

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 лабораторных и практических работ по дисциплине
«Динамика пневмомеханических и гидромеханических систем»

Ростов-на-Дону
2021 г.

Лабораторная работа №1

Тема: Математическое моделирование гидравлических источников питания

Цель работы: изучение основ математического моделирования и динамики гидравлических источников питания.

Краткая теория. Ввиду высокой значимости математического моделирования в научно-инженерной деятельности остается актуальной задача создания математических моделей устройств гидропневмоавтоматики. Устройства гидропневмоавтоматики относятся к наукоемкой отрасли машиностроения, что сильно усложняет их математическое моделирование. Часто перед инженером не ставятся такие сложные задачи как идентификация процессов протекающих в гидроаппаратах и определение их характеристик. Наиболее распространенная задача это определение основных характеристик всей гидросистемы, в состав которой входят такие элементы как гидронасос, направляющая и регулирующая гидроаппаратура, гидродвигатель и т.п. При проектировании пневмогидросистем часто источники питания рассматривают как источники постоянного расхода и давления [1]. Рассмотрим расчетные схемы простейших гидросистем с источником постоянного расхода (рис.1а) и постоянного давления (рис.1б).

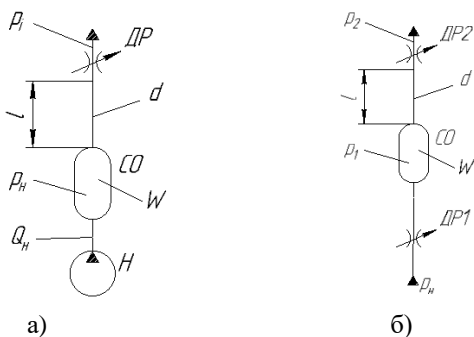


Рисунок 1 – Расчетная схема гидросистемы с источником постоянного расхода (а) и постоянного давления (б).

Основными характеристиками гидросистемы являются зависимости давления и расхода от времени. Моделирование процессов происходящих при работе реальных гидронасосов осложняется нестационарностью потоков рабочей жидкости и нестабильностью реальных воздействий на гидравлическую систему. Поэтому для упрощения математического моделирования примем следующие допущения: характеристики рабочей жидкости (плотность, вязкость и т.п.) постоянны во всех режимах работы гидросистемы; коэффициенты расходов, объемный модуль упругости постоянны; трубопроводы абсолютно жесткие, а сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости небольшого количества нерастворенного газа (на первых этапах моделирования объемный модуль упругости можно принять постоянным); утечки и перетечки отсутствуют; производительность гидронасоса усредненная (пульсации давления и расхода отсутствуют); давление и расход жидкости – величины сосредоточенные в определенных объемах; потери давления пропорциональны расходу; режим течения не учитывается. Принимая эти допущения и учитывая что давление и расход сосредоточены в объеме СО (рис.1) их можно определить воспользовавшись уравнением баланса расходов:

$$\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}} + Q_{\text{сж}} = 0, \quad (1)$$

где $\Sigma Q_{\text{вх}}$ - сумма расходов от притоков жидкости в сосредоточенный объем, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\Sigma Q_{\text{вых}}$ - сумма расходов от оттоков жидкости из сосредоточенного объема, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt}$ - расход жидкости при сжатии (расширении) жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$.

Учитывая, что сжимаемость жидкости характеризуется общеизвестным коэффициентом сжимаемости $\beta = -\frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dp}$ и заменив его на более часто применяемый объемный модуль упругости $E=1/\beta$ определим изменение давления во времени из уравнения баланса расходов (1):

$$\frac{dp}{dt} = (\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}}) \cdot \frac{E}{W}, \quad (2)$$

где W – объем жидкости между входным и выходным потоками, м^3 .

Моделирование источника постоянного расхода.

