

**Математическая модель рабочего процесса гидрообъёмного рулевого управления с усилителем потока**

Заболоцкий Е.М., Автушко В.П.

Белорусский национальный технический университет

В настоящее время гидроприводы применяются в большей части систем самосвалов, расширяются их функциональные свойства и в ряде случаев значительно изменяются конструктивные схемы. Значительны масштабы использования гидроприводов в системах рулевого управления автомобилями особо большой грузоподъёмности. Поэтому один из показателей повышения технического уровня данных машин является снижение энергозатрат на управления. На современных автомобилях уменьшение усилия на рулевом колесе достигается введением в рулевое управление усилителей. Широкое распространение усилители получили с созданием автомобилей особо большой грузоподъёмности, на которых поворот управляемых колёс без помощи усилителя практически невозможен.

Усилителем рулевого управления называется сервомеханизм, предназначенный для создания момента, вызывающего поворот управляемых колёс автомобиля при приложении усилия к ободу рулевого колеса и суммирующегося с моментом, создаваемым этим усилием. Усилители рулевого управления являются элементарными следящими системами автоматического регулирования.

По виду используемой энергии усилители разделяют на гидравлические, пневматические, пневмогидравлические, электрические, вакуумные и механические. Но наибольшее распространение получили гидравлические усилители в виду того, что они бесшумны в работе, имеют меньшие размеры, служат своего рода амортизаторами ударов, действующих на рулевое управление со стороны дороги, позволяют сохранять направление движения при сильном уводе в случае внезапного разрыва передней шины во время движения с большой скоростью. Время срабатывания гидроусилителя (0,02-0,05 с) значительно меньше времени срабатывания пневмоусилителя (0,3-0,4 с). Включается усилитель плавно, незаметно для водителя.

Однако расширение области применения механических приводов с гидроусилителем натолкнулось на ряд трудностей, для преодоления которых необходимо обратиться к новому типу рулевого управления, в котором связь управляющего органа с исполнительным механизмом осуществляется только через объемный гидропривод рулевого управления (ГОРУ), включающий насос-дозатор и усилитель потока, без применения механических передач. Эта особенность рулевого привода обеспечивает полную свободу его компоновки и позволяет упростить конструкцию и снизить металлоемкость машины. Обеспечивается более легкое управление, высокая устойчивость против автоколебаний, отсутствует необходимость в регулировках в процессе эксплуатации.

Перечисленные выше преимущества обусловили расширяющееся применение данных систем рулевого управления у отечественных и зарубежных производителей карьерной техники. Поэтому в Белорусском национальном техническом университете совместно с РУПП «БелАЗ» выполняются НИР по проектированию гидрообъемного привода рулевого управления перспективных карьерных самосвалов.

Одним из этапов данной работы является оценка конструктивных параметров усилителя потока на динамические характеристики привода. Для чего была поставлена задача разработать его математическую модель и выполнить расчетные исследования.

В качестве рабочей модели был выбран самосвал БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 тонн. В данной схеме используется усилитель потока производства фирмы "DANFOSS" OSQB5.

При разработке математической модели приняты следующие допущения: в течение переходного процесса не изменяются температура, вязкость жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха; отсутствуют утечки; пренебрегаем силами трения и сжимаемостью жидкости в сливной магистрали.

Для описания динамики контура используют три группы уравнений: 1) уравнения движения поршня и поворота ротора гидромотора; 2) уравнение движения жидкости в  $i$ -ом трубопроводе (баланс давлений); 3) уравнение расходов для  $i$ -го узла.

Расчётная схема контура гидропривода представлена на рисунке 1.

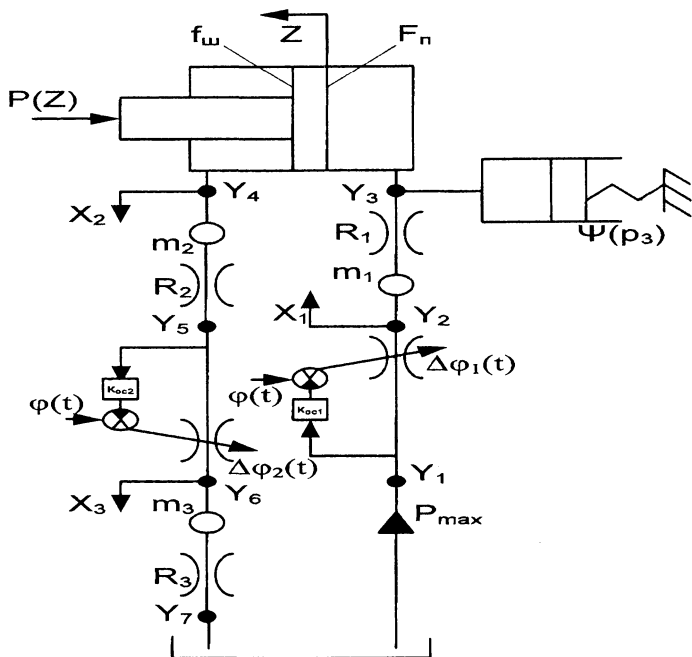


Рисунок 1. Расчётная схема контура гидропривода.

