

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ДВОЙНОЙ
ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ

THE DOUBLE FRICTION CLUTCH HYDRAULIC DRIVE
MATHEMATICAL MODEL

Д.С. Белабенко, Минский завод колёсных тягачей,
г. Минск, Беларусь

D. Belabenko, Minsk wheel tractor plant, Minsk, Belarus

Аннотация. Разработана динамическая схема и математическая модель для моделирования переходных процессов в гидроприводе блока из двух фрикционных муфт гидромеханической передачи. Адекватность модели проверена сравнением результатов моделирования и эксперимента при переключении передач.

Abstract. The dynamic scheme and mathematical model for simulation of gear shift processes in a hydromechanical transmission hydraulic drive of a block of two friction clutches are developed. The adequacy of the model is verified by comparing the results of simulation and experiment.

Ключевые слова: математическая модель, динамическая схема, моделирование, гидропривод, фрикцион.

Key words: mathematical model, dynamic scheme, modeling, hydraulic drive, clutch.

ВВЕДЕНИЕ

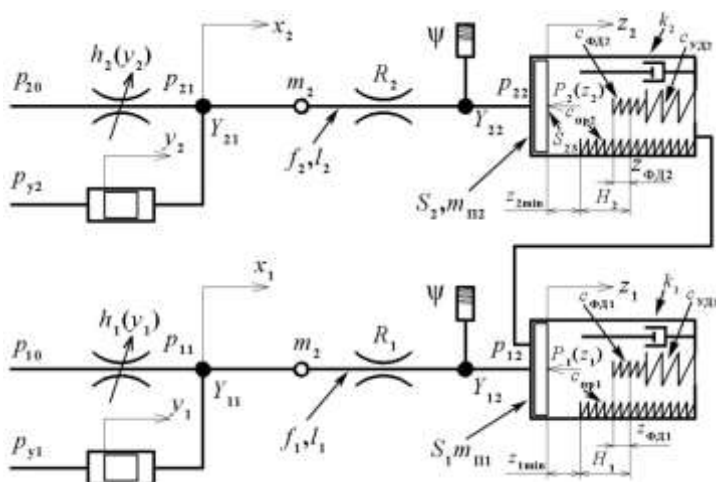
В [1] показано, что исследование гидропривода элементов управления (ЭУ), которые можно отнести к типу двойной фрикционной муфты (ДФМ), не проводилось. В [2] показано, что на отдельных режимах движения требуется учет поведения гидропривода.

В [3] приведен пример подробного моделирования гидропривода с электрогидравлическим пропорциональным клапаном (ЭГПК), что возможно только при полностью известных параметрах гидропривода. В статье описана модель гидропривода, которая может быть использована, в случае отсутствия подробной информации о параметрах ЭГПК.

ДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА

На рисунке 1 показана динамическая схема, разработанная с целью моделирования переходных процессов в гидроприводе двойной фрикционной муфты (ДФМ) гидромеханической передачи (ГМП) МЗКТ-4361. Особенности конструкции ДФМ описаны в [1].

При разработке динамической схемы использованы рекомендации работы [4]. Особенностью является учет жесткостей отжимных пружин, упорного и фрикционных дисков. В [2] описан пример определения параметров динамической схемы и ее верификация в случае трогания автомобиля.



p – давление рабочей жидкости; $h(y)$ – зависимость площадь сечения золотника от его перемещения; y – перемещение золотника; x – перемещение столба рабочей жидкости по гидравлической магистрали; m – приведенная масса жидкости; Y – узлы, для которых ведется расчет; f – площадь поперечного сечения трубопровода; l – длина трубопровода; R – сопротивление трубопровода; ψ – коэффициент податливости рабочей жидкости; z – перемещение поршня; S – площадь поршня; $m_{ш}$ – масса поршня; z_{min} – ход поршня, эквивалентный объему ГЦ при начальном положении; H – ход поршня из начального положения в положение, соответствующее полной деформации фрикционных дисков; $z_{фд}$ – ход поршня от момента касания фрикционных дисков поршнем при полностью устраненных зазорах до полной их деформации; $c_{пр}$ – жесткость отжимных пружин; $c_{фд}$ – жесткость фрикционных дисков; $c_{уд}$ – жесткость упорного диска; k – коэффициенты демпфирования поршня; $P(z)$ – позиционная нагрузка.

Рисунок 1 – Динамическая схема трансмиссии автомобиля с ГМП

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений (1).