Зачастую выход гидронасоса в гидросистемах соединен трубопроводом с каким либо проточным элементом (клапаном, распределителем, дросселем и т.п.) или их группой. Эти элементы можно условно представить в виде эквивалентного дросселя ДР (рис.1). Площадь которого будет зависеть от конкретного гидроаппарата и управляющих воздействий на него. Если выход насоса соединен с несколькими проточными гидроаппаратами, то следует в расчетную схему внести количество эквивалентных дросселей соответствующее количеству аппаратов. В нашем случае выход насоса соединен с дросселем и расход на выходе из сосредоточенного объема СО (рис.1а) можно определить по общеизвестной формуле:

$$\Sigma Q_{\text{вых}} = \mu \cdot S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - \Delta p - p_i)}, \quad (3)$$

где μ - коэффициент расхода дросселя;

$S_{\text{др}}$ - площадь живого сечения дросселя, м^2 ;

p_i - давление на выходе дросселя, Па;

$$\Delta p = \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (4)$$

где Δp – потери давления между насосом и эквивалентным дросселем, Па;

γ - удельный вес жидкости, Н/м^3 ;

λ – коэффициент гидравлического трения;

l – эквивалентная длина трубопровода, соединяющего насос и дроссель, м;

d – диаметр трубопровода, соединяющего насос и дроссель, м;

V – скорость потока жидкости, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

В случае применения однопоточного насоса

$$\Sigma Q_{\text{вх}} = Q_n, \quad (4)$$

где Q_n - производительность насоса. Если же применяются двухпоточные насосы или их группа, то следует учитывать их суммарную производительность.

В итоге получим следующую матмодель источника постоянного расхода:

$$\frac{dp_n}{dt} = \left(Q_n - \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} - p_i)} \right) \cdot \frac{E}{W}, \quad (5)$$

Решив дифференциальное уравнение (5) в программе Simulink Matlab (рис.2) подставляя исходные данные (рис.3) получим зависимости давления в сосредоточенном объеме p_n , давления на выходе из эквивалентного дросселя p_i , потерю давления Δp и расход через эквивалентный дроссель (рис.5).

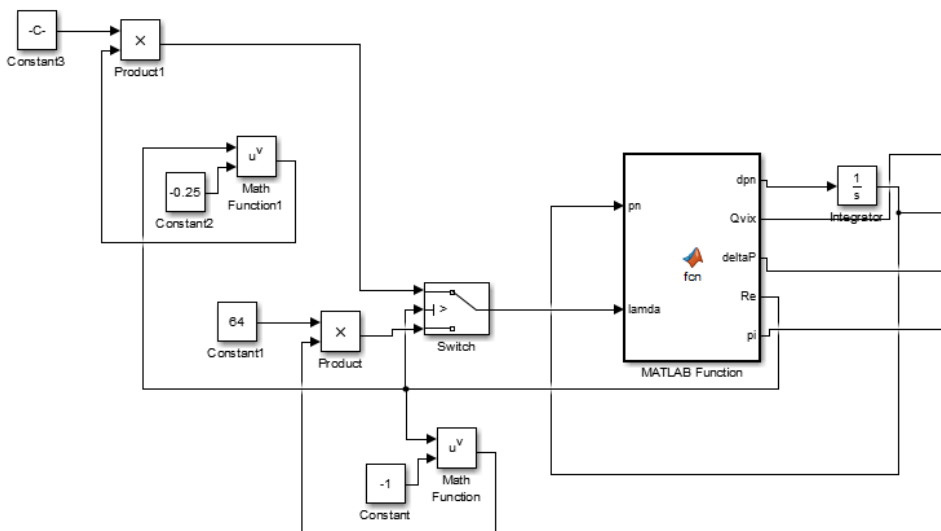
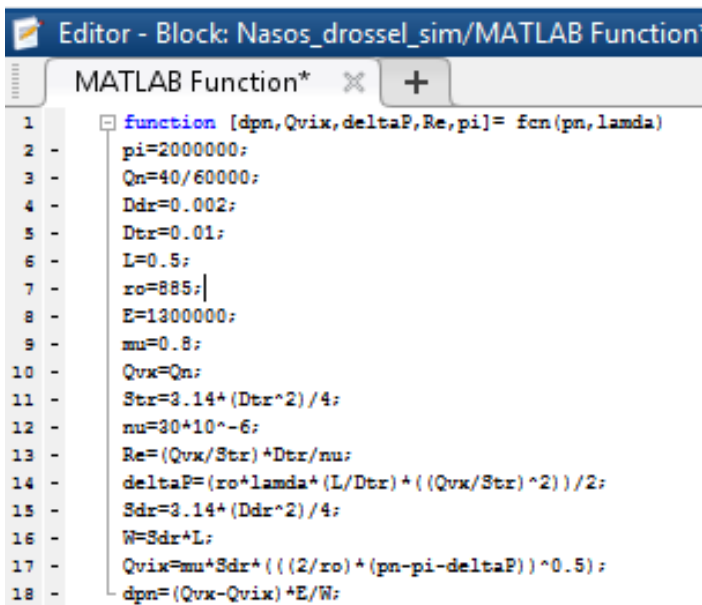


