

УДК 62-82+62-85

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

М. И. ЖИЛЕВИЧ, С. В. ЕРМИЛОВ, П. Н. КИШКЕВИЧ,
Е. Н. БИГЕЛЬ

Учреждение образования «Белорусский национальный
технический университет», Республика Беларусь

Введение

В гидравлических системах мобильных и технологических машин для регулирования и изменения скорости и направления потока рабочей жидкости применяют гидравлические распределители. Динамические процессы в гидроприводе, как правило, обуславливаются сжимаемостью жидкости, колебаниями давления, характером преодолеваемой нагрузки. Для исследования динамики гидросистемы ее выводят из равновесия, подавая на вход сигнал, изменяющийся по одному из типовых законов [2], [4]. В частности, таким сигналом может быть изменение ширины рабочего окна распределителя. Однако внутренние динамические процессы в самом распределителе, колебания элементов управления распределительной аппаратуры могут оказывать существенное влияние на его динамику и гидросистемы в целом.

Особенно актуальной задача исследования динамики распределителя является для антиблокировочных систем. В настоящее время антиблокировочные системы – неотъемлемая конструктивная часть практически всего спектра автотранспортных средств. Главная задача АБС – регулирование скорости вращения и предотвращения юза колес транспортного средства посредством изменения давления в тормозной системе. Модуляторы содержат, как правило, два гидрораспределителя с электромагнитным управлением и выполняют команды регулирования давления в тормозных цилиндрах. Исследованиям динамики гидравлических приводов посвящены работы [1], [2].

Методика динамического расчета

Динамический расчет гидрораспределителя проводится с целью выбора его параметров, обеспечивающих устойчивую работу, анализа возможных автоколебаний, оценки быстродействия и качества переходного процесса.

Расчетная схема золотника гидрораспределителя представлена на рис. 1.

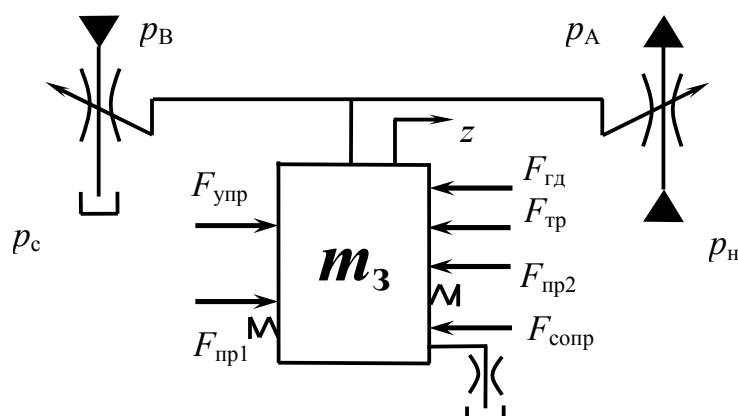


Рис. 1. Расчетная схема золотника распределителя

Дифференциальное уравнение движения золотника отражает его равновесие под действием приложенных сил:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_a - F_c,$$

где m_3 – приведенная масса золотника; z – перемещение золотника; F_a, F_c – сумма активных движущих сил и сил сопротивления, действующих на золотник.

Запишем уравнение движения золотника в общем виде:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{\text{упр}} + F_{\text{пр1}} - F_{\text{пр2}} - F_{\text{тр}} - F_{\text{гд}} - F_{\text{сопр}},$$

где $F_{\text{упр}}$ – сила со стороны элементов управления (развиваемая электромагнитом или сила давления на торец золотника); $F_{\text{пр1}}, F_{\text{пр2}}$ – сила возвратных пружин; $F_{\text{тр}}$ – сила трения золотника; $F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая сила, действующая на золотник; $F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления, например, со стороны замедлительного клапана.

В зависимости от схемы и конструкции распределителя ряд составляющих из уравнения может быть исключен.

Силу трения можно представить в виде двух составляющих:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.п}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + F_{\text{в}},$$

где $F_{\text{тр.п}}$ – сила трения покоя; $F_{\text{в}}$ – сила трения со смазочным материалом.

