

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

Методические указания
к выполнению контрольной работы по дисциплине
«Динамика и регулирование гидропневмосистем»

Ростов-на-Дону
2021 г.

Расчет процессов разгона и торможения производится на примере гидропривода дроссельного регулирования.

1.1. Расчетная схема

Система уравнений математической модели процессов разгона и торможения гидропривода дроссельного регулирования, как правило, включает нелинейные дифференциальные уравнения, поэтому расчет выполняется на ЭВМ.

Расчетная схема гидропривода показана на рис.1.1, содержит насос (Н) постоянной производительности, параллельно которому включен предохранительно-переливной клапан (КП). Гидроцилиндр (ГЦ) имеет нагнетательную и сливную полости одинаковой площади.

Местные гидравлические сопротивления нагнетания (МСН) и слива (МСС) могут содержать различную аппаратуру (расходомеры, распределители, клапаны, дроссели, регуляторы расхода). Система разомкнута и содержит бак (Б), предназначенный для хранения, очистки и дегазации рабочей жидкости.

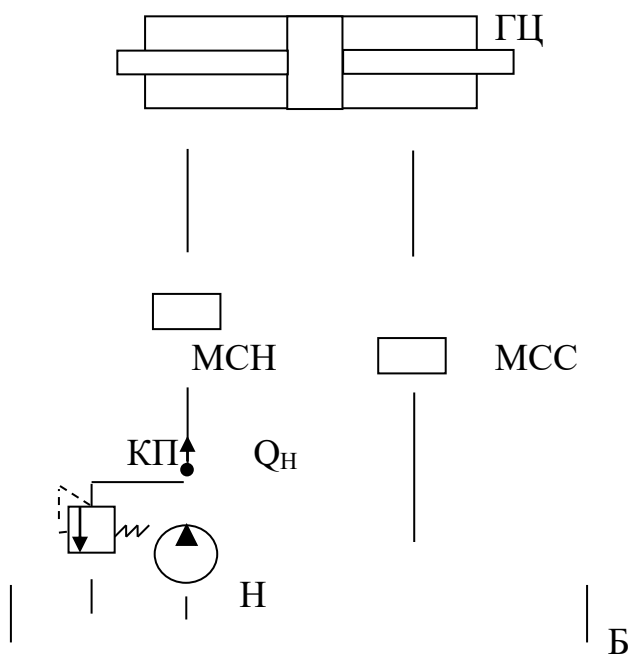


Рис.1.1. Расчетная схема гидропривода: ГЦ – гидроцилиндр; МСН – местные сопротивления нагнетания; МСС – местные сопротивления слива; Н – насос; КП – клапан предохранительно-переливной; Б – бак

1.2. Допущения математической модели

При написании уравнений математической модели сделаны следующие допущения:

1. Волновые процессы в гидролиниях не учитываются; принята модель сжимаемости жидкости, сосредоточенной в нагнетательной полости гидроцилиндра.
2. Рабочая площадь поршня в нагнетательной и сливной полостях гидроцилиндра принята одинаковой.
3. Принято давление настройки клапана $p_{\text{кп}} = \text{const}$, т.е. клапан, обладая идеальной характеристикой, поддерживает постоянное давление в гидросистеме независимо от расхода через клапан.
4. Расход насоса принят постоянным $Q_n = \text{const}$, не зависящим от рабочего давления, т.е. утечки в подвижных соединениях насоса не учитываются.

1.3. Уравнения математической модели для разгона и торможения с учетом сосредоточенной сжимаемости жидкости и силы трения, пропорциональной скорости

1. Уравнение движения: $M \frac{d^2 s}{dt^2} = F_n (p_{\text{кп}} - p) - K \frac{ds}{dt} - R.$

2. Уравнение расходов: $Q_{\text{кп}} = Q_{\text{нт}} - Q_{\text{гц}} - Q_{\text{сж}},$

где $M = M_{\text{пч}} + M_{\text{ж}}$ - приведенная к поршню гидроцилиндра масса; $M_{\text{пч}}$ - масса подвижных частей и $M_{\text{ж}}$ - масса жидкости;

$$M_{\text{ж}} = \frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot l_{\text{гц}} \cdot d_{\text{зл}}^2 \cdot \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{гц}}} \right)^4 :$$