Таким образом, рассмотренная динамическая схема описывается системой, состоящей из двух уравнений второго порядка и одного первого:

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} = \frac{1}{m_n + (a_2 + a_3) \cdot \frac{(F_n - f_w)^2}{f_2}} \cdot (p_3 \cdot F_n - (\frac{a_1}{\Delta\varphi_2^2(t)} + a_3 + a_6) \cdot \frac{(F_n - f_w)^3}{f_2});$$

$$(\frac{dZ}{dt})^2 \cdot \text{sgn} \frac{dZ}{dt} - (a_4 + a_7) \cdot \frac{(F_n - f_w)^2}{f_2} \cdot \frac{dZ}{dt} - (P_0 + c_i \cdot Z);$$

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{1}{a_9} \cdot (p_{\max} - p_3 - (\frac{a_8}{\Delta \varphi_1^2(t)} + a_{10}) \cdot (\frac{dx_1}{dt})^2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx_1}{dt} - a_{11} \cdot \frac{dx_1}{dt});$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{f_1 \cdot \frac{dx_1}{dt} - F_{\Pi} \cdot \frac{dZ}{dt}}{f_1 \cdot l_1 + F_{\Pi} \cdot (Z_0 + Z)} \cdot (E_{a0} + a_p \cdot p_3),$$

где  $a_1 = \frac{0,5 \cdot f_3^2 \cdot \rho}{(\mu \cdot \pi \cdot D_{32})^2}$ ;  $a_2 = \rho \cdot l_2$ ;

$$a_3 = 0,5 \cdot \xi_2 \cdot \rho + 0,443 \cdot \frac{k_{\xi} \cdot \rho \cdot l_2}{\sqrt{f_2}}; \quad a_4 = 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot \nu \cdot l_2}{\sqrt{f_2}}; \quad a_5 = \rho \cdot l_3;$$

$$a_6 = 0,5 \cdot \xi_3 \cdot \rho + 0,443 \cdot \frac{k_{\xi} \cdot \rho \cdot l_3}{\sqrt{f_3}}; \quad a_7 = 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot \nu \cdot l_3}{\sqrt{f_3}}; \quad a_{11} = 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot \nu \cdot l_1}{\sqrt{f_1}};$$

$$a_8 = \frac{0,5 \cdot f_1^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot \pi^2 \cdot D_{31}^2}; \quad a_9 = \rho \cdot l_1; \quad a_{10} = 0,5 \cdot \xi_1 \cdot \rho + 0,443 \cdot \frac{k_{\xi} \cdot \rho \cdot l_1}{\sqrt{f_1}}.$$

В данной системе:  $Z$  – перемещение поршня гидроцилиндра;  $\Delta \varphi_n(t)$  – закон входного воздействия;  $F_{\Pi}$ ,  $f_{\text{ш}}$  – площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра соответственно;  $m_{\Pi}$  – масса поршня;  $p_i$  – давление в  $i$ -ой точке;  $f_i$  – площадь проходного сечения  $i$ -го трубопровода;  $l_i$  – длина  $i$ -го трубопровода;  $c_0$  – постоянная нагрузка на штоке гидроцилиндра;  $c_1$  – коэффициент позиционной нагрузки;  $z_0$  – расстояние между поршнем и крышкой в начальном положении;  $E_{a0}$  – базовый модуль упругости;  $a_p$  – коэффициент, учитывающий влияние давления;  $x_i$  – перемещение столба жидкости в  $i$ -ом трубопроводе;  $\xi_i$  – коэффициент местного сопротивления в  $i$ -ом трубопроводе;  $k_{\xi}$  – коэффициент, зависящий от шероховатости внутренних стенок трубопровода (0,02...0,03);  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $\mu$  – динамическая вязкость;  $D_3$  – диаметр золотника распределителя.

Решение данной системы уравнений осуществлялось на ПЭВМ численными методами. Выполнен многовариантный динамический расчет, проведен анализ влияния различных конструктивных и компоновочных параметров усилителя потока на динамику привода, выбраны их рациональные значения для разработки конструкции.