Сила трения зависит от времени нахождения золотника под давлением в неподвижном состоянии, от типа и качества уплотнений, точности и чистоты обработки сопряженных поверхностей трения, от реологических свойств рабочих жидкостей. Абсолютное значение силы трения покоя можно принимать в пределах 80–140 Н.

Сила трения со смазочным материалом [5]:

$$F_{\text{в}} = \nu \frac{A_{\text{max}}}{\varepsilon} \frac{dz}{dt},$$

где A_{max} – площадь дроссельной щели, перекрываемая золотником; ν – кинематическая вязкость; ε – зазор между золотником и корпусом распределителя.

Усилие пружин, обеспечивающих принудительное возвращение золотника в нейтральную позицию:

$$F_{\text{пр1}} = c_{\text{пр1}}(x_1 - z), \quad F_{\text{пр2}} = c_{\text{пр2}}(x_2 + z),$$

где $c_{\text{пр1}}, c_{\text{пр2}}$ – коэффициенты жесткости пружин; x_1, x_2 – предварительный натяг пружин; знак перед z зависит от места установки пружины и направления движения золотника.

Сила сопротивления со стороны замедлительного клапана

$$F_{\text{сопр}} = p_{\text{т.з}} f_{\text{т.з}},$$

где $p_{\text{т.з}}$ – давление на торце полости золотника; $f_{\text{т.з}}$ – эффективная площадь торца золотника.

Давление на торце золотника при движении золотника можно рассчитать на основе баланса расходов жидкости вытесняемой золотником и через дроссель замедлительного клапана:

$$f_{т.з} \frac{dz}{dt} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{\frac{2(p_{т.з} - p_c)}{\rho}},$$

откуда

$$p_{т.з} = 0,5\rho \left(\frac{f_{т.з}}{\mu_{др} f_{др}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + p_c,$$

где $f_{др}$, $\mu_{др}$ – соответственно, площадь и коэффициент расхода дросселя.

Таким образом,

$$F_{сопр} = f_{т.з} \left[0,5\rho \left(\frac{f_{т.з}}{\mu_{др} f_{др}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + p_c \right].$$

Если пренебречь инерционностью жидкости внутри распределителя, гидродинамическую силу, действующую в каждом из окон распределителя и стремящуюся вернуть золотник в нейтральное положение, можно определить по выражению [3]:

$$F_{гд} = \rho Q v \cos \theta,$$

где Q – расход жидкости в окне распределителя; v – скорость жидкости в окне распределителя; θ – угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника.

Угол θ зависит от формы золотника, формы окон во втулке, зазоров между золотником и втулкой и др. Он может быть различным при разных смещениях золотника. В расчетах можно принять $\theta = 69^\circ$.

Так как в четырехлинейном золотниковом распределителе гидродинамические силы в напорном и сливном окнах действуют в одном направлении, суммарная гидродинамическая сила, в предположении, что окна открываются синхронно и перекрытие отсутствует, может быть вычислена по выражению

$$F_{гд} = F_{гд.н} + F_{гд.с} = \rho Q_n v_n \cos \theta + \rho Q_c v_c \cos \theta = \rho \cos \theta (Q_n v_n + Q_c v_c),$$

причем индекс «н» соответствует параметрам напорного окна, индекс «с» – параметрам сливного окна.

После несложных преобразований получим:

$$\begin{aligned} F_{гд} &= \rho \cos \theta (Q_n v_n + Q_c v_c) = \rho \cos \theta (Q_n^2 / S_n + Q_c^2 / S_c) = \\ &= \rho \cos \theta \left[2\mu^2 S_n^2 (p_n - p_A) / (\rho S_n) + 2\mu^2 S_c^2 (p_B - p_c) / (\rho S_c) \right] = \\ &= 2\mu^2 \pi D_3 z \cos \theta (p_n - p_A + p_B - p_c), \end{aligned}$$

где S_n , S_c – площадь проходного сечения напорного и сливного окон распределителя; D_3 – диаметр золотниковой пары; μ – коэффициент расхода распределителя; p_n , p_A , p_B , p_c – соответственно, давление жидкости перед распределителем, на входе в трубопровод высокого давления, на выходе трубопровода низкого давления и на сливе (рис. 1).