ρ - плотность жидкости;

$l_{\text{гц}}$ - длина гидролиний;

$d_{\text{зл}}$ - внутренний диаметр гидролиний;

$d_{\text{п}}$ - приведенный диаметр поршня; s - перемещение поршня гидроцилиндра;

s - перемещение поршня; t - время;

$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{п}}^2$ - площадь поршня гидроцилиндра;

$p_{\text{кп}}$ - давление настройки клапана;

$p = 0.5 \rho \left(\lambda \cdot \frac{l_{\text{гц}}}{d_{\text{гц}}} + \sum \zeta \right) \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{зл}}} \right)^4 \left(\frac{ds}{dt} \right)^2$ - потери давления в линейных и местных сопротивлениях;

$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$ - коэффициент гидравлического трения;

$$Re = \frac{d_{\Pi}^2}{d_{\Gamma\Gamma} \cdot \nu} \cdot \frac{ds}{dt} - \text{число Рейнольдса};$$

ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости;

R – постоянная нагрузка;

K – коэффициент трения;

$Q_{\text{кп}}$ – расход клапана;

$Q_{\text{нт}}$ – расход насоса теоретический;

$Q_{\text{гц}} = F_{\Pi} \cdot \frac{ds}{dt}$ - расход гидроцилиндра;

$Q_{\text{сж}} = \frac{W}{E} \cdot \frac{d(p_{\text{кп}} - p)}{dt} = -\frac{W}{E} \cdot \frac{dp}{dt}$ - расход, вызванный сжимаемостью жидкости.

Начальные условия при пуске:

$$\begin{aligned} s|_{t=0} &= 0; & \left. \frac{ds}{dt} \right|_{t=0} &= 0; & \left. \frac{d^2s}{dt^2} \right|_{t=0} &= a_0; & Q_{\text{кп}}|_{t=0} &= Q_{\text{нт}}; \\ a_0 &= \frac{F_{\Pi} \cdot p_{\text{кп}} - R}{M}, & Re|_{t=0} &= 0. \end{aligned}$$

1.3.1. Исходные данные:

1. $M_{\text{пр}} = 300 + N$ - приведенная к поршню масса подвижных частей, кг;
2. $\rho = 800 + N$ - плотность жидкости, кг/м³;
3. $l_{\text{гп}} = 0.5 + 0.1N$ - длина гидролиний, м;
4. $d_{\text{эл}} = 10 + 0.1N$ - внутренний диаметр гидролиний, м;
5. $\sum \zeta = 10 + 0.1N$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений;
7. $R = 10 + N$ – постоянная нагрузка, кН;
8. $K = N$ – коэффициент трения;
9. $E = 1500 + N$ – приведенный объёмный модуль упругости, МПа;
10. $p_{\text{кп}} = 20 + 0.1N$ - давление настройки клапана, МПа;
11. $S_0 = 1 + 0.01N$ – начальное перемещение поршня гидроцилиндра, мм;
12. $\nu = 20 + 0.1N$ - коэффициент кинематической вязкости жидкости, сСт;
13. $V_{\text{max}} = 0,1 - 0.001N$ – максимальная скорость перемещения поршня, м/с.

Где N – две последние цифры зачетной книжки.

Остальные параметры гидросистемы определить из исходных данных по известным методикам расчета [1,7,8].

1.3.2. Преобразование уравнений математической модели

1.3.2.1. Преобразование уравнения движения

После подстановки значений λ , Re и p в уравнение движения получаем:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{F_{\text{п}} \cdot p_{\text{кп}} - R}{M} - \left(\frac{32 F_{\text{п}} \cdot \rho \cdot \nu \cdot l_{\text{гп}}}{M \cdot d_{\text{п}}^2} \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{гп}}} \right)^4 + \frac{K}{M} \right) \times \\ \times \frac{ds}{dt} - \frac{0.5 F_{\text{п}} \cdot \rho \cdot \sum \zeta}{M} \cdot \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{гп}}} \right)^4 \cdot \left(\frac{ds}{dt} \right)^2$$

или

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = a_0 - \left(\frac{K}{M} + A \right) \frac{ds}{dt} - B \cdot \left(\frac{ds}{dt} \right)^2,$$

