

ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМЫ РУЧНОГО ГИДРОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА С УПРАВЛЯЕМОЙ КАМЕРОЙ ПРЯМОГО ХОДА

Т.А. Устищенко, канд. техн. наук;

А.П. Кононенко, д-р техн. наук,

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

Исследована одна из структурных схем гидравлического ударного механизма, составлена ее математическая модель, получены основные конструктивные параметры, которые рекомендуется использовать при создании проекта ручного механизма (гидромолотка).

Ключевые слова: схема, ручной гидроударный механизм, управляемая камера прямого хода, энергия удара.

Досліджено одну зі структурних схем гідравлічного ударного механізму, складено її математичну модель, отримано основні конструктивні параметри, які рекомендується використовувати при створенні проекту ручного механізму (гідромолотка).

Ключові слова: схема, ручний гідроударний механізм, керована камера прямого ходу, енергія удару.

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время в ряде отраслей промышленности получают довольно широкое распространение гидравлические ударные механизмы. Это объясняется рядом их положительных качеств, по сравнению с пневматическими механизмами, которые были очень популярны еще несколько лет назад. Ручные гидравлические устройства ударного действия (гидромолотки) дают возможность получить более высокие частотно-энергетические показатели, позволяют осуществлять плавное изменение энергетических параметров в зависимости от цели использования (например, при увеличении крепости разрушаемого материала – повышение ударной мощности). Использование компактной насосной станции взамен компрессора способствует обеспечению мобильности установки. Но в большинстве известных гидромолотков в качестве рабочей жидкости применяют индустриальные масла, и только в единичных опытных вариантах – водомасляную эмульсию.

Использование технической воды в качестве рабочей жидкости может значительно расширить область применения гидромолотков, особенно в тех областях промышленности, где важно применение негорючих жидкостей (угольная промышленность, энергетика), либо важным фактором является охрана окружающей среды (например, подводные работы).

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Известны несколько подходов по классификации, выделению и исследованию различных структурных схем гидравлических механизмов ударного действия [1, 2, 5]. Исследованию работы гидравлических ударных механизмов посвящены работы, в которых рассматриваются устройства с различной управляемостью камер. Однако в данных работах не рассматриваются вопросы подобия и, как следствие, вопросы сокращения размерности решаемой задачи.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В соответствии с вышесказанным ставится задача исследования рабочих процессов и выбор основных конструктивных параметров гидравлического ударного механизма с управляемой камерой прямого хода как наиболее перспективной структуры гидроударного механизма. Структурная схема приведена на рис.1.

От насоса 1, снабженного предохранительным клапаном 2, рабочая жидкость подается в гидропневмоаккумулятор 5 и к ударному устройству 3, имеющему распределительное устройство (узел управления 4), поршень-боек 6, образующий с корпусом 3 камеры прямого 7 и обратного 8 ходов. Узел управления обеспечивает работу ударного устройства в автоколебательном режиме путем изменения давления в одной или обеих рабочих камерах.

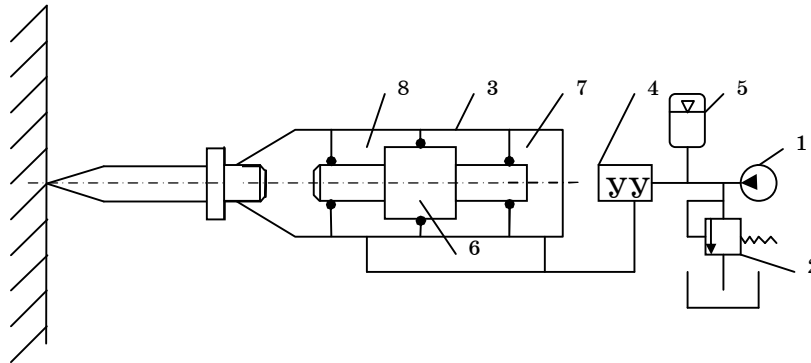


Рисунок 1 - Структурная схема гидравлического ударного механизма

Причем, необходимо отметить, что выбранная принципиальная схема должна обеспечить работу механизма на технической воде. Это может быть достигнуто за счет того, что в отличие от известных схем с золотниковыми распределителями [2, 5], будет использована схема с клапанным устройством управления рабочим ходом поршня-бойка. Как известно, клапанные группы хорошо зарекомендовали себя при работе на загрязненных жидкостях, в то время как применение золотниковых распределителей выдвигает требования к чистоте и вязкости рабочей жидкости.