Рисунок 2 – Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного расхода в программе Simulink Matlab.



The image shows a MATLAB Function Editor window titled "Editor - Block: Nasos_drossel_sim/MATLAB Function". The window contains a MATLAB function named "fcn" with the following code:

```
1 function [dpm,Qvix,deltaP,Re,pi]= fcn(pn,lamda)
2     pi=2000000;
3     Qn=40/60000;
4     Ddr=0.002;
5     Dtr=0.01;
6     L=0.5;
7     ro=885;
8     E=1300000;
9     mu=0.8;
10    Qvx=Qn;
11    Str=3.14*(Dtr^2)/4;
12    nu=30*10^-6;
13    Re=(Qvx/Str)*Dtr/nu;
14    deltaP=(ro*lamda*(L/Dtr)*((Qvx/Str)^2))/2;
15    Sdr=3.14*(Ddr^2)/4;
16    W=Sdr*L;
17    Qvix=mu*Sdr*((2/ro)*(pn-pi-deltaP))^0.5;
18    dpm=(Qvx-Qvix)*E/W;
```

Рисунок 3 – Исходные данные модели представленные в блоке MATLAB Function.

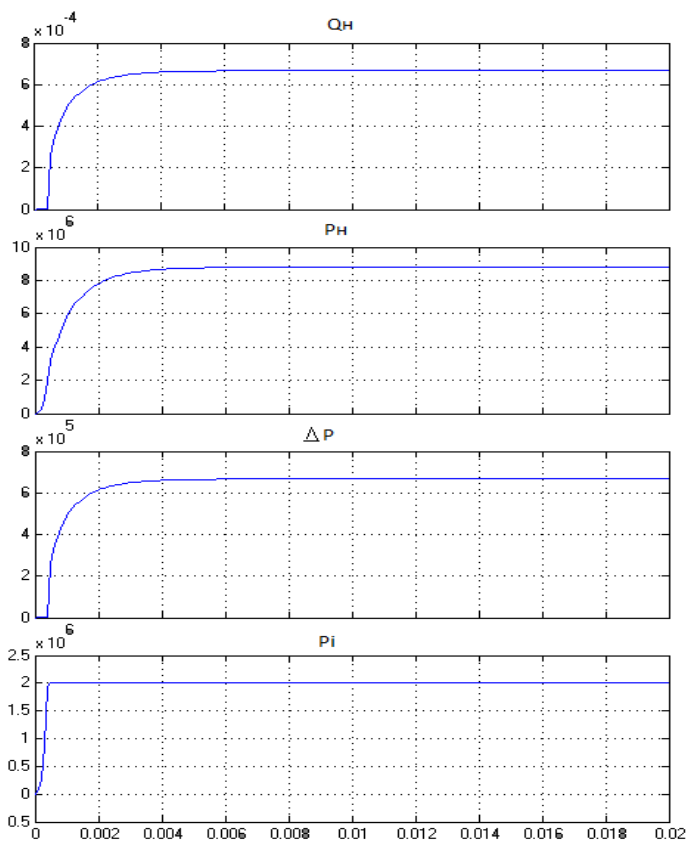


Рисунок 5 – Осциллограмма процесса моделирования в Simulink гидросистемы с источником питания постоянного расхода.

