

ОПТИМАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для высокочастотных гидравлических ударных механизмов в качестве критерия оптимизации может быть принято быстродействие. Максимум ударной мощности должен соответствовать минимуму продолжительности рабочего цикла. Для упорядочения рассмотрения ударных механизмов разработана их классификация по количеству фаз рабочего цикла, в которых возмущающее воздействие равно сумме сил, действующих при холостом и рабочем ходах. Всего выделено шесть структур. Приводится математическая модель ее решения для одной структуры, а также расчетная схема ударного механизма этой структуры.

Одним из наиболее существенных признаков гидравлических ударных механизмов является организация рабочего цикла. Работа механизма определяется порядком воздействия возмущения рабочего и холостого ходов на боек и определяет тот или иной набор структурных элементов и связи между ними /1, 2/.

Задача оптимизации заключается в обеспечении максимума ударной мощности при максимально возможном КПД, что соответствует основному критерию оптимальности системы. Ударная мощность механизма может быть записана в виде:

$$N=A/T, \quad (1)$$

где A – энергия единичного удара; T – длительность рабочего цикла ударного механизма.

Величина энергии удара однозначно определяется из условий прочности бурового инструмента и необходимой объемной работы разрушения породы. Значит, максимум ударной мощности соответствует минимуму продолжительности рабочего цикла ударного механизма, т. е. быстродействие ударного механизма может быть принято в качестве производного критерия оптимизации. В этом случае оптимизируемая (минимизируемая) функция может быть записана в виде:

$$T = \frac{2A}{VSp} f(i), \quad (2)$$

где P – давление источника питания;

Sp – площадь вытеснителя рабочего хода;

$f(i)$ – целевая функция от $i = \frac{F_g}{F_p}$ соотношения воз-

мущающих воздействий на бойке;

V – скорость движения бойка.

Согласно (2) минимум продолжительности рабочего цикла ударного механизма при заданной энергии соответствует: максимуму скорости приложения ударной нагрузки к инструменту, которая ограничена величиной 10 м/с, исходя из условия прочности соударяющихся деталей и предельных значений критических напряжений в ударной системе; максимуму давления источника питания, при этом давление ограничено возможностями источника питания и прочностью подводных трубопроводов; максимуму площади вытеснителя устройства рабочего хода, ограниченному из условия минимизации объемных потерь.

С учетом последнего ограничения задача оптимального синтеза ударного механизма сводится к прямой задаче линейного быстродействия и может быть

сформулирована следующим образом. Для данного механизма при заданной энергии единичного удара, ограниченных скорости приложения ударной нагрузки, давления источника питания и площади вытеснителя рабочего хода определить соотношение возмущающих воздействий на бойке, соответствующих минимальной продолжительности рабочего цикла и, следовательно, максимальной частоте приложения ударной нагрузки. Задача решена с помощью математических моделей, составленных на основе уравнений вида:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + S \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + R \left(\frac{dx}{dt} \right) + P^* = Q, \quad (3)$$

где M – масса движущихся частей ударника;

$S \left(\frac{dx}{dt} \right)^2$ – потери на квадратичных гидросопротивлениях;

$R \left(\frac{dx}{dt} \right)$ – потери на вязкое и сухое трение;

P^* – постоянные по величине и направлению силы;

x – текущая координата бойка;

Q – возмущающее воздействие.

Так как вопрос достижения максимального быстродействия рассматривается нами в общем виде, на уровне схем, то второй, третий, четвертый члены уравнения (3), отражающие особенности конструктивной реализации структурной схемы ударного механизма, целесообразно из рассмотрения исключить. Тогда математическая модель механизма упрощается и может быть составлена из уравнений вида:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = Q. \quad (4)$$

Для упорядочения рассмотрения ударных механизмов разработана их классификация по количеству фаз рабочего цикла, в которых возмущающее воздействие равно сумме сил, действующих при холостом и рабочем ходах, т. е. именно этот признак в большей степени отражает быстродействие механизмов. Индексация структур ударных механизмов составлена из цифры, обозначающей количество фаз, в которых боек испытывает возмущение от равнодействующей сил взвода и рабочего хода, и букв, обозначающих эти фазы: В – взвод, Т – торможение, Р – рабочий ход, О – фаза, когда равнодействующая равно нулю при равенстве нулю сил взвода и рабочего хода.