Выбор основных конструктивных параметров ударной группы механизма позволит получать различные энергетические показатели и, таким образом, осуществлять проектирование различных по назначению устройств (от легких, массой 4-5 кг, до тяжелых – 15-17 кг).

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ дифференциального уравнения движения бойка, граничных и начальных условий позволил привести уравнения к безразмерному виду [3] путем введения следующих безразмерных переменных:

$$\lambda = \frac{x}{x_0} \quad - \text{ безразмерная координата положения бойка, здесь}$$

x – координата положения бойка; x_0 – ход бойка;

$$\tau = \frac{Q_0 t}{W_0} \quad - \text{ безразмерное время, где } Q_0 \text{ – подача насоса; } t \text{ – время}$$

рабочего цикла; W_0 – объем гидропневмоаккумулятора;

$q_m = \frac{p_m}{p_{o3}}$, $q_1 = \frac{p_1}{p_{o3}}$, $q_2 = \frac{p_2}{p_{o3}}$ - безразмерные давления, где p_m - текущее давление в гидропневмоаккумуляторе; p_{o3} - начальное давление закачки гидропневмоаккумулятора; p_1 , p_2 - давления в камерах соответственно прямого (7, см. рис. 1) и обратного (8) хода;

$v_1 = \frac{Q_1}{Q_0}$, $v_2 = \frac{Q_2}{Q_0}$ - безразмерные расходы, здесь Q_1 и Q_2 - расходы жидкости в камерах прямого и обратного хода при движении поршня-бойка.

Безразмерные расходы в соответствии с введенными обозначениями можно представить в виде

$$v_1 = \frac{S_1 x_0}{W_{o3}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau}, \quad v_2 = -\frac{S_2 x_0}{W_{o3}} \cdot \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau},$$

где S_1 и S_2 - площади рабочих поверхностей в камерах прямого и обратного хода.

Безразмерные давления в рабочих камерах преобразуются в виде

$$q_1 = \begin{cases} q_m - \frac{\beta_1 Q_0^2}{p_{o3}} \left(\frac{S_1 x_0}{W_{o3}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau} \right)^2 & - \text{прямой ход,} \\ \frac{\beta_{cб} Q_0^2}{p_{o3}} \left(\frac{S_1 x_0}{W_{o3}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau} \right)^2 & - \text{обратный ход,} \end{cases}$$

$$q_2 = q_m + \frac{\beta_2 Q_0^2}{p_{o3}} \left(\frac{S_1 x_0}{W_{o3}} \cdot \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau} \left| \frac{d\lambda}{d\tau} \right| \right),$$

при условии принятых обозначений:

$\beta_1 = \rho g a_1$, $\beta_2 = \rho g a_2$, $\beta_{cб} = \rho g a_{cб}$, где a_1 , a_2 , $a_{cб}$ соответствуют гидравлическим сопротивлениям каналов к камерам прямого и обратного хода, линии сброса рабочей жидкости.

С учетом полученных зависимостей уравнение движения поршня-бойка ударника имеет вид в безразмерных величинах

$$\frac{m_\delta x_0 Q_0^2}{W_{o3}^2 p_{o3} S_1} \cdot \frac{d^2 \lambda}{d\tau^2} = q_1 - q_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{mp}}{p_{o3} S_1}.$$

где m_δ - масса поршня-бойка; F_{mp} - сила трения.

Опыт исследования ручных гидроударных механизмов показывает, что массу бойка не следует выбирать более 1,5 кг, а для обеспечения приемлемых энергетических показателей - не менее 0,5 кг.

Расход рабочей жидкости Q_0 принимается, исходя из выбранного типа насоса $Q_0 = 60 \text{ л/мин}$. Параметры гидропневмоаккумулятора p_{o3} и W_{o3} должны удовлетворять следующим условиям: давление начальной закачки должно составлять 20-50% давления настройки предохранительного клапана насоса; объем воздушной полости ограничен требованиями массы и габаритов молотка, наиболее рациональными принимаем $W_{o3} = 0,05 - 0,3 \text{ л}$.

Введя следующие безразмерные комплексы:

$k_1 = \frac{S_2}{S_1}$ - соотношение рабочих площадей; $k_2 = \frac{\beta_{сб}}{\beta_1}$ - относительное

сопротивление сброса; $k_3 = \frac{S_1 x_o}{W_{o3}}$ - относительный объем камеры рабочего

хода, получаем безразмерные критерии, которые могут быть использованы наряду с натуральными факторами при анализе рабочего процесса гидроударного механизма.