Также решение модели гидросистемы с источником питания постоянного расхода можно осуществить с использованием пакета Simscape Simulink Matlab (рис.6).

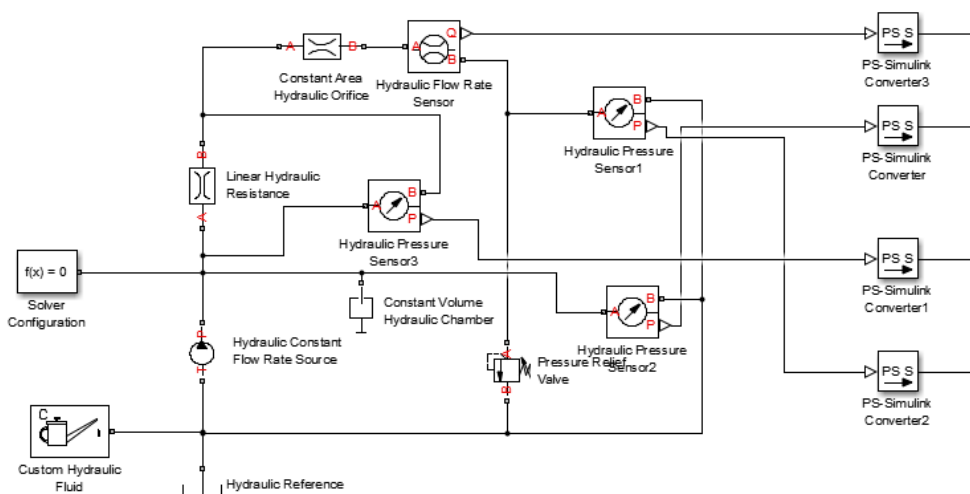


Рисунок 6 - Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного расхода в пакете Simscape программы Simulink Matlab. Данный пакет позволяет существенно сократить время на создание компьютерной программы за счет использования готовых моделей устройств гидропневмоавтоматики.

Моделирование источника постоянного давления.

Как и в случае моделирования источника постоянного расхода $\Sigma Q_{\text{вых}}$ можно определить по формуле:

$$\Sigma Q_{\text{вых}} = \mu_2 \cdot S_{\text{др}2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - \Delta p - p_2)}, \quad (6)$$

где μ_2 - коэффициент расхода дросселя ДР2;

$S_{\text{др}2}$ - площадь живого сечения дросселя, м²;

p_2 - давление на выходе дросселя ДР2, Па;

Расход жидкости на входе в сосредоточенный объем определим как расход жидкости через эквивалентный дроссель ДР1 от источника постоянного давления p_H :

$$\Sigma Q_{\text{вх}} = \mu \cdot S_{\text{др1}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{\text{н}} - p_1)}, \quad (7)$$

где μ_1 - коэффициент расхода дросселя ДР1;

$S_{\text{др1}}$ - площадь живого сечения дросселя, м²;

p_1 - давление на выходе дросселя ДР1, Па.

Тогда математическая модель источника постоянного давления примет вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \left(\mu_1 \cdot S_{\text{др1}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{\text{н}} - p_1)} - \mu_2 \cdot S_{\text{др2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} - p_2)} \right) \cdot \frac{E}{W} \quad (8)$$

Решив дифференциальное уравнение (8) в программе Simulink Matlab (рис.7) подставляя исходные данные (рис.8) получим зависимости давления в сосредоточенном объеме p_1 , давления на выходе из эквивалентного дросселя p_2 , потерю давления Δp и расход через эквивалентный дроссель ДР2 (рис.9).