Всего выделены следующие структуры: 0, 1В, 1Т, 1Р, 2ТР, 2ТРО.

На рисунке 1 представлены циклограммы сил, действующих в данном механизме, которые обуславливают наличие 3-х фаз рабочего цикла.

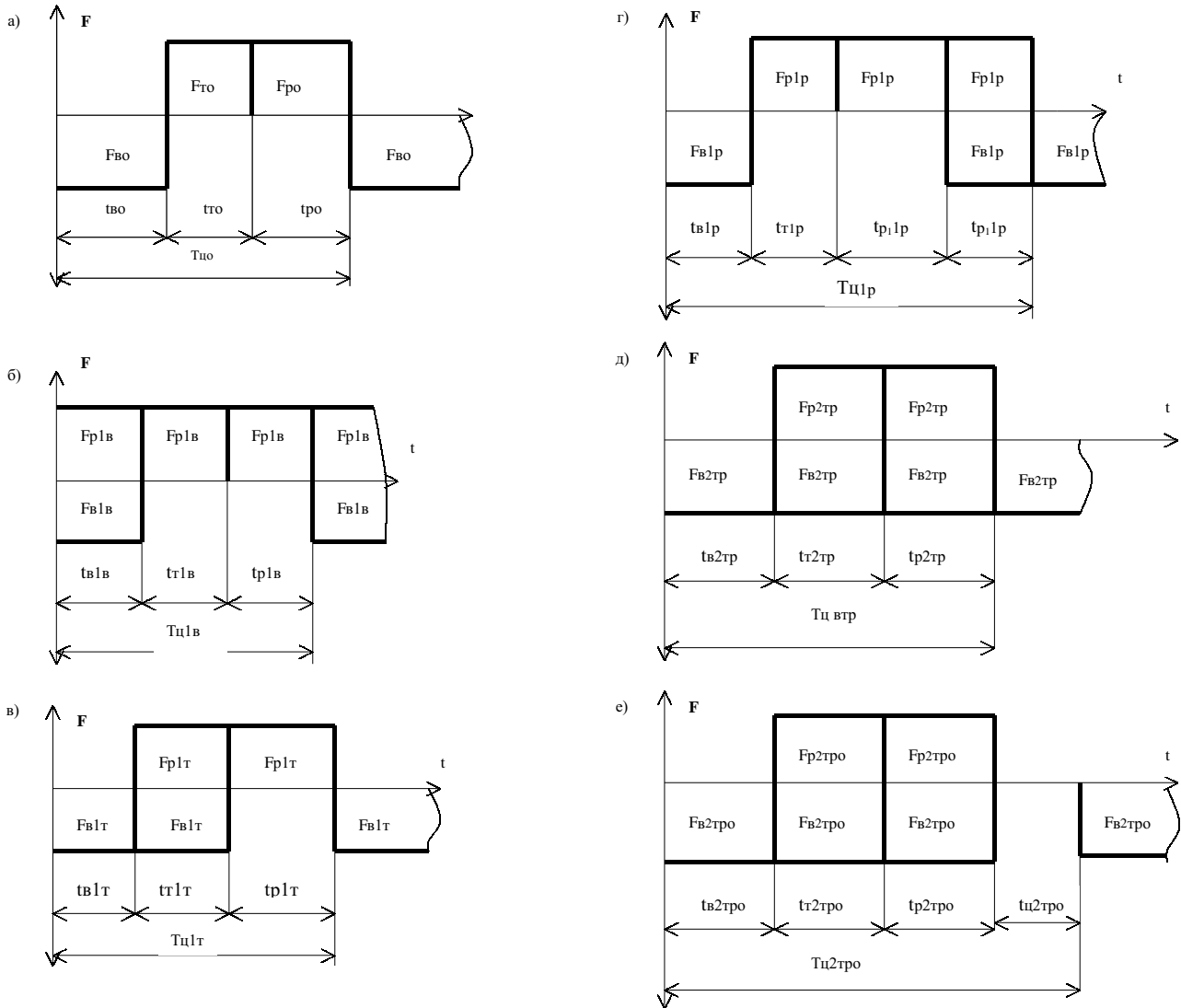


Рисунок 1. Циклограммы сил, действующих в ударных механизмах различных структур

1. Фаза взвода с продолжительностью $t_{во}$, перемещением $x_{во}$, скоростью $V_{во}$ и возмущающим воздействием $F_{во}$.

2. Фаза торможения с продолжительностью $t_{то}$, перемещением $x_{то}$, скоростью $V_{то}$ и возмущающим воздействием $F_{то}$.

3. Фаза рабочего хода, характеризующаяся соответственно величинами $t_{ро}$, $x_{ро}$, $V_{ро}$, $F_{ро}$.

В соответствии с циклограммой сил математическая модель ударного механизма рассматриваемой структуры может быть записана в виде:

$$\frac{d^2 x_{во}}{dt^2} = \frac{F_{во}}{m} \quad \begin{cases} x = 0 \\ V = 0 \end{cases} \quad \text{при } t = 0$$

$$\frac{d^2 x_{то}}{dt^2} = \frac{F_{то}}{m} \quad \begin{cases} x = 0 \\ V = V_{во} \end{cases} \quad \begin{matrix} \text{при } t = 0, V = 0 \\ \text{при } t = t_{то} \end{matrix}$$

$$\frac{d^2 x_{ро}}{dt^2} = \frac{F_{ро}}{m} \quad \begin{cases} x = 0 \\ V = 0 \end{cases} \quad \begin{matrix} \text{при } t = 0, V = V_{уд} \\ \text{при } t = t_{ро} \end{matrix}$$