Для решения поставленной оптимизационной задачи необходимо получить аналитическую зависимость энергии удара от 6 основных факторов $E = f(m_\sigma, p_{o3}, W_{o3}, k_1, k_2, k_3)$ в виде полинома второго порядка [4].

Для получения многофакторной модели такого вида использовалось рототабельное планирование и проведение дробнофакторного эксперимента с помощью имитационного моделирования на ЭВМ.

Применение дробнофакторного планирования 2^{6-1} с генерирующим соотношением $x_6 = x_1 x_2 x_3 x_4 x_5$ позволило сократить количество опытов с 87 до 45. Величина звездного плеча для выбранной полуреплики плана

составила $\alpha = 2^{\frac{6-1}{4}} = 2.378$. В результате имитационного эксперимента получено уравнение регрессии для энергии единичного удара:

$$\begin{aligned} E = & -56,92 + 43,23m_\sigma + 57,56W_{o3} + 173,27k_1 - 32,18k_2 - 400,14k_3 - \\ & 2,03m_\sigma p_{o3} + 132,90m_\sigma W_{o3} - 8,29m_\sigma k_1 + 2,23m_\sigma k_2 + 406,89m_\sigma k_3 - \\ & -3,26p_{o3} k_1 + 13,01p_{o3} k_2 + 6,77p_{o3} k_3 + 613,49W_{o3} k_1 + 23,76W_{o3} k_2 - \\ & -2183,18W_{o3} k_3 + 1,95k_1 k_2 + 921,96k_1 k_3 - 13,83k_2 k_3 - 33,37m_\sigma^2 - \\ & -0,81p_{o3}^2 - 748,26W_{o3}^2 - 364,63k_1^2 - 0,96k_2^2 - 4432,32k_3^2. \end{aligned}$$

Анализ полученного уравнения позволил сделать следующие выводы:

- при массе бойка 0,8-1,5 кг может быть получена энергия удара 35-55 Дж в диапазоне изменения комплексов k_1 от 0,42 до 0,5 и k_3 от 0,05 до 0,1.

- из выявленной области рациональных значений можно выделить две зоны для гидравлических отбойных молотков, обеспечивающих следующие энергии единичного удара: 1 зона - 35-45 Дж, 2 зона - 45-55 Дж.

- выявлено, что гидроударный механизм первого типа должен иметь ход не менее 20 мм, второго - 15 мм.

- для отбойного молотка со стандартной пикой $d_2 \geq 0,025m$ диаметр

поршня определяется как $d_1 = \frac{d_2}{\sqrt{1-k_1}}$.

ВЫВОДЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что структура гидроударного механизма с управляемой камерой прямого хода может быть использована для разработки принципиальных схем ручных гидроударных механизмов, при этом обеспечивается достаточный запас энергии единичного удара. В дальнейшем необходимо провести исследование конкретной принципиальной схемы молотка, использующего в качестве рабочей жидкости техническую воду.

SUMMARY

RESEARCH OF MANUAL HYDRAULIC HAMMER MECHANISM SCHEME WITH CONTROLLED FORWARD TRACE CHAMBER

One of the structures was researched, mathematical model was created, some design parameters were got for the design project of water hand-hammer.

Key words: *Scheme, manual hydraulic hammer mechanism, controlled forward trace chamber, hammer energy.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколинский Б.В. Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования) / Б.В. Соколинский. - М.: Машиностроение, 1982. - 184с.
2. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и строительно-дорожных машин / А.С. Сагинов, А.Ф.Кичигин, А.Г.Лазуткин, И.А. Янцен. - М.: Машиностроение, 1980. - 299 с.
3. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электротехники / В.А. Веников, Г.В. Веников. - М.: Высшая школа, 1984. - 434с.
4. Ахназарова С.Л. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии / С.Л. Ахназарова, В.В. Кафаров. - М.: Высшая школа, 1985. - 327 с.
5. Гидравлические отбойные и бурильные молотки / В.Ф. Горбунов, Д.Н. Ешуткин, Г.Г. Пивень, Г.С. Тен. - Новосибирск: Наука, 1982. - 93с.
6. Селивра С.А. Разработка гидравлических устройств ударного действия для разрушения горных пород: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / С.А. Селивра. - Донецк, 1986. - 194 с.
7. Устименко Т.А. Обоснование структуры и выбор оптимальных параметров гидравлических отбойных молотков: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Т.А. Устименко. - Донецк, 1990. - 204 с.

Поступила в редакцию 15 марта 2010 г.