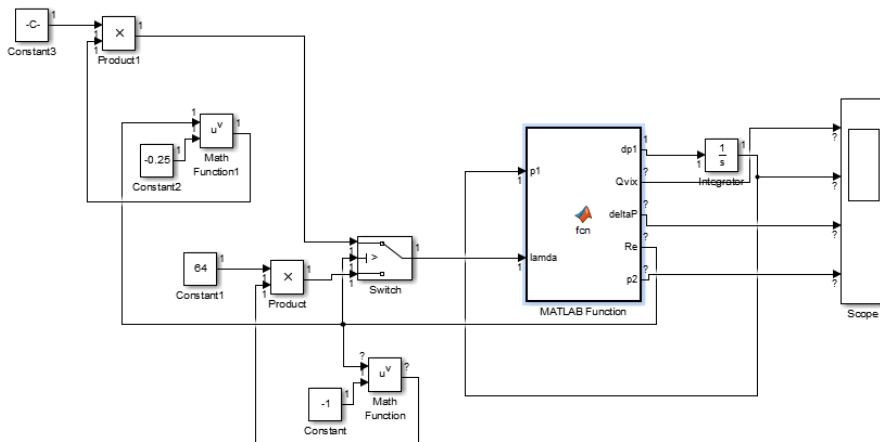
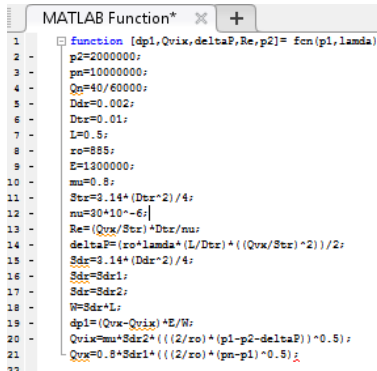


Рисунок 7 – Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного давления в программе Simulink Matlab.



```

1 function [dp1,Qvix,deltaP,Re,p2]= fcn(p1,lambda)
2
3 p2=2000000;
4 pn=10000000;
5 Qp=40/60000;
6 Ddx=0.002;
7 Dtx=0.01;
8 L=0.5;
9 re=885;
10 E=1300000;
11 mu=0.8;
12 Stx=3.14*(Dtx^2)/4;
13 nu=30*10^-6;
14 Re=(Qvx/Stx)*Dtx/nu;
15 deltaP=(re*lambda*(L/Dtx)*((Qvx/Stx)^2))/2;
16 Sdx=3.14*(Ddx^2)/4;
17 Sdx=Sdx1;
18 W=Sdx*L;
19 dp1=(Qvx-Qvix)*E/W;
20 Qvix=mu*Sdx2*((2/re)*(p1-p2-deltaP))^0.5;
21 Qvx=0.8*Sdx1*((2/re)*(pn-p1))^0.5;
22

```

Рисунок 8 – Исходные данные модели.

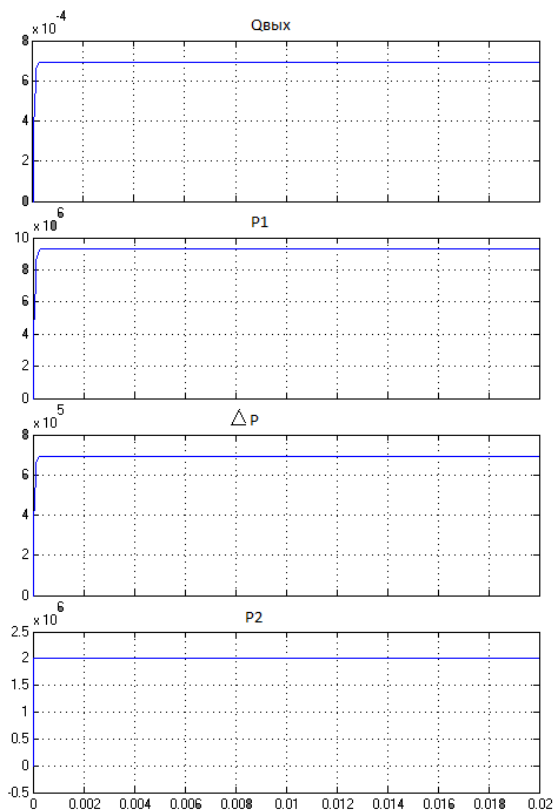


Рисунок 9 – Осциллограмма процесса моделирования в Simulink гидросистемы с источником питания постоянного давления.

