

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРНЫХ СИСТЕМАХ

Ю.М. Смирнов¹⁾, А.К. Сыздыков²⁾, I.E. Алдаберген³⁾

1) заведующий кафедрой физики Карагандинского государственного технического университета, г. Караганда, Казахстан, smirnov_y_m@mail.ru

2) старший преподаватель кафедры физики Карагандинского государственного технического университета, г. Караганда, Казахстан, alpis_62@mail.ru

3) преподаватель кафедры физики Карагандинского государственного технического университета, г. Караганда, Казахстан, inkar94_kz@mail.ru

Аннотация: приведены результаты исследований низкочастотных гидравлических ударных устройств с учетом особенностей протекания внутренних процессов. Разработаны структурная схема, физическая и математическая модели. Установлены требования к осуществлению различных режимов движения. Выделены основные из них. Установлена номограмма для определения внутренних параметров системы в зависимости от исходных данных. Приведена последовательность выбора параметров для условий, определяющих ее технологическое назначение.

Ключевые слова: исследование, низкочастотное гидравлическое ударное устройство, внутренние процессы, структурная, схема, физическая модель, математическая модель, номограмма, внутренние параметры.

TRANSITION PROCESSES IN VOLUME HYDRAULIC SHOCK SYSTEMS

Smirnov Yu.M.¹⁾, Syzdykov A.K.²⁾, Aldabergen I.E.³⁾

1) is a Head of the Physics Department at Karaganda State Technical University, Karaganda, Kazakhstan, smirnov_y_m@mail.ru

2) Senior Lecturer of the Physics Department at Karaganda State Technical University, Karaganda, Kazakhstan, alpis_62@mail.ru

3) Teacher of the Physics Department at Karaganda State Technical University, Karaganda, Kazakhstan, inkar94_kz@mail.ru

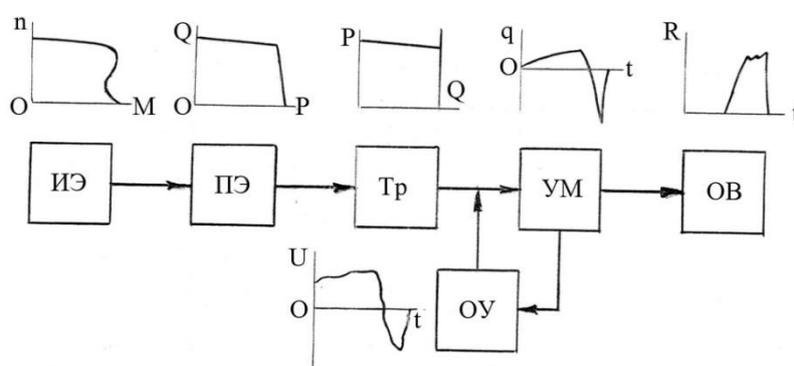
Abstract: the results of studies of low-frequency hydraulic percussion devices taking into account the course of internal processes are presented. The structural scheme, physical and mathematical models are developed. The established requirements for various driving modes. The main ones are

highlighted. A nomogram has been established for determining the internal parameters of the system depending on the initial data. The sequence of selection of parameters for the conditions determining its technological purpose is given.

Key words: research, low-frequency hydraulic percussion device, internal processes, structural, circuit, physical model, mathematical model, nomogram, internal parameters.

Гидравлические ударные системы в настоящее время широко используются в различных отраслях промышленности в качестве рабочих органов ударного действия. При их эксплуатации установлено, что их выходные показатели имеют расхождение с полученными аналитическими методами. Это объясняется тем, что при исследовании и создании систем не в полной мере учтены нелинейные процессы внутренних рабочих циклов. Для учета отмеченных несоответствий предлагается аналитико-экспериментальный метод.

Обобщенная структурная схема гидроударной системы (рисунок 1) представлена совокупностью источника энергии *ИЭ*, преобразователя энергии *ПЭ*, трансмиссии *Тр*, ударного механизма *УМ*, органа управления *ОУ* и объекта воздействия *ОВ*. При этом предполагается, что параметры всех составных элементов находятся во взаимосвязи и в целом определяют внутренние параметры системы и ее выходные показатели. Взаимосвязь выражается через характеристики каждого элемента.