Таким образом, уравнение движения золотника приобретает вид:

$$\begin{aligned} m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} &= F_{упр} + c_{np1}(x_1 - z) - c_{np2}(x_2 + z) - F_{тр.п} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} - \nu \rho \frac{A_{max}}{\varepsilon} \frac{dz}{dt} - \\ &- 2\mu^2 \pi D_3 z \cos \theta (p_n - p_A + p_B - p_c) - f_{т.з} \left[0,5\rho \left(\frac{f_{т.з}}{\mu_{др} f_{др}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + p_c \right]. \end{aligned}$$

Давления p_n и p_c могут быть заданы в виде констант, а давления p_A и p_B являются внутренними параметрами динамической модели гидропривода, изменяются во время переходного процесса и могут быть получены в ходе динамического расчета привода.

Для решения полученная зависимость преобразовывается к системе дифференциальных уравнений первого порядка, которая решалась численным методом Рунге–Кутты четвертого порядка. В среде программирования *Delphi* была разработана программа и выполнены контрольные расчеты, позволившие продемонстрировать возможность регулирования характеристик переходного процесса и быстродействия путем подбора рациональных параметров гидрораспределителя. Некоторые из полученных результатов приведены на рис. 2–4.

Основные исходные данные, принятые при расчетах (базовый вариант): максимальное усилие управления $F_{упр} = 140$ Н; жесткость пружин $c_1 = c_2 = 2 \cdot 10^4$ Н/м; предварительный натяг пружин $x_1 = x_2 = 5$ мм; диаметр золотника $D_3 = 10$ мм. Давление в системе $p_n = 10$ МПа, $p_A = 8$ МПа, $p_B = 0,6$ МПа, на сливе давление равно нулю; активная площадь торцевой полости золотника $f_{т.з} = 1 \cdot 10^{-4}$ м²; площадь дросселя $f_{др} = 1 \cdot 10^{-6}$ м².

Для достижения требуемых характеристик при расчетах изменяемыми параметрами являлись эффективная площадь торца золотника $f_{т.з}$ в диапазоне 0,0001–0,0005 м² и площадь дросселя $f_{др}$ в диапазоне $1 \cdot 10^{-6}$ – $5 \cdot 10^{-6}$ м². Остальные параметры при расчетах оставались неизменными.

На рис. 2 представлены результаты расчетов при базовом варианте исходных данных. Переходной процесс имеет большую амплитуду колебаний и время их затухания. Изменение площади торца золотника до $f_{т.з} = 2 \cdot 10^{-4}$ м² позволяет скорректировать переходной процесс (рис. 3), а последующим уменьшением площади дросселя до $f_{др} = 1 \cdot 10^{-6}$ м² удается практически устранить колебания золотника (рис. 4).

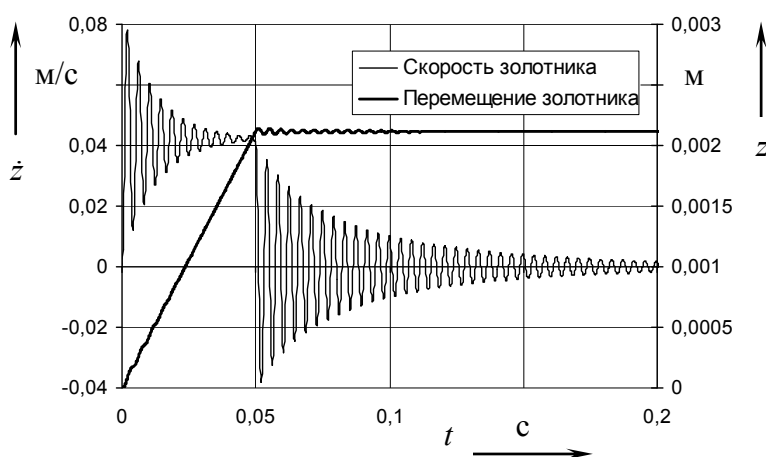


Рис. 2. Графики перемещения и скорости золотника при $f_{т.з} = 1 \cdot 10^{-4}$ м², $f_{др} = 5 \cdot 10^{-6}$ м²

