

А.А. Митусов, П.Е. Митусов**ЭНЕРГОБАЛАНС ГИДРОДВИГАТЕЛЯ
УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Исследования, представленные в статье направлены на создание теоретических основ проектирования и эксплуатации гидрообъемных механизмов ударного действия. Для математического описания энергетических связей входа и выхода предложен параметр, характеризующий конструкцию гидродвигателя ударного действия, как систему импульсного энергопреобразования – инерционное сопротивление.

Ключевые слова: импульсный гидропривод, гидродвигатель ударного действия, энергетические характеристики.

Дробление, отбойка, рыхление, бурение горных пород наиболее эффективно осуществляются механизмами с использованием гидродвигателя ударного действия (УГД), являющегося основным органом импульсного энергопреобразования импульсного гидропривода (ИГП). Функциональными особенностями, отличающими УГД от гидродвигателей непрерывного действия являются следующие:

1. Отсутствие постоянной связи ведомого звена с инструментом, обуславливающее отсутствие влияния внешней нагрузки на параметры потока жидкости и режим работы импульсного гидропривода (ИГП).

2. Неустановившийся режим движения ведомого звена во всех фазах рабочего цикла, обуславливающий инерционный характер нагрузки на привод и зависимость параметров потока жидкости от инерционных свойств подвижных звеньев УГД.

3. Неравномерное потребление мощности в фазах рабочего цикла с превышением импульсной мощности в предударной фазе над средней потребляемой.

Эти особенности обуславливают специфику импульсного энергопреобразования и, соответственно, специфический характер связей входных и выходных параметров.

Характеристики энергопреобразования УГД, как системы гидрообъемной, подчиняются законам общим для этого класса машин и специфическим, как элемента структуры ИГП. Применительно к объемным гидроприводам входные и выходные параметры общепринятыми методиками связываются через рабочий объем q . Взаимосвязь же силовых и скоростных параметров – давления P и расхода Q , определяется типом объемного гидропривода: приводы непрерывного и дискретного действия; приводы постоянного расхода и приводы постоянного давления; нерегулируемые и регулируемые приводы.

Для нерегулируемых гидроприводов постоянного расхода и непрерывного действия (рисунок, а) цепочки энергопреобразования независимы друг от друга и направлены встречно, когда внешняя нагрузка – момент на валу гидромотора M , формирует входное давление P , а входной расход Q формирует выходную скорость v .

Для аппаратно регулируемых непрерывных систем связь между силовыми и скоростными параметрами имеется и обусловлена наличием параллельного гидродвигателю ручного (дроссель) или автоматического (переливной клапан, регулятор расхода) сопротивления R_y . В таких системах двигатель

проявляет себя, как сопротивление R_d , отбирающее расход по закону параллельных соединений. В соответствии с законами гидромеханики целесообразно связать расход и давление питания двигателя формулой, представляющей собой энергетическую характеристику питания объемного гидродвигателя.

$$P = R_d \cdot Q^2 \quad (1)$$

Для регулируемой системы постоянного расхода (рисунок, б) сопротивление двигателя оказывается зависимым, как от конструктивных параметров системы (q, R_v), так и от параметров нагрузки (M, n):

$$R_d = \frac{R_v}{(nq\sqrt{R_v q / 2\pi M - 1})^2};$$

$$n = \frac{Q}{q(1 + \sqrt{R_d / R_v})}$$

Для системы постоянного давления (рисунок, в) причинно-следственная связь отличительна. Здесь давление P определяет величину выходного момента M , что обуславливает применимость таких систем к инерционным или вязкостным нагрузкам. В последнем случае связь между силовыми и скоростными параметрами в первом приближении можно выразить формулой:

$$M = R_H \cdot n^m,$$

где R_H – характеристика нагрузки, независимая от конструкции двигателя.