ИЭ-источник энергии; *ПЭ*-преобразователь энергии; *Тр*-трансмиссия;
УМ-ударный механизм; *ОУ*-орган управления; *ОВ*-объект воздействия

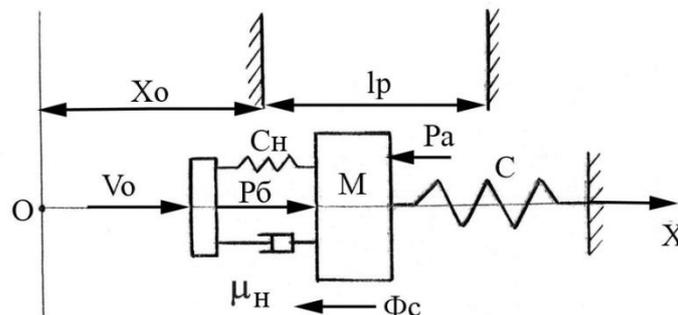
Рисунок 1 - Обобщенная структурная схема гидроударной системы

Последовательность функционирования системы представляется следующей. Источник механической энергии передает крутящий момент на вал гидронасоса, и рабочая жидкость под давлением поступает по гидромагистральной (трансмиссии) в ударный механизм. Перераспределение

потока рабочей жидкости в каждой из фаз рабочего цикла производится органом управления, имеющим обратную связь с ударным механизмом или работающим по заданной программе. В результате на объект воздействия передаются механические импульсы заданной интенсивности и формы. В тех случаях, когда механическая характеристика двигателя является жесткой и можно пренебречь внутренними утечками в насосе, его производительность может быть принята постоянной.

Это заключение легло в основу механической модели гидроударной системы, приведенной на рисунке 2. Содержание ее характеризуется следующим. Подвижное тело массой M , равной сумме массы бойка и приведенной к нему массы жидкости, участвующей в движении, совершает поступательное движение под действием двух пружин с соответствующими коэффициентами жесткости C_H и C . В физическом отношении первая пружина характеризует привод, вторая – камеру рабочего хода ударного механизма. Свободный конец первой пружины движется со скоростью, равной приведенной к бойку скорости жидкости V_0 , другая пружина противоположным концом закреплена неподвижно. Подобная схема соответствует ударному механизму VII класса; согласно классам на пружину с жесткостью C должны быть наложены другие требования.

Исходными данными при исследовании системы являются ее технико-эксплуатационные показатели: энергия единичного удара A_6 , предупредная скорость бойка V и максимальная реакция отдачи R_m .



V_0 – приведенная скорость жидкости; C_H и μ_H – соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования трансмиссии; C – жесткость пневматической камеры; P_B и P_A – соответственно силы, действующие на боек со стороны камер обратного и рабочего хода; X_0 и X – соответственно начальная и текущая координаты бойка; l_p – конструктивный ход бойка; Φ_C – силы сопротивления

Рисунок 2 - Механическая модель гидроударной системы

При исследовании гидроударных систем обычно рабочий цикл делят на несколько фаз, из которых: а – обратный ход; б – рабочий ход; в – удар. Выделяемая в некоторых исследованиях фаза торможения основного

исполнительного элемента (бойка) по окончании обратного хода занимает сравнительно малую часть цикла и не оказывает существенного влияния на параметры и выходные показатели системы.

Дифференциальное уравнение движения основного исполнительного элемента в фазе обратного хода имеет вид:

$$M\ddot{x} = P_o + C_H[V_o t - (x - x_o)] - C_x,$$

где $M = m_b (1 + \mu_{жс})$ – суммарная масса бойка и приведенной к нему массы жидкости; $\mu_{жс}$ – коэффициент приведения; m_b – масса бойка, определяемая из исходных данных: $m_b = 2 A_b / v^2$.

Приведем полученное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка к виду:

$$\ddot{x} + k^2 x = \frac{P_o^*}{m_b(1 + \mu_{жс})} + \frac{C_H V_o}{m_b(1 + \mu_{жс})} t,$$

где $P_o^* = P_o + C_H x_o$; $k^2 = (C_H + C) / m_b (1 + \mu_{жс})$.

Решения уравнения имеют вид:

$$x = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt + \frac{P_o^*}{(C + C_H)} + \frac{C_H V_o}{(C + C_H)} t;$$

$$x = -C_1 k \sin kt + C_2 k \cos kt + \frac{C_H V_o}{C + C_H}.$$

Для нахождения постоянных интегрирования C_1 и C_2 воспользуемся начальными условиями фазы [$x(0) = x_o$; $\dot{X}(0) = \alpha v$], где α – коэффициент восстановления скорости бойка после соударения с объектом воздействия. Тогда кинематические показатели движения основного исполнительного элемента имеют зависимости:

$$X = \frac{P_o^* + C_H V_o t}{C + C_H} + \left(X_o - \frac{P_o^*}{C + C_H} \right) \cos kt + \frac{1}{k} \left(\alpha V - \frac{C_H V_o}{C + C_H} \right) \sin kt;$$

$$\dot{X} = \frac{C_H V_o}{C + C_H} + \left(\frac{P_o^*}{C + C_H} - X_o \right) k \sin kt + \left(\alpha V - \frac{C_H V_o}{C + C_H} \right) \cos kt.$$

Совместное решение приведенных выражений позволяет установить закон изменения силы от внутренних параметров и показателей системы:

$$P_{\delta}(t) = \frac{R_m}{I + C_0} \left\{ \frac{C_0}{\varepsilon} (k_p \varepsilon - I) \cos kt - \sqrt{\frac{(\varepsilon^2 - 1)(I + \mu_c)}{\varepsilon}} (\alpha + C_0 \alpha - C_0 W_0) \sin kt + \right. \\ \left. + W_0 (\varepsilon - I) \frac{V}{l_p} t + I \right\} + k_p \},$$

где $C_0 = C_H/C$; $k_p = P_0/R_m$; $W_0 = v_0/v$ – соответственно безразмерные коэффициенты жесткости, силы и скорости, определяющие параметры гидроударной системы.