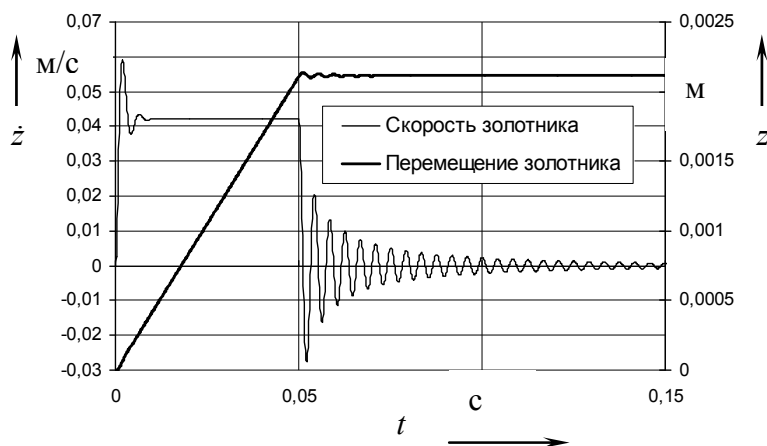


Рис. 3. Графики перемещения и скорости золотника при $f_{т.з} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $f_{др} = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

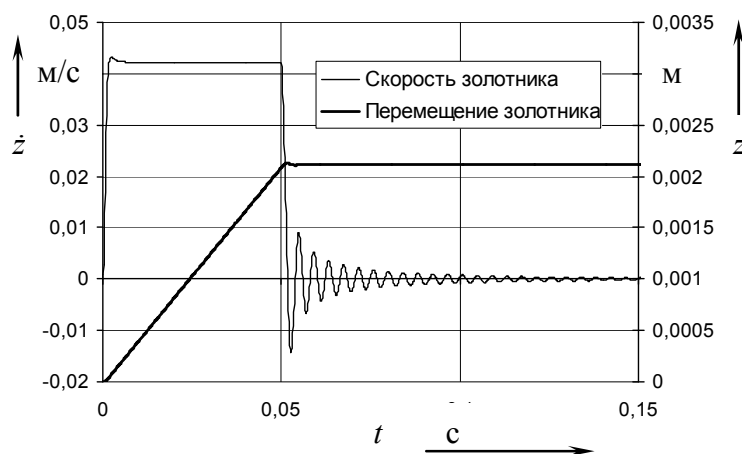


Рис. 4. Графики перемещения и скорости золотника при $f_{т.з} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $f_{др} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

Заключение

Разработана математическая модель секции золотникового распределителя, позволяющая исследовать внутренние динамические процессы в распределителе.

Разработана программа решения системы дифференциальных уравнений численными методами в среде *Delphi*. Выполнены контрольные расчеты, проанализирована чувствительность динамической системы к изменению конструктивных параметров распределителя. Расчетные динамические характеристики, по меньшей мере, качественно соответствуют ожидаемым физическим процессам, что позволяет сделать предварительный вывод об адекватности математической модели.

Полученная модель может быть составной частью динамической модели распределителя с электрогидравлическим управлением, многосекционного распределителя, гидравлического контура в целом и использоваться для выбора рациональных параметров распределителя, обеспечивающих требуемые характеристики качества переходных процессов.

Литература

1. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

2. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1977. – 424 с.
3. Башта, Т. М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств / Т. М. Башта. – М. : ОборонГиз, 1961. – 474 с.
4. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Теория систем автоматического управления : учеб. пособие для студентов специальности «Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин» вузов / В. П. Автушко [и др.] ; под общ. ред. Н. В. Богдана, Н. Ф. Метлюка. – Минск : ПИОН, 2001. – 382 с.
5. Кондаков, Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1982. – 215 с.

Получено 21.02.2013 г.