Решение математической модели, проведенное при заданных начальных условиях, представлено в таблице 1.

Таблица 1. Решение математической модели ударного механизма структуры «0»

Фаза рабочего цикла	Время	Скорость	Перемещение	Примечания
Взвод	$t_* = \sqrt{\frac{2mX_*}{F_*}}$	$V_* = \sqrt{\frac{2F_* X_*}{m}}$	X_*	
Торможение	$t_* = \sqrt{\frac{2mF_* X_*}{F_p}}$	$V_{во} = V_* - \frac{F_{ро}}{m} t_*$	$X_* = \frac{F_*}{F_p}$	$F_* = F_p$
Рабочий ход	$t_p = \frac{mV_x}{F_p}$	$V_{ро} = \frac{F_{ро}}{m} t_*$	$X = \frac{mV_x^2}{2F_p}$	

Обозначив соотношение возмущающих усилий

$$\frac{F_{во}}{F_{ро}} = i, \tag{6}$$

запишем условие синтеза ударного механизма

$$x_{po} = x_{bo} + x_{ro}. \tag{7}$$

Подставив в выражение (7) входящие величины, получим

$$x_{bo} = \frac{mV_{уд}^2}{2F_{po}(1+i)}. \tag{8}$$

В соответствии с (8) получим выражение для продолжительности рабочего цикла

$$T_{цо} = \frac{mV_{уд}}{F_{po}} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{i}}\right). \tag{9}$$

Из выражения (9) следует

$$\lim_{i \rightarrow \infty} T_{цо} = 2 \frac{mV_{уд}}{F_{po}},$$

т. е. величина i остается неопределенной.