При использовании полученной модели установлено, что принципиально могут быть реализованы три различных режима движения: циклический, псевдоциклический и ациклический. Каждому из режимов соответствуют определенные сочетания режимных коэффициентов, характеризующих параметры системы. Установление этих сочетаний осуществляется с помощью условий, накладываемых на движение основного исполнительного элемента.

Наиболее рациональный из них циклический, который предполагает соблюдение следующих условий:

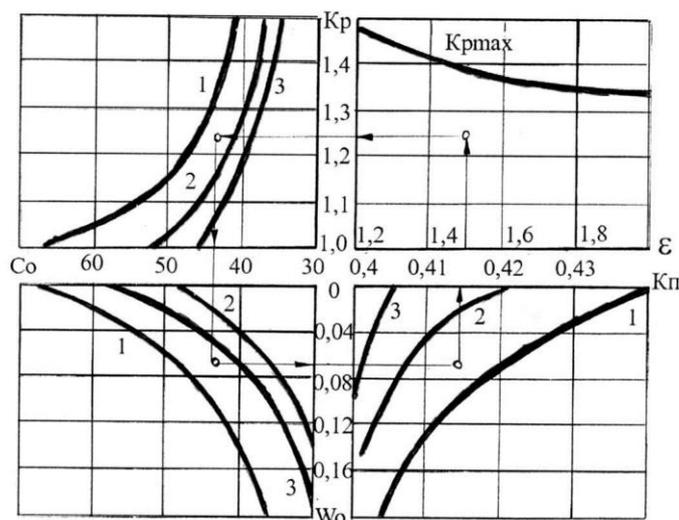
а) геометрическое, предполагающее равенство перемещения бойка в фазе обратного хода конструктивному ходу в фазе рабочего хода $x(t_0) = lp$;

б) кинематическое, требующее остановки бойка по отношению к корпусу в конце фазы обратного хода: $\dot{X}(t_0) = 0$;

в) силовое, предполагающее замкнутость силовой диаграммы по окончании каждого цикла: $P_{\delta}(T_{ц}) = P_0$;

г) энергетическое, заключающееся в минимизации длительности фазы обратного хода, что при неизменных энергии единичного удара и времени фазы рабочего хода определяет максимум ударной мощности $t_0 \rightarrow \min$.

С использованием начальных и граничных условий в процессе решения модели установлена номограмма для определения режимных коэффициентов для рекомендуемого режима (рис. 3).



1, 2 и 3 – соответственно при $\varepsilon = 1,2; 1,6$ и $2,0$

Рисунок 2.15 – Номограмма к определению параметров ациклического режима

Использование номограмм позволяет установить внутренние параметры системы и ее выходные показатели, выявить требования, предъявляемые к параметрам привода и органа управления, определить ударную мощность системы и установленную мощность привода.

Список использованных источников:

1. Низкочастотные гидравлические импульсные системы (теория, опыт создания) / Г.Г. Пивень, Ю.М. Смирнов; Карагандинский государственный технический университет. Караганда: Изд-во КарГТУ, 2006. 316 с.

2. Смирнов Ю.М., Журунова М.А. К исследованию режимов движения гидроударной системы. – В сб. научных трудов Сибирского Федерального университета, Россия Федерация, г. Красноярск. – 2011. – С. 178-184.

3. Методы исследования импульсных систем с объемным гидроприводом / Ю.М. Смирнов, Б.М. Кенжин; Алматы: Изд-во ССК, 2018. 152 с.

4. Омелянюк М.В., Стаканов Н.Г., Бондаренко Л.Ю. Гидродинамическая очистка аппаратов воздушного охлаждения газа компрессорных станций // Научный потенциал вуза - производству и образованию: сборник статей по материалам I Международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию Кубанского государственного технологического университета и 60-летию Армавирского механико-технологического института. 2019. С. 65-69.

III Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов,
преподавателей «ПРИКЛАДНЫЕ ВОПРОСЫ ТОЧНЫХ НАУК»

III International Scientific Practical Conference of graduate and postgraduate students,
lecturers «APPLIED ISSUES OF EXACT SCIENCES»
01-02 November 2019, Armavir

5. Горовенко Л.А. Математические методы компьютерного моделирования физических процессов// Международный журнал экспериментального образования. Пенза: ИД «Академия естествознания», 2017. - №2. - с. 92-93.