Также решение модели гидросистемы с источником питания постоянного давления можно осуществить с использованием пакета Simscape Simulink Matlab (рис.10).

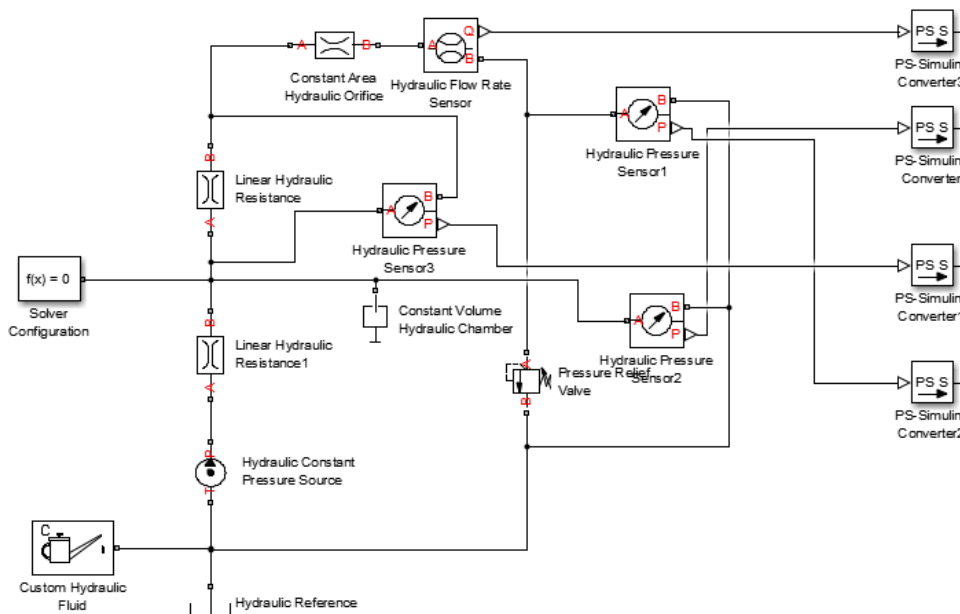


Рисунок 10 - Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного давления в пакете Simscape программы Simulink Matlab.

Таблица 1. Варианты индивидуальных заданий

Вариант источника питания	Расход и давление насоса Q_n и p_n , л/мин и МПа, соответственно	Длина трубопровода l , м	Объемный модуль упругости E , МПа	Плотность рабочей жидкости ρ , кг/м ³	Площадь сечения дросселя $S_{др}$, м ²
Источник постоянного расхода для	$Q_n = N$	n	$n \cdot 200$	$800 + N$	$S_{др} = \frac{d \cdot n}{100}$

четного номера в списке группы					
Источник постоянного давления для нечетного номера в списке группы	$p_n = n + 10$	n	$n * 200$	$800 + N$	$S_{дp1} = d * n / 10$ $S_{дp2} = d * n / 100$

где N – две последние цифры номера зачетной книжки;

n – последняя цифра номера зачетной книжки;

d – диаметр трубопровода рассчитывается по заданным Q_n и максимальной скорости течения жидкости (10 м/с);

$\mu = 0,6 \dots 0,9$;

Список литературы:

1. Грищенко В.И. Математическая модель вращательного пневмогидравлического привода механизмов для оборудования агропромышленного комплекса/ Грищенко В.И., С.И. Войтов // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы Междунар. науч.практ. конф. в рамках 12-й междунар. Агропромышленной выставки «Интерагромаш - 2009»/ Рост. гос. акад. с-х. машиностр.- Ростов н/Д, 2009.
2. Грищенко В.И. Математическая модель пневмогидропривода для позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования/ В.И.Грищенко, В.С.Сидоренко // Международной научно-технической конференции по динамике технологических систем/ДГТУ.- Ростов н/Д,2007.-Т.3.
3. Моделирование процесса позиционирования поворотнodelительных механизмов автоматического технологического

оборудования устройствами с гидравлическими линиями связи/ В.И. Грищенко [и др.] // Вестник Дон.гос.техн.ун-та.-2008.-Т.8, № 4 (39).

