

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ
ГИДРОИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА**

Мельнов К.В.

Научный руководитель - профессор Л.А. Саруев

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Как и любая реальная физическая система гидроимпульсный механизм представляет собой сложную динамическую систему. Сложность эта обусловлена нелинейными характеристиками кинематических связей, а также свойствами привода. Поэтому при теоретическом рассмотрении необходимо «идеализировать» свойства описываемой модели. В таком идеализированном описании важно определить переменные и параметры, которые определяют основные черты поведения динамической системы [1, 3].

Особенность гидроимпульсного механизма состоит в том, что в качестве исполнительного органа – инерционной массы используется корпус гидроцилиндра. Поршневая полость гидроцилиндра соединена с пульсатором посредством рукава высокого давления и представляет замкнутый объем жидкости [4, 5]. Поршень гидроцилиндра соединен с породоразрушающим инструментом, на который передается усилие от поршня. В качестве пружины малой жесткости используется пневмоцилиндр, который при давлении воздуха P_0 создает предварительное усилие G_0 и предварительное статическое поджатие гидравлической пружины.

При работе пульсатора создаются колебания замкнутого объема жидкости, которые приводят в колебательное движение корпус гидроцилиндра совместно с пневмоприводом. Корпус гидроцилиндра совместно с поршнем пневмоцилиндра, рукав совместно с жидкостью образует колебательную систему с одной степенью свободы, работающей в режиме вынужденных колебаний [1, 2]. Внешним возмущением здесь выступает пульсатор (генератор гидравлических колебаний) поршневого типа. При работе механизма усилие на поршень гидроцилиндра создается давлением жидкости. Поэтому для создания большего давления жидкости необходимо больше сформировать замкнутый объем жидкости. Естественно желательно увеличить амплитуду внешнего возмущения путем увеличения хода плунжера пульсатора или корпуса гидроцилиндра за счет резонансных свойств колебательной системы. Однако такая деформация объема будет не очень большой, если корпус гидроцилиндра и поршень пульсатора будут двигаться в фазе [2]. Поэтому с целью получения наибольшей деформации объема жидкости за счет частотных свойств колебательной системы, необходим такой режим, в котором бы плунжер пульсатора и корпус гидроцилиндра совместно двигались на сжатие [1, 6].

Основное уравнение динамики мы будем составлять относительно перемещения подвижного органа механизма x_2 , которое характеризует его реакцию на внешнее возмущение, создаваемое генератором колебаний.

$$x_1 = A \cos \omega_1 t$$

Основное уравнение динамики применительно к исполнительному органу имеет вид:

$$m \frac{d^2 x_2}{dt^2} = G_{\partial} - G_{\text{сопр}} \quad (1)$$

где m – подвижная масса;

G_{∂} – внешнее возмущение, приложенное к системе;

$G_{\text{сопр}}$ – внешние и внутренние силы сопротивления;

x_2 – перемещение исполнительного органа.

Так как возмущение исполнительного органа происходит через жидкую среду, то:

$$G_{\partial} = F \cdot \Delta P$$

где F – рабочая (эффективная) площадь рукава;

ΔP – разность давлений в рабочей полости.

Силы сопротивления можно представить суммой упругой и диссипативной составляющей:

$$G_{\text{сопр}} = G_y + G_{\alpha}$$

Заменяя, получим:

$$G_{\alpha} = \alpha(t) \frac{dx_2}{dt}$$

Воспользуемся выражением (2) для суммарной упругости рукава приведенного в работе [2]:

$$C_{\Sigma} = \left(C'_{\text{ш}} + \frac{\pi}{2} P_0 \right) L + \frac{F^2}{\beta W_0} + \frac{\pi^2 x_2^2 L^2}{4\beta W_0} + \frac{\pi^2 x_0 x_2 L^2}{4\beta W_0} \quad (2)$$

где P_0 – предварительное давление;

$\frac{1}{\beta} = E$ – модуль упругости рукава с рабочей жидкостью;

W_0 – замкнутый объем жидкости внутри рукава.