Входные параметры оказываются связанными формулами:

$$P = R_d \cdot Q^m;$$

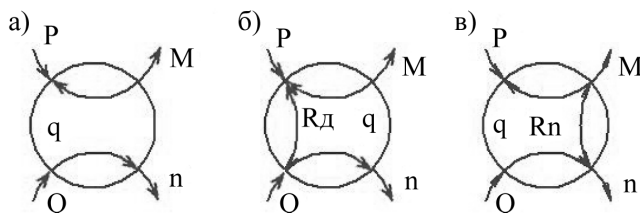
$$R_d = \frac{2\pi R_H}{q^{m-1}}.$$

УГД относятся к дискретным системам, где постоянная кинематическая связь между нагрузкой и энергопотоком источника отсутствует, соответственно сопротивление УГД R_d не зависит от нагрузки. Здесь сопротивление формируется инерционными нагрузками ведомого звена вследствие неустановившегося режима его движения в каждой фазе цикла [1].

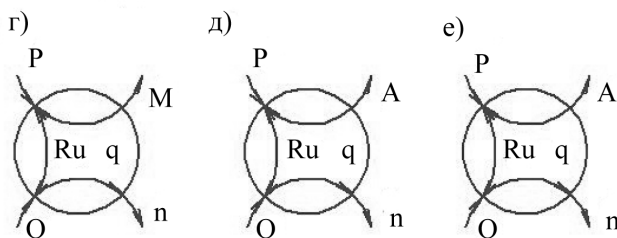
Направления причинно-следственных связей между расходом и давлением питания УГД для различных по регулируемости типов ИГП представлены на рисунке, г, д, е.

В нерегулируемых приводах (рисунок, г) расход определяет уровень рабочего давления в соответствии с формулой (1). В приводах постоянного расхода, регулируемых параллельным дросселем (рисунок, д, а) отрегулированный расход питания предопределяет выход двигателя на соответствующее давление, а в приводах постоянного давления (рисунок, е, б) потребляемый расход является следствием отрегулированного уровня давления.

Для гидроприводов непрерывного действия



Для импульсных гидроприводов



Энергетические связи между параметрами входа и выхода объемных гидродвигателей

Таким образом, объемные гидродвигатели, как непрерывного, так и дискретного действия, в структурах гидродатчиков характеризуются двумя параметрами, из которых рабочий объем q является параметром, характеризующим энергопреобразование обоих типов двигателей, как систем объемных, а сопротивление R_d зависит для гидродвигателей непрерывного действия от внешней нагрузки, а для гидродвигателей ударного действия, как дискретных систем, является характеристикой внутренней, инерционной нагрузки, и таким образом, характеризует конструкцию ударного гидродвигателя, как механизма импульсного энергопреобразования. Целесообразно конкретизировать его название под термином «инерционное сопротивление УГД» с обозначением $R_{и}$.

Для описания процесса импульсного энергопреобразования УГД воспользуемся известными принципами, характерными для «идеальной» модели рабочего цикла с кусочно-линейными фазовыми характеристиками [2, 3].

Сбалансированный цикл установившегося режима двигателя характеризуется следующей системой уравнений

$$\begin{cases} \Sigma F_i - m\ddot{x} = 0; \\ Q_{и}t = \pm V_{и} \pm V_a; \\ \Sigma V_a^i = 0; \\ \Sigma x^i = 0, \end{cases}$$

где ΣF_i – сумма сил давления на боек со сторон гидравлических камер; m – масса бойка; V_a и $V_{и}$ – алгебраические значения объемов потребляемой (+) или вытесняемой (-) ударным гидроцилиндром и аккумулятором жидкости в каждый отрезок времени цикла; Q – расход источника питания; x^i – перемещения бойка в фазах цикла.

Здесь первое уравнение характеризует динамический баланс ударного

гидроцилиндра в каждой i -фазе цикла; второе уравнение характеризует кинематический баланс в каждый отрезок времени цикла ударного гидродвигателя; третье и четвертое уравнения являются условиями кинематического баланса аккумулятора A_k и ударного гидроцилиндра (УГЦ) для всего цикла.

Силы F_1 и F_2 являются результирующими в динамических фазах $T1$ и $T2$ и формируются результирующими, с учетом потерь, (условно «динамическими») величинами площадей $S1$ и $S2$. Конструктивные значения площадей камер УГЦ S_b и S_p выражаются через площади $S1$ и $S2$ в зависимости от варианта их соединений с напорной линией в динамических фазах.