где

$$a_0 = \frac{F_{\Pi} \cdot p_{\text{кп}} - R}{M};$$

$$A = \frac{32 F_{\Pi} \cdot \rho \cdot \nu \cdot l_{\text{гп}}}{M \cdot d_{\Pi}^2} \cdot \left(\frac{d_{\Pi}}{d_{\text{эл}}} \right)^4;$$

$$B = \frac{0.5 F_{\Pi} \cdot \rho \cdot \sum \zeta}{M} \cdot \left(\frac{d_{\Pi}}{d_{\text{эл}}} \right)^4.$$

1.3.2.2. Преобразование уравнения расходов

После подстановки значений $Q_{\text{гц}}$ и $Q_{\text{сж}}$ получаем:

$$Q_{\text{кп}} = Q_{\text{нт}} - F_{\Pi} \cdot \frac{ds}{dt} + \frac{W}{E} \cdot \frac{dp}{dt},$$

где

$$p = \frac{A \cdot M}{F_{\Pi}} \cdot \frac{ds}{dt} + \frac{B \cdot M}{F_{\Pi}} \cdot \left(\frac{ds}{dt} \right)^2,$$

или

$$p = C \cdot \left(\frac{ds}{dt} \right) + D \cdot \left(\frac{ds}{dt} \right)^2,$$

где

$$C = \frac{A \cdot M}{F_{\Pi}}, \quad D = \frac{B \cdot M}{F_{\Pi}}, \quad \frac{dp}{dt} = C \cdot \frac{d^2 s}{dt^2} + 2 \cdot D \cdot \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d^2 s}{dt^2},$$

тогда

$$Q_{\text{кп}} = Q_{\text{нт}} - F_{\Pi} \cdot \frac{ds}{dt} + \frac{W \cdot C}{E} \cdot \frac{d^2 s}{dt^2} + \frac{2 \cdot D \cdot W}{E} \cdot \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d^2 s}{dt^2};$$

$$\frac{dQ_{\text{кп}}}{dt} = -F_{\Pi} \cdot \frac{d^2 s}{dt^2} + \frac{W \cdot C}{E} \cdot \frac{d^3 s}{dt^3} + \frac{2 \cdot D \cdot W}{E} \cdot \left(\left(\frac{d^2 s}{dt^2} \right)^2 + \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d^3 s}{dt^3} \right).$$

1.3.3. Система уравнений математической модели

Ввод обозначений: $S = Y(1), [\text{м}];$

$$\frac{ds}{dt} = Y(2), [\text{м/с}];$$

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = Y(3), [\text{м/с}^2];$$

$$\frac{d^3 s}{dt^3} = Y(4), [\text{м/с}^3];$$

$$p = Y(5), [\text{н/м}^2];$$

$$Re = Y(6), [1];$$

$$Q_{\text{кп}} = Y(7), [M^3/c]$$

позволяет получить систему семи дифференциальных уравнений первого порядка:

$$1. \frac{dY(1)}{dt} = Y(2),$$

$$2. \frac{dY(2)}{dt} = a_0 - \left(\frac{K}{M} + A \right) \cdot Y(2) - B \cdot (Y(2))^2,$$

$$3. \frac{dY(3)}{dt} = - \left(\frac{K}{M} + A \right) \cdot Y(3) - 2 \cdot B \cdot Y(2) \cdot Y(3),$$

$$4. \frac{dY(4)}{dt} = - \left(\frac{K}{M} + A \right) \cdot Y(4) - 2 \cdot B \cdot (Y(3))^2 - 2 \cdot B \cdot Y(2) \cdot Y(4),$$

$$5. \frac{dY(5)}{dt} = C \cdot Y(3) + 2D \cdot Y(2) \cdot Y(3),$$

$$6. \frac{dY(6)}{dt} = \frac{d_{\text{н}}^2}{d_{\text{эл}} \cdot \nu} \cdot Y(3),$$

$$7. \frac{dY(7)}{dt} = -F_{\text{н}} \cdot Y(3) + \frac{W \cdot C}{E} \cdot Y(4) + \frac{2 \cdot D \cdot W}{E} \cdot ((Y(3))^2 + Y(2) \cdot Y(4)).$$