Выразим G_y из уравнения (2), тогда получим:

$$G_y = \left(C'_{\text{ш}} + \frac{\pi}{2} P_0 \right) L x_2 + \frac{F^2}{\beta (P_1 t) W_0} x_2 + \frac{\pi^2 x_0 x_2^2}{4\pi (P_1 t) W_0} + \frac{\pi^2 x_2^2 L^2}{4\beta (P_1 t) W_0} + C_{\text{пр}}$$

Получим:

$$m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \alpha(t) \frac{dx_2}{dt} + \left(C'_ш + \frac{\pi}{2} P_0 \right) L x_2 + \frac{F_0^2}{\beta(P_1 t) W_0} x_2 + \frac{\pi^2 x_0 x_2^2}{4\pi(P_1 t) W_0} + \frac{\pi^2 x_2^2 L^2}{4\beta(P_1 t) W_0} + C_{np} = \Delta P \cdot F$$

Вторым уравнением движения гидроимпульсного механизма является уравнение баланса объема:

$$W_1 = W_2 + \Delta P \beta W_0$$

или

$$x_1 F_1 = x_2 F_2 + \Delta P \cdot \beta \cdot W_0$$

Это уравнение показывает, что входной объем создаваемый генератором колебаний, расходуется на перемещение подвижного органа и на упругую объемную деформацию рабочей полости. Таким образом, система уравнений, описывающая поведение линейной динамической системы гидроимпульсного механизма запишется:

$$m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \alpha(t) \frac{dx_2}{dt} + \left(C'_ш + \frac{\pi}{2} P_0 \right) L x_2 + \frac{F_0^2}{\beta(P_1 t) W_0} x_2 + \frac{\pi^2 x_0 x_2^2 L_2}{4\pi(P_1 t) W_0} + \frac{\pi^2 x_2^2 L^2}{4\beta(P_1 t) W_0} + C_{np} = \Delta P \cdot F$$

$$W_1 - W_2 = \Delta P \cdot \beta \cdot W_0$$

При решении системы уравнений обозначим:

$$C_0 = \left(C'_ш + \frac{\pi}{2} P_0 \right); C_p = \frac{F_0^2}{\beta(P_1 t) W_0}; x_1 = x_1 \cdot \cos \omega_1 t; k_F = \frac{F_1}{F_2}$$

Получим:

$$m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \alpha(t) \frac{dx_2}{dt} + \left(C_0 + C_p + \frac{\pi^2 x_0 x_2^2 L_2}{4\pi(P_1 t) W_0} + \frac{\pi^2 x_2^2 L^2}{4\beta(P_1 t) W_0} + C_{np} \right) \cdot x_2 = K_F \cdot C_p \cdot x_1 \cdot \cos \omega_1 t \quad (3)$$

Уравнение (3) представляет собой нелинейную математическую модель поведения механизма в динамике. С целью упрощения уравнения принимаем:

$$\alpha(t) = const; \frac{1}{\beta(t)} = const; G_y = G_y(x_2) - \text{линейная функция}$$

Тогда можно записать:

$$m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \alpha(t) \frac{dx_2}{dt} + (C_0 + C_p + C_{np}) x_2 = K_F C_p x_1 \cos \omega_1 t \quad (4)$$

Выражение (4) представляет линейную математическую модель поведения гидроимпульсного механизма в динамике.

Выводы

Рассмотренная математическая модель отображает работу гидроимпульсного механизма. При составлении модели удалось создать такой режим колебаний за счет изменения упругости колебательной системы, которая определяется упругостью рукава, так как модуль упругости его в несколько раз меньше модуля упругости жидкости. Режим оказался субгармоническим типа 1/2 т.е. корпус гидроцилиндра двигался с частотой вдвое меньшей чем пульсатор. При совместном движении корпуса гидроцилиндра и поршня пульсатора на сжатие объема создавался импульс давления жидкости, который через поршень гидроцилиндра передавался на инструмент в виде динамического усилия. Данное утверждение было подтверждено в работе [1] при проведении экспериментального исследования.

Литература

1. Барашков В.А. Гидрообъемный виброимпульсный механизм с нелинейной характеристикой упругого элемента: Диссертация канд. техн. наук. – Томск, 1987. – 157 с.
2. Дерюшева В.Н. Модули пневмогидравлического ударного узла с учетом свойств формователя импульса и нагрузки: Автореферат канд.техн. наук. – Томск, 2009. – 19 с.
3. Пашков Е.Н., Саруев Л.А., Зиякаев Г.Р. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 5.– С. 26-31.
4. Саруев Л.А., Шадрин А.В., Саруев А.Л. и др. Перспективы развития технологии и техники горизонтально-направленного бурения пилотных скважин для бестраншейной прокладки трубопроводов/ Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 4. – С. 89–97.
5. Саруев Л.А., Шадрин А.В., Саруев Л.А., Мельнов К.В. Исследование передачи силовых импульсов через резьбовые соединения бурильной колонны при вращательно-ударном бурении пилотных скважин для бестраншейной прокладки трубопроводов/ Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2020. – Т.331. – №12. – С. 180–186.
6. Shadrina A., Saruev L., Vasenin S. The technology improvement and development of the new design-engineering principles of pilot bore directional drilling // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2014 URL: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/43/1/012068> (дата обращения 12.03.2021).