Для обобщенного рассмотрения всех вариантов УГЦ введем связанную с кинематическим коэффициентом цикла их безразмерную кинематическую характеристику по динамическим (результирующим) величинам площадей

$$\sigma = \frac{S_2}{S_1} \text{ или } \sigma = i^2 - 1,$$

где i – кинематический коэффициент цикла.

Тогда динамическая характеристика цикла – динамический коэффициент рабочего цикла УГД

$$j = \frac{T1}{T2} = \frac{\sigma}{1 + \tau\sqrt{\sigma+1}}.$$

Связь кинематического и динамического коэффициентов

$$i / j = (1 + 1 / \sigma) (\tau + 1 / \sqrt{\sigma + 1})$$

Отсюда, решая систему уравнений, получаем выражение связи P – Q , представляющее собой энергетическую характеристику питания объемного гидродвигателя

$$P = Q^2 = \frac{2mh^2}{q^3} (\sqrt{\sigma+1} + \tau)^2. \quad (2)$$

Для установления зависимости инерционного сопротивления от конструк-

тивных параметров приведем связь $P-Q$ к виду, универсальному для всех гидравлических систем с квадратичными режимами

$$P = R_{\text{и}} \cdot Q^2. \quad (3)$$

Для импульсных САР необходимо учитывать наличие 2-х управляющих воздействий из вектора состояния УГД: расход питания Q и задаваемую частоту переключений распределителя n , определяющую задаваемое время рабочего цикла УГД и длительности его динамических фаз, чем обуславливается не квадратичная, а линейная связь $P-Q$

$$P = R_{u(t)} \cdot Q \cdot n, \quad (4)$$

Отсюда выражения инерционного сопротивления УГД, выраженные из формулы (2) в виде, адаптированном к решению проектировочных задач:

для релейных САР согласно формуле (3) с индексом (x)

$$R_{u(x)} = \frac{2m}{S_2^3 h'} \sigma \left(1 + \frac{\tau}{\sqrt{\sigma+1}} \right)^2; \quad (5)$$

для импульсных САР согласно формуле (4) с индексом (t)

$$R_{u(t)} = \frac{2m}{S_2^2} (\sqrt{\sigma+1} + \tau)^2; \quad (6)$$

или

$$R_{u(t)} = \frac{2m}{S_2^2} \cdot \frac{\sigma(j+1)}{j\sqrt{\sigma+1}}. \quad (7)$$

Для УГД с последовательным аккумулятором давление независимо от расхода и определяется только параметрами структуры УГД

$$R_u^{nc} = \frac{2mh^2}{(q\sigma\psi)^3} \left(\frac{1}{\sqrt{1-\psi\sigma}} + \tau \right)^2, \quad (8)$$

$$\text{где } \psi = \frac{P_a}{P}; \quad \vartheta_b = \frac{Q}{S}; \quad P = P_a \frac{S_a}{S_p},$$

P_a – осредненное, стабилизированное давление аккумулятора, S_p – площадь

рабочей камеры УГД, S_a – площадь вытеснителя аккумулятора.

Потребляемая мощность

$$N = R_u Q^3 \quad (9)$$

или

$$N = R_u^{0,5} P^{1,5}, \quad (10)$$

где (9) – для привода постоянного расхода, а (10) – для привода постоянного давления.

На основании приведенного исследования представляется возможным сформулировать, как особенности энергетической структуры УГД, следующее положение: УГД оказывает инерционное сопротивление потоку проходящей через него жидкости, обуславливая функциональную зависимость давления от расхода питания и, таким образом, основными энергопреобразующими параметрами конструкции УГД являются рабочий объем q – как системы объемной, и инерционное сопротивление R_u – как системы дискретной.

Для расчетов энергетических характеристик УГД и анализа способов управления ими предлагаются следующие формулы энергетических связей параметров входа и выхода

Для релейной САР:

$$P = R_{\text{и}} \cdot Q^2; \quad (3)$$

$$A = R_{\text{и}} \cdot q^3 \cdot n^2; \quad (11)$$

$$A = P \cdot q; \quad (12)$$

$$n = \frac{\sqrt{P}}{q\sqrt{R_u}} \quad (13)$$

$$A = q \cdot R_{\text{и}} \cdot Q^2; \quad (14)$$

$$n = \frac{Q}{q} \quad (15)$$

где (3) – связь между параметрами входа, (11) – связь между параметрами выхода, (12), (13) – связи входа и выхода для системы постоянного да-

ления, а (14) и (15) – то же для системы постоянного расхода.