4. Моделирование процесса позиционирования пневмогидравлического привода установочных движений В.И./ Грищенко [и др.] // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012, - № 1(35).

Лабораторная работа №2

Тема: МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КЛАПАНА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Цель работы: изучение основ математического моделирования и динамики гидравлического клапана прямого действия.

Краткая теория. Применение гидравлического привода и средств гидроавтоматики является одним из перспективных направлений современного развития машиностроения. Около 70 % горных, строительных, дорожных, землеройных, подъемно-транспортных машин и установок оснащены гидроприводом.

В этих условиях возникает необходимость создания новых и совершенствования старых автоматизированных приводов, отвечающих все возрастающим требованиям повышения быстродействия, точности, надежности и экономичности техники.

Одним из перспективных направлений решения задачи является насыщение технологического оборудования системами гидропривода и гидропневмоавтоматики. Так, применение гидроприводов в металлообрабатывающем оборудовании позволяет упростить кинематику станков, улучшить габаритные характеристики, повысить уровень автоматизации исполнительных механизмов, улучшить энергетику.

Ввиду всего выше изложенного остается актуальной задача создания математических моделей устройств гидропневмоавтоматики[1-3]. Устройства гидропневмоавтоматики относятся к наукоемкой отрасли машиностроения, что сильно усложняет их математическое моделирование. Часто перед инженером не ставятся такие сложные задачи как идентификация процессов протекающих в гидроаппаратах и определение их характеристик. Наиболее распространенная задача это определение основных характеристик всей гидросистемы, в состав которой вхо-

дят такие элементы как гидронасос, направляющая и регулирующая гидроаппаратура, гидродвигатель и т.п. Клапаны прямого действия являются неотъемлемой частью насосных установок и оказывают высокое влияние на динамику гидравлических приводов. Поэтому в расчетной схеме клапана учтем возможность изменения давления в точке подключения клапана к гидросистеме P_n (Рис. 1).

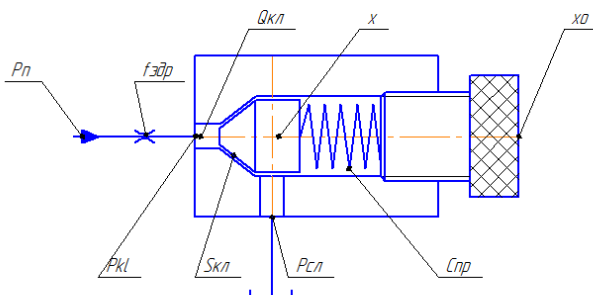


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана прямого действия.

Основными характеристиками гидросистемы являются зависимости давления и расхода от времени. Моделирование процессов происходящих при работе реальных гидравлических клапанов осложняется не стационарностью потоков рабочей жидкости и нестабильностью реальных воздействий на гидравлическую систему. Поэтому для упрощения математического моделирования примем следующие допущения: характеристики рабочей жидкости (плотность, вязкость и т.п.) постоянны во всех режимах работы гидросистемы; коэффициенты расходов, объемный модуль упругости постоянны; трубопроводы абсолютно жесткие, а сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости небольшого количества нерастворенного газа (на первых этапах моделирования объемный модуль упругости можно принять постоянным); утечки и перетечки отсутствуют; давление и расход жидкости – величины сосредоточенные в определенных объемах; потери давления пропорциональны расходу; режим течения не учитывается. Принимая эти допущения

можно определить давления в сосредоточенных объемах гидросистемы, воспользовавшись уравнениями баланса расходов в общем виде[1-2]:

$$\Sigma Q_{\text{эдр}} - \Sigma Q_{\text{кл}} + Q_{\text{сж}} = 0, \quad (1)$$

где $\Sigma Q_{\text{кл}}$ - сумма расходов от притоков жидкости в сосредоточенный объем, м³/с;

$\Sigma Q_{\text{эдр}}$ - сумма расходов от оттоков жидкости из сосредоточенного объема, м³/с;

$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt}$ - расход жидкости при сжатии (расширении) жидкости, м³/с.