Для ее определения воспользуемся ограничением на отрыв жидкости от рабочей поверхности бойка. Дело в том, что в фазе торможения со стороны камеры взвода на боек не действуют никакие силы, вследствие чего может произойти разрыв столба жидкости. Чтобы этого не было, необходимо соединять камеру взвода в этой фазе со сливной магистралью, на которой установлен аккумулятор-стабилизатор низкого давления, и заполнять камеры жидкостью. В этом случае величину i можно определить, исходя из условий заполняемости камеры взвода.

Расчетная гидрокинематическая схема ударного механизма представлена на рисунке 2.

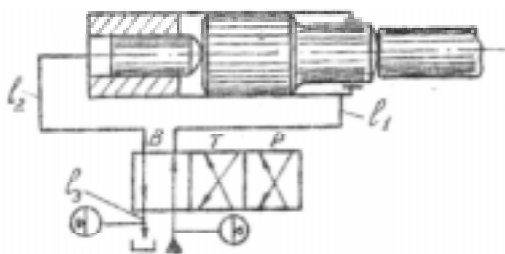


Рисунок 2. Расчетная схема ударного механизма структуры «О»

Условимся считать, что:

- а) ударник выполнен с цапфенным органом управления;
- б) расстояния от органа управления до рабочих камер l_1 и l_2 и до аккумулирующей емкости на сливном трубопроводе l_3 пренебрежимо малы;
- в) основываясь на исследованиях [1, 2], можно открытие и закрытие щелей распределительного механизма считать мгновенными по постоянным, равным 3,1;
- г) давление жидкости в сливной магистрали $P_a = 0,3$ МПа, а скорость течения жидкости постоянная;
- д) жидкость несжимаема и в течение работы механизма ее свойства не изменяются;
- е) сливной трубопровод имеет конечную длину;
- ж) будем также считать, что местные гидравлические сопротивления при переходе жидкости из сливного

трубопровода в аккумулятор и в орган управления, также из органа управления в камеру взвода ударника равны нулю.

Имея в виду выше сказанное, работу системы можно описать рядом дифференциальных уравнений. Движение поршня-бойка в фазе торможения описывается уравнением

$$\frac{dV_{то}}{dt} = -\frac{F_{po}}{m} + \frac{P_1 S_B}{m}, \tag{10}$$

где $V_{то}$ – текущее значение скорости движения бойка в фазе торможения;

F_{po} – тормозящее воздействие со стороны камеры рабочего хода $F_{po} = P_0 S_p$;

P_1 – давление жидкости в камере взвода;

$S_B = i S_p$ – поверхность, на которую воздействует P_1 в камере воздуха;

i – безразмерный коэффициент, характеризующий соотношения управляющих воздействий;

m – приведенная масса подвижных частей ударника.

Давление жидкости в камере взвода можно описать уравнением

$$P_1 = P_c - \xi_{щ} \frac{V_{щ}}{2q}, \tag{11}$$

где P_c – давление жидкости в точке подключения аккумулирующей емкости;

$\xi_{щ}$ – коэффициент сопротивления щели золотника;

$V_{щ}$ – скорость протекания жидкости через щель золотника.

Давление жидкости на конце трубопровода описывается уравнением

$$P_{тр} = P_0 - \xi_{тр} \frac{V_{тр}^2}{2q}, \tag{12}$$

где $\xi_{тр}$ – коэффициент сопротивление трубопровода по длине;

$V_{тр}$ – скорость протекания жидкости по трубопроводу.

Давление жидкости в точке подключения аккумулирующей емкости определяется, имея ввиду условие «б», как давление в гидравлической полости компенсатора.

$$P_c = \frac{(W_0 - W)C}{S_k^2}, \tag{13}$$

где S_k^2 – площадь поперечного сечения гидравлической полости аккумулятора;

W_0 – начальный объем жидкости в компенсаторе;

W – текущее значение объема жидкости, вытесненной из компенсатора.