1.3.4. Начальные условия для системы уравнений при пуске гидропривода

Начальные условия для системы уравнений при пуске гидропривода следующие:

$$\begin{aligned} Y(1)|_{t=0} &= 0, & Y(2)|_{t=0} &= 0, & Y(3)|_{t=0} &= a_0, & Y(4)|_{t=0} &= -\left(\frac{K}{M} + A\right) \cdot a_0, \\ Y(5)|_{t=0} &= 0, & Y(6)|_{t=0} &= 0, & Y(7)|_{t=0} &= Q_{\text{н}}. \end{aligned}$$

Решить систему уравнений можно используя любые современные средства автоматизированного расчета (Simintech, MathCad, Matlab, Maple и др.). Результаты расчета представить в виде зависимостей переменных параметров гидросистемы от времени.

1.4. Анализ графиков переходных процессов

При анализе графика переходного процесса (рис.1.2) определяются основные параметры качества регулирования:

1. Время переходного процесса t_n , когда регулируемая величина достигает значения $\pm 0.05H(t)_{\infty}$, где $H(t)_{\infty} = H_y$ - установившееся значение выходной величины, $\Delta = 0,1H_y$.

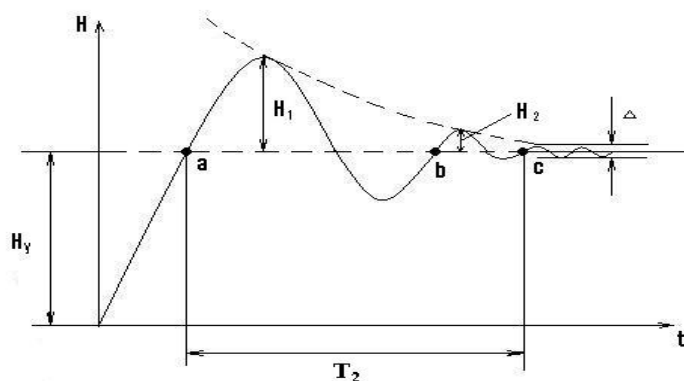


Рис.1.2. Переходной процесс с данными

для определения параметров качества регулирования

2. Вид переходного процесса: колебательный, монотонный, апериодический.

3. Максимальная динамическая ошибка

$$\sigma_{\max} = \frac{H(t)_{\max} - H(t)_{\infty}}{H(t)_{\infty}} \cdot 100\% ,$$

где $H(t)_{\max}$ - максимальное значение выходной величины.

4. Время первого согласования t_1 , за которое регулируемая величина первый раз достигает значения H_{∞} .

5. Время t_m , за которое регулируемая величина возрастает до максимального значения H_{\max} .

6. Частота колебаний в переходном процессе

$$\nu = \frac{n}{t_n} ,$$

где n – количество колебаний за время t_n .

Так, на рис.1.6 $t_n = t_2$ - отрезок abc , $n = 2$.

7. Декремент затухания переходного процесса

$$d = \ln \frac{H(t)_{\max} - H(t)_{\infty}}{H(t)_{\max i} - H(t)_{\infty}} ,$$

где $H(t)_{\max}$ – максимальное значение выходной величины; $H(t)_{\infty}$ - установившееся значение выходной величины; $H(t)_{\max i}$ – следующее за $H(t)_{\max}$ максимальное значение выходной величины, т.е. $d = \ln \frac{H_1}{H_2}$, см.

рис.1.2.

Рекомендуемая литература

1. Антоненко В.И., Тумаков А.А., Чернавский В.А. Расчет магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005.
2. Ануфриев И.Е. Самоучитель MatLab 5.3/6.x. - СПб.: Изд-во БХВ-Петербург, 2002.
3. Ануфриев И.Е., Смирнов А.Б., Смирнова Е.Н. MATLAB 7. - СПб.: Изд-во БХВ-Петербург, 2005.
4. Казмиренко В.Ф. Электрогидравлические мехатронные модули движения. - М.: Радио и связь, 2001.
5. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. - М.: Машиностроение, 1976.
6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1987.
7. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. - М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001.
8. Сидоренко В.С. Изучение и разработка схмотехнических решений промышленного гидропривода. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2001г.
9. Чернавский В.А. Динамика и регулирование гидро- пневмосистем: Учеб. Пособие. / В.А. Чернавский, А.В. Кожухова. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2007.