

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОМАГИСТРАЛИ ОТБОЙНОГО МОЛОТКА С ГИДРОПРИВОДОМ

Молдокеев М.Т.

Жалал-абадский государственный университет, Жалал-Абад, Кыргызстан

Аннотация: В статье отражена математическая модель гидропривода вращательного движения отбойных молотков типа МРГ с питанием от гидростанции строительно-дорожных машин.

Ключевые слова: постоянное давление, ударный механизм, математическая модель, гидромотор, гидросистема, отбойный молоток.

THE MATHEMATICAL MODEL OF THE SUPPLY LINES ARE JACK HAMMER WITH HYDRAULIC DRIVE

Moldokeev M. T.

Jalal-Abad State University, Jalal-Abad, Kyrgyzstan, MMT-@mail.ru

Annotation: The article reflects a mathematical model of a hydraulic drive for rotating movement of MRG type jackhammers powered by a hydroelectric power station for road construction machines.

Key words: constant pressure, impact mechanism, mathematical model, hydraulic motor, hydraulic system, jackhammer.

Модели механических передач и ударного механизма составлялись ранее. Для питания отбойного молотка возможно использование схем с постоянным давлением и с постоянным расходом. Из анализа возможных схем гидропривода, установлено что наиболее приемлемой является схема с постоянным давлением (кстати, такую схему имеют гидросистемы СДМ, на работу от которых и рассчитаны отбойные молотки МРГ). Средняя скорость вращения вала гидромотора, и следовательно, кривошипного вала ударного механизма, будет при этом определяться давлением настройки гидросистемы. При этом в гидросистеме имеется запас по расходу, т.к. гидронасосы большинства СДМ имеют большую объемную подачу, чем используемый в качестве гидромотора насос НШ-10Е. Таким образом, характеристика гидросистемы «давление - расход» при составлении математической модели имеет вид, представленный на рис. 1 (запас по расходу компенсирует утечки гидронасоса). При этом насос гидросистемы СДМ можно представить двигателем с механической характеристикой, представленной на рис. 2, т.е. двигателем с постоянным моментом.



Рис. 1

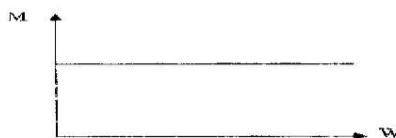


Рис. 2

Расчетная схема трансмиссии при модульном принципе построения имеет вид, представленный на рис. 3.

Подвижные массы элементов трансмиссии приводятся при этом к моментам инерции J_i , жесткость связей между этими элементами - к крутильным жесткостям C_i , перемещения элементов - к углам поворота φ_i .

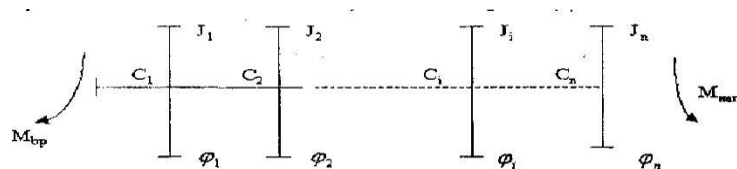


Рис. 3.

При составлении математической модели по схеме рис.3. Моменты инерции, жесткости, углы поворота приводятся к кому-либо одному валу механизма. Представляется удобным в качестве звена привода использовать кривошипный вал ударного механизма.

Предварительно приводим гидросистему к валу гидромотора, для чего представляем движение рабочей жидкости в напорной магистрали в виде вращающейся массы связанных упругими элементами с односторонней жесткостью (жидкость является упругой только при сжатии, при растяжении происходит разрыв потока), качественная характеристика которой представлена на рис. 4. Сжимаемость жидкости необходимо учитывать, так как в нашем случае нагрузки являются знакопеременными, длина гидролиний относительно большая

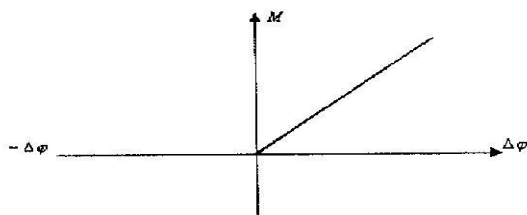


Рис.4

с упругостью связана скорость передачи импульсов давления, которая равна скорости звука в рабочей жидкости. Например, при частоте ударов отбойного молотка 25-Гц, длине напорной магистрали 10 м, скорости звука в масле 1000 м/с [1] (с учетом податливости стенок трубопровода) за время прохождения импульса давления от гидромотора до гидростанции ($t \approx 0,01\text{с}$) кривошип ударного механизма успевает повернуться на угол $\Delta\varphi_2 = 90^\circ$.

Определим сжимаемость рабочей жидкости и проведем ее к крутильной жесткости. При расчете не учитываем податливость стенок напорного рукава, а для некоторой компенсации этого принимаем модуль упругости жидкости по нижнему пределу: $E = 14 \cdot 10^8 - 20 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, т.е. принимаем $E = 14 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$. Изменения давления при этом составит:

$$\Delta P = \frac{\Delta V}{V} * E \quad (1)$$

где ΔV - изменение объема, удельная производительность насоса V - первоначальный объем.