Так как потом жидкость из аккумулятора распределяется между трубопроводом и камерой взвода ударника, то для нормальной, безкавитационной работы сис-

темы необходимо выполнение условия неразрывности потока жидкости, т. е.

$$V_{то} \times S_B + V_{тр} \times S_{тр} = V_k \times S_k, \quad (14)$$

Имея в виду (13) и то, что давление на конце трубопровода $P_{тр} = 0$, т. к. жидкость изливается в бак почти при атмосферном давлении, запишем уравнение (12) в виде:

$$P_{тр} = \frac{(W_0 - W) \times C}{S_k^2} - \xi_{тр} \frac{V_{тр}^2}{2q}, \quad (15)$$

откуда

$$V_{тр}^2 = \frac{2(W_0 - W) \times Cq}{\xi_{тр} \times S_k^2} \quad (16)$$

и

$$V_{тр} = \sqrt{\frac{2(W_0 - W) \times Cq}{\xi_{тр} \times S_k^2}}, \quad (17)$$

Имея в виду (17) и условие (ж), запишем (11) в виде:

$$P_1 = \frac{(W_0 - W)C}{S_k^2} - \xi_{тр} \frac{V_{тр}^2}{2q} \times \frac{S_B^2}{S_{тр}^2}. \quad (18)$$

При совместном решении уравнений (10) и (13), (14) и (17) получим систему дифференциальных уравнений

$$\frac{dV_0}{dt} = \frac{iS_p}{mS_k^2} (P_a S_k^2 - W \times C) - \frac{\xi_{шт} i^2 S_p^2 V_{то}}{2mqS_{шт}} - \frac{P_0 S_p}{m}; \quad (19)$$

$$\frac{dW}{dt} = iS_p V_{то} + \frac{S_{тр}}{S_k} \times \sqrt{\frac{2q}{\xi_{тр}} - (P_a S_k^2 - W \times C)}.$$

Система (19) решена при следующих значениях входящих в нее постоянных:

$$i = 0,3; 0,5; 0,76; 0,98; S_p = 9,6 \times 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$m = 6 \text{ кг}; S_k = 4 \times 10^{-4} \text{ м}^2; P_a = 3 \times 10^5 \text{ Па}$$

P_a – допустимое значение давления в сливной магистрали.

C – жидкость упругого элемента компенсатора

$$C = 2500, 3500; o_{шт} = 2,8 \times 10^4;$$

$$q = 9,81 \text{ м/с}; S_{шт} = 3 \times 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$P_0 = 10^7 \text{ Па}; P_a = 2 \times 10^{-4}; 3,14 \times 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$o_{тр} = 1,52 \times 10^5.$$

Решение системы показывает, что при $S_{тр} = 2 \times 10^{-4} \text{ м}^2$ и $\xi_{шт} = 1,52 \times 10^5$ обеспечивается заполнением камеры взвода жидкостью из компенсатора при всех значениях i и C вплоть до $i = 0,98$.

Увеличением диаметра трубопровода с 16 мм до 20 мм соответственно $S_{тр} = 4,14 \times 10^{-4}$ и $\xi_{шт} = 1,22 \times 10^5$ при жесткости $C = 2500$ и превышении величины $i = 0,8$ заполнение камеры взвода жидкостью происходит не полностью, что в последующих циклах приведет к усиленным кавитационным явлениям.

Таким образом, можно считать, что величина $i = 0,8$ удовлетворяет как поставленной задаче, так и скорости протекания жидкости по сливному трубопроводу.

В этом случае продолжительность рабочего цикла запишется

$$T_{цк} = 2,5 \frac{mV_{шт}}{F_{по}}. \quad (20)$$

Список использованной литературы:

1. Павлов А.С., Лурье И.Ф. Выбор гидравлического ударного механизма бурильной машины вращательно-ударного действия // Изв. вузов. Горный журнал, 1978, №1, с. 100-105.
2. Павлов А.С., Лурье И.Ф. Синтез оптимальных гидрообъемных ударных механизмов // Изв. вузов. Горный журнал, 1983, №6, с. 76-79.
3. Янцен И.А., Ешуткин Д.Н., Бородин В.В. Основы теории и конструирования гидропневмоударников. – Кемерово, 1977. – 245 с.