Для импульсной САР:

$$P = R_{и(t)} \cdot n \cdot Q; \quad (16)$$

$$A = \frac{P^2}{R_{и(t)} \cdot n^2}; \quad (17)$$

$$A = R_{и(t)} \cdot Q^2. \quad (18)$$

Здесь параметрами входа являются давление P , расход Q , а также задаваемая принудительным распределителем частота n . Единственным выходным параметром, результирующим после энергопреобразования, является энергия удара A . Таким образом, (16) – связи между параметрами входа, (17) – связи между параметрами выхода и входа для привода постоянного давления, (18) – связи выхода и входа для приводов постоянного расхода.

Анализ полученных выражений показывает, что для релейной САР зависимости силовых параметров от скоростных и для входа (формула (3)), и для выхода (формула (11)) квадратичны. Между однородными параметрами входа и выхода (формулы (12) и (15)) –

зависимости линейны, а между разнородными квадратичны. Таким образом, система регулируема и по расходу, и по давлению, причем в обоих случаях сохраняется и качественная, и количественная взаимосвязь между энергией и частотой ударов, а изменение ее возможно только изменением параметров, характеризующих структуру ИГП, то есть настройкой.

Для импульсной САР связи между силовым параметром P и скоростными n и Q линейны, а для выхода существенно различаются для приводов, регулируемых по давлению («приводы постоянного давления» и по расходу («приводы постоянного расхода»). Для приводов постоянного давления зависимость энергии удара от частоты (формула (17)) носит характер обратной квадратичности, а для приводов постоянного расхода (формула (18)) связь A – n отсутствует, существует лишь квадратичная связь A – Q . Это означает, что при перестройке частоты энергия ударов не изменяется, а изменение рабочего объема (формула (16)) компенсируется соответствующим изменением давления в гидросистеме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Митусов А.А. Инерционное сопротивление гидродвигателей ударного действия // Труды университета. Республиканский журнал. Караганда: КарГТУ, 2003. – № 1. – С. 51–52.

2. Ашавский А.М. Основы проектирования оптимальных параметров забойных буровых машин. – М.: Недра, 1966. – 220 с.

3. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы. – М.: Наука, 1990. – 352 с. **ПИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Митусов Анатолий Алексеевич – доктор технических наук, доцент, e-mail: anatmitusov@mail.ru, Карагандинский государственный технический университет (КарГТУ),
Митусов Павел Евгеньевич – аспирант, МГИ НИТУ «МИСиС», e-mail: ud@msmu.ru.

UDC 622.002.5-82

ENERGY BALANCE IN HYDRAULICALLY POWERED PERCUSSIVE MOTOR

Mitusov A.A., Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, e-mail anatmitusov@mail.ru, Karaganda State Technical University, 100027, Karaganda, Kazakhstan,

Mitusov P.E., Graduate Student, Moscow Mining Institute,

National University of Science and Technology «MISIS», 119049, Moscow, Russia, e-mail: ud@msmu.ru.

The research presented in the paper aims to establish the theoretical foundations for design and operation of hydrostatic mechanisms percussion. For the mathematical description of energy connections of the input and output is proposed, a parameter characterizing the design of hydraulic percussion, as a system of pulse energy conversion – inertial resistance.

Key words: pulse hydraulic drive, hydraulic impact energy characteristics.

REFERENCES

1. Mitusov A.A. *Trudy universiteta*. 2003, no 1, pp. 51–52.
2. Ashavskiy A.M. *Osnovy proektirovaniya optimal'nykh parametrov zaboynykh burovnykh mashin* (Design basis for optimal parameters of drilling machines at headings), Moscow, Nedra, 1966, 220 p.
3. Alimov O.D., Basov S.A. *Gidravlicheskie vibroudarnye sistemy* (Hydraulic vibropercussion systems), Moscow, Nauka, 1990, 352 p.