При испытании отбойного молотка МРГ-2 в качестве напорной магистрали использовался рукав высокого давления, составленный из двух частей с различным внутренним диаметром и длиной: $d_1 = 12 \text{ мм}$, $L_1 = 2,5 \text{ мм}$. $d_2 = 16 \text{ мм}$, $L_2 = 3,0 \text{ мм}$. Внутренний объем рукава

$$V = V_1 + V_2 = \frac{\pi}{4} * (d_1^2 * L_1 + d_2^2 * L_2) = 1,128 * 10^{-3} \text{ м}^3$$

тогда изменение давления

$$\Delta P = \frac{10 * 10^{-6}}{1,128 * 10^{-3}} * 14 * 10^8 = 12,4 * 10^6 \text{ Н * м} = 12,4 \text{ МПа}$$

Выразим вращающий момент на валу гидромотора через давление в напорной магистрали. При давлении $p = 10 \text{ МПа}$ (100 кгс/см^2) и частоте вращения $n_m = 2000 \text{ об/мин}$ (скорость вращения выходного вала гидромотора молотка МРГ-2) мощность гидромотора (без учета объемного и механического КПД) составит

$$N = p \cdot q \cdot n_c \quad (2)$$

где q -дельная производительность насоса НШ-10Е (расход на 1 оборот вала), $q = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

$$n_c - \text{частота вращения в оборотах в секунду, } n_c = 33,33 \text{ об/с,} \\ N = 10 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-6} \cdot 33,33 = 3333 \text{ Вт} (3,333 \text{ кВт}).$$

Момент на выходном валу выражается через мощность и угловую скорость вала

$$M = \frac{N}{\omega} \quad (3)$$

угловая скорость $\omega = 2 \cdot \pi \cdot 33,33 = 209,44 \text{ рад/с}$, и следовательно, при давлении 10 МПа момент на валу гидромотора составляет

$$M = \frac{3333}{209,44} = 15,92 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тогда, изменение давления на 12,4 МПа (повышение давления в напорной магистрали при изменении объема на 10 см^3 – при повороте вала гидромотора на 1 оборот) соответствует изменению момента на:

$$\Delta M = 15,92 \cdot \frac{12,4}{10} = 19,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отсюда можно определить жесткость столба жидкости, приведенную к валу гидромотора:

$$C_{np} = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} \quad (4)$$

где угол поворота $\Delta \varphi$ составляет 1 оборот или $2 \cdot \pi$ радиан, т.е.

$$C_{np} = \frac{19,74}{2 \cdot \pi} = 3,14 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$$

Для определения приведенного к валу гидромотора момента инерции рабочей жидкости необходимо знать ее скорость, которая вычисляется с помощью известных формул, если известны величины расхода и сечения трубопровода:

$$V = 4 \cdot Q_c / \pi \cdot d_i^2 \quad (5)$$

где Q_c -секундный расход

$$Q_c = q \cdot n_c = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 33,33 = 333,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$$

d_i - диаметр 1-го участка трубопровода.

Тогда для участка рукава диаметров 16мм $v = 1,658 \text{ м/с}$, для участка диаметром 12 мм - $v = 2,947 \text{ м/с}$

Приведенный момент инерции определяем из условия равенства кинематической энергии поступательно движущейся жидкости и вращающейся массы:

$$m \cdot v^2 / 2 = J \cdot \omega^2 / 2 \quad (6)$$

откуда

$$J_{np} = m * V^2 / \omega^2 \quad (7)$$

В качестве расчетной массы принимаем массу 1 метра длины струи жидкости. При плотности масла индустриального И-20р-900 кг/м³ [1] для участка диаметром 16 мм.

$$m = \rho * \frac{\pi * d^2}{4} * l = 900 * \frac{\pi * (16 * 10^{-3})^2}{4} * 1 = 0,18 \text{ кг}$$

Для участка диаметром 12 мм $m = 0,102$ кг.

Отсюда по формуле (7) для участка трубопровода диаметром 16 мм приведенный момент инерции 1 метра длины трубы $J = 1,13 * 10^{-5}$ кг м², для участка диаметром 12 мм - $J = 2,02 * 10^{-5}$ кг м².

Приведенный момент инерции всей длины трубопровода составляет $J_s = 8,44 * 10^{-5}$ кг м². Используя полученные выше соотношения между давлением и вращающим моментом на выходном валу гидромотора можно определить коэффициенты демпфирования для каждого элемента математической модели.

Для этого необходимо рассчитать потери давления по длине трубопровода, на местных сопротивлениях (штуцеры, гидрораспределитель, гидромотор, сливная магистраль), зависящие от вида сопротивления, длины трубопровода, плотности и вязкости рабочей жидкости, и затем приравнять изменение давления к изменению вращающего момента, пользуясь соотношением

$$\Delta M = \Delta P * \frac{M_n}{P_n} \quad (8)$$

После определения характеристик напорной магистрали, приведенных к валу гидромотора, производится приведения их к валу кривошипа ударного механизма. Формулы приведения моментов инерции, жесткостей, коэффициентов делегирования известны (см. например [2]).

Параметры остальных элементов математической модели, зубчатых передач муфты т.п. рассчитываются традиционными способами.

Выводы: Математическая модель с гидроприводом вращательного движения представляется в виде многомассовой схемы, приведенной на рис.3. Трубопровод представляется в виде гибкого вала, моменты инерции, коэффициенты жесткости и демпфирования которого определяются согласно вышеприведенным формулам.

Механическая характеристика гидростанции представляется в виде характеристики двигателя с постоянным моментом. При определении параметров гидросистемы необходимо учитывать упругость рабочей жидкости [4, 14].

Использованная литература

1. Ковалевский В.Ф. и др. Справочник по гидроприводам горных машин - М.: 1967.
2. Манжосов В.К. и др. Крут. колебания в трансмиссиях буровых машин – Ф., 1982.
3. Абидов А.О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры: Дисс. ... канд. техн. наук. – Бишкек, 1996.
4. Никитин О.Ф. и др. Объемные гидравл. и пневмат. приводы - М., 1981.