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} &= \frac{S_1 \cdot p_{12} + k_1 \frac{dz_1}{dt} - P_1(z_1)}{m_{\Pi 1}}; \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} &= \frac{S_2 \cdot p_{22} + k_2 \frac{dz_2}{dt} - S_{12} \cdot p_{12} - P_2(z_2)}{m_{\Pi 2}}; \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= \frac{\lambda_{p1} \cdot p_{10} - p_{12}}{\rho \cdot l_1} - \left(\frac{f_1^2}{2 \cdot l_1 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_1 \cdot h_1(y_1))^2} + \left(\frac{0,5 \cdot \xi_1}{l_1} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_1}} \right) \right) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) - \frac{27 \cdot v}{f_1} \frac{dx_1}{dt}; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \frac{\lambda_{p2} \cdot p_{20} - p_{22}}{\rho \cdot l_2} - \left(\frac{f_2^2}{2 \cdot l_2 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_2 \cdot h_2(y_2))^2} + \left(\frac{0,5 \cdot \xi_2}{l_2} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_2}} \right) \right) \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) - \frac{27 \cdot v}{f_2} \frac{dx_2}{dt}; \\ \frac{dp_{12}}{dt} &= \frac{f_1 \frac{dx_1}{dt} - S_1 \frac{dz_1}{dt} + S_{12} \frac{dz_2}{dt}}{V_1 \cdot \psi}; \\ \frac{dp_{22}}{dt} &= \frac{f_2 \frac{dx_2}{dt} - S_2 \frac{dz_2}{dt}}{V_2 \cdot \psi}, \end{aligned} \quad (1)$$

где V – объем гидроцилиндров; v – кинематическая вязкость рабочей жидкости; ξ – коэффициент местного сопротивления; ρ – плотность рабочей жидкости; k_e – коэффициент, учитывающий относительную шероховатость канала; μ – коэффициент расхода через золотник; b – ширина проходного отверстия золотника; λ_p – индикатор состояния, принимает значение «0» если перемещение золотника y меньше 0, значение «1» если перемещение золотника y больше 0.

Позиционная нагрузка определяется следующим образом

$$P(z) = c_{\text{вд}}(z - H)\lambda_{\text{вд}} + c_{\text{фд}}(z - H + z_{\text{фд}})\lambda_{\text{фд}} + (P_0 + c_{\text{пр}}z)\lambda_{\text{пр}}, \quad (2)$$

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

где P_0 – сила предварительного сжатия отжимных пружин; $\lambda_{\text{ГП}}$, $\lambda_{\text{ФД}}$, $\lambda_{\text{УД}}$ – индикаторы состояния, принимают значение «0» если положение поршня z не достигло заданного значения (начала деформации отжимных пружин, фрикционных дисков и упорного диска соответственно), значение «1» при достижении заданного значения.

Задающим сигналом является давление управления p_y . Это давление пропорционально силе тока на электромагните ЭГПК.

Результаты моделирования и эксперимента для случая трогания автомобиля приведены в [2]. Сравнение результатов моделирования и эксперимента для случая переключения с третьей на четвертую передачу показали, что они сопоставимы. Разработанная математическая модель позволяет проводить исследование работы гидропривода при включении и выключении фрикциона.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель гидропривода ДФМ, содержащая дифференциальные и алгебраические уравнения, которые не изменяются для всех этапов включения/выключения фрикциона и двух смежных передач в ГМП. При этом уравнения содержат индикаторы состояния положения поршня фрикциона и золотника.

Использование математической модели гидропривода позволяет воспроизводить процесс заполнения и опорожнения гидроцилиндра фрикциона, отрабатывать процесс управления давлением рабочей жидкости, выявлять и оценивать последствия изменений параметров этого процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балабенко, Д.С. Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии / Д.С. Балабенко // Механика машин, механизмов и материалов, 2019. – № 1. – С. 19–29.
2. Балабенко, Д.С. Определение силовой нагруженности трансмиссии при трогании специального колесного шасси с гидромеханической передачей / Д.С. Балабенко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – Вып. 7. – С. 15–21.

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

3. Тарасик, В.П. Методика проектирования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В.П. Тарасик, В.С. Савицкий // Грузовик, 2016. – № 6. – С. 3–12.

4. Автушко, В.П. Динамический расчет следящих приводов: учеб.-метод. пособие / В.П. Автушко, М.И. Жилевич, П.Н. Кишкевич – Мн. : БГПА, 1998. – 43 с.

Представлено 08.05.2019

УДК 62.82

ТЕХНИКА АКТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН
TECHNOLOGY OF ACTIVE MAINTENANCE
OF RELIABILITY OF THE MACHINES HYDRAULIC DRIVES

В.С. Шевченко, д-р. техн. наук, проф.,
Военная академия Республики Беларусь,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Shevchenko, Doctor of technical Sciences, Professor,
Military Academy of Republic Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Приведен анализ тенденций развития методов активного обеспечения надежности гидравлических приводов машин, предполагающих оперативное управление процессами и параметрами, определяющими работоспособность.

Abstract. The analysis of tendencies of development of methods of active maintenance of reliability of the machines hydraulic drives assuming operational control of processes and the parameters defining working capacity is presented.

Ключевые слова: гидравлический привод, надежность, управление.

Key words: hydraulic drive, reliability, control.

ВВЕДЕНИЕ

Современному уровню энергонасыщенных, автоматизированных машин со сложными системами управления наиболее соответствуют