ОТДЕЛЬНЫЕ СТАТЬИ ГОРНОГО ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКОГО БЮЛЛЕТЕНЯ (СПЕЦИАЛЬНЫЙ ВЫПУСК)

О РАСПРЕДЕЛЕНИИ ПЛОТНОСТИ В ЗАРЯДАХ ЭМУЛЬСИОННОГО ВЗРЫВЧАТОГО ВЕЩЕСТВА, СЕНСИБИЛИЗИРОВАННОГО ГАЗОВЫМИ ПОРАМИ

Брагин Павел Александрович – инженер, главный специалист по буровзрывным работам, e-mail: pavelbragin83@mail.ru, Горинов Сергей Александрович – кандидат технических наук, главный научный консультант, e-mail: akaz2006@yandex.ru, Маслов Илья Юрьевич – кандидат технических наук, главный инженер, e-mail: ilmaslov@mail.ru, ООО «Глобал Майнинг Эксплозив-Раша»; Иляхин Сергей Васильевич – доктор технических наук, профессор, e-mail: isv11@mail.ru, Российский государственный геологоразведочный университет им. С. Орджоникидзе; Оверченко Михаил Николаевич – кандидат технических наук, генеральный директор ЗАО «Орика СиАйЭс», e-mail: overchenko@mail.ru.

Приведены методики расчета плотности эмульсионного взрывчатого вещества, сенсibilизированного газовыми порами, по высоте колонок нисходящего и восстающего скважинных зарядов. Показано, что при применении ЭВВ в нисходящих скважинных зарядах глубиной более 30 м, кроме сжимаемости этих ВВ под действием гидростатического давления, необходимо также учитывать термоусадку заряда. Показано, что длина восстающих скважинных зарядов ЭВВ в большей степени ограничена условием слияния газовых пор в верхней части заряда, что необходимо учитывать при применении данных ВВ в подземных условиях. При этом, градиент разноплотности восходящего заряда больше чем у нисходящего заряда.

Ключевые слова: эмульсионное взрывчатое вещество (ЭВВ), сенсibilизированное газовыми порами, гранулы аммиачной селитры, гранулы вспененного полистирола, коэффициент объемного расширения, модификации кристаллической структуры аммиачной селитры, длина восстающего скважинного заряда, плотность ЭВВ, слияние смежных газовых пор, Эмулит, Эмулан, Эмульпор.

ON THE DENSITY DISTRIBUTION IN THE CHARGE OF EMULSION EXPLOSIVES SENSITIZED WITH GAS PORES

Bragin P.A.¹, Engineer, Senior Specialist for Drilling-and-blasting Operations, e-mail: pavelbragin83@mail.ru, Gorin S.A.¹, Candidate of Technical Sciences, Chief Scientific Adviser, e-mail: akaz2006@yandex.ru, Maslov I.Yu.¹, Candidate of Technical Sciences, Chief Engineer, e-mail: ilmaslov@mail.ru, Ilyakhin S.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: isv11@mail.ru, Russian State Geological Prospecting University named after Sergo Ordzhonikidze (MGRI-RSGPU), Moscow, Russia, Overchenko M.N., Candidate of Technical Sciences, General Director of Orica CIS CJSC, e-mail: overchenko@mail.ru, ¹ LLC «Global Mining Explosive–Russia», Russia.

Techniques for calculating the density of the emulsion explosives sensitized with gas pores, along the height of the columns of downhole and uphole charges are given. It is shown that the application of emulsion explosives in downhole charges of more than 30 meters depth, in addition to the compressibility of explosives under the influence of hydrostatic pressure, also requires to take into account the heat shrinkage of charge. It is shown that the length of the uphole emulsion explosive charges is rather limited by the condition of merger of gas pores in the upper part of the charge which shall be considered when applying these explosives in underground conditions. Thus, the gradient of varying uphole charge density is greater than that of the downhole charge.

Key words: emulsion explosives, sensitized with gas pores, granules of ammonium nitrate pellets, granules of expanded polystyrene, the coefficient of volume expansion, modifications of the crystal structure of ammonium nitrate, the length of the boreholes charge, density of emulsion explosives, merge of adjacent gas pores, emulsion, Emulan, Emulpor.