Учитывая, что сжимаемость жидкости характеризуется общеизвестным коэффициентом сжимаемости $\beta = -\frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dp}$ и заменив его на более часто применяемый объемный модуль упругости жидкости $E=1/\beta$ определим изменение давления во времени из уравнения баланса расходов (1):

$$\frac{dp}{dt} = (\Sigma Q_{\text{эдр}} - \Sigma Q_{\text{кл}}) \cdot \frac{E}{W}, \quad (2)$$

где W – объем жидкости между входным и выходным потоками, м³.

Моделирование предохранительного клапана прямого действия.

Для гидравлического предохранительного клапана прямого действия можно определить уравнения баланса расходов находящихся в объемах W_0 и W соответственно:

$$Q_{\text{эдр}} - Q_{\text{кл}} + Q_{\text{сж}} = 0, \quad (3)$$

где $Q_{\text{кл}}$ - расход рабочей жидкости при открытии клапана, м³/с;

$Q_{\text{эдр}}$ - расход рабочей жидкости в эквивалентном дросселе м³/с;

$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt}$ - расход жидкости при сжатии (расширении) жидкости, м³/с.

Зачастую вход предохранительного клапана в гидросистемах соединен трубопроводом с напорной линией через тройник, который можно условно представить в виде эквивалентного дросселя (рис.1). Расход на входе можно определить по общеизвестной формуле:

$$Q_{\text{эдр}} = \mu_{\text{эдр}} * f_{\text{эдр}} * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_n - P_{\text{кл}})}, \quad (4)$$

где $\mu_{\text{эдр}}$ - коэффициент расхода дросселя;

$f_{\text{эдр}}$ - площадь живого сечения дросселя, м²;

P_n - давление напорной полости, Па;

$P_{\text{кл}}$ - давление настройки клапана, Па;

Расход рабочей жидкости при открытии клапана:

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} * f_{\text{кл}} * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_{\text{кл}} - P_{\text{сл}})}, \quad (5)$$

где $\mu_{\text{кл}}$ - коэффициент расхода клапана;

$f_{\text{кл}}$ - площадь живого сечения клапана, м²;

$P_{\text{кл}}$ - давление настройки клапана, Па;

$P_{\text{сл}}$ - давление слива, Па;

Расход рабочей жидкости в управляющей линии:

$$Q_{\text{сж}} = \mu_{\text{сж}} * f_{\text{сж}} * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_{\text{кл}} - P_p)}, \quad (6)$$

где $\mu_{сж}$ - коэффициент расхода управляющей линии;

$f_{сж}$ - площадь живого сечения, м²;

$P_{кл}$ – давление настройки клапана, Па;

P_y – давление управляющей линии, Па;

Для гидравлического предохранительного клапана можно определить уравнения изменения давления во времени из уравнения баланса расходов (3):

$$\frac{dP_{кл}}{dt} = (Q_{эдр} - Q_{кл}) * \frac{E}{W_0}, \quad (7)$$

где W_0 – начальный объем рабочей жидкости в клапане, м³;

W - объем рабочей жидкости, м³

Движение запорно-регулирующего элемента клапана описывается следующим уравнением:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_y * S_{кл} - C_{пр} * (x_0 + x) - F_c \pm F_y, \quad (8)$$

где x - перемещение запорно-регулирующего элемента, м;

m -масса запорно-регулирующего элемента, кг;

$S_{кл}$ -площадь торца клапана, м²;

$C_{пр}$ -жесткость пружины, принимаем, Н/м;

x_0 -начальное сжатие, м;

F_c ,-силы сопротивления движению клапана, Н;

F_y -силы реакции упоров, Н

Решив дифференциальные уравнения (7) и (8) в программе Simulink Matlab подставляя исходные данные получим зависимости давления $P_{кл}$ в сосредоточенном объеме W_n , давления P_y в сосредоточенном объеме W_y , перемещение запорно-регулирующего элемента клапана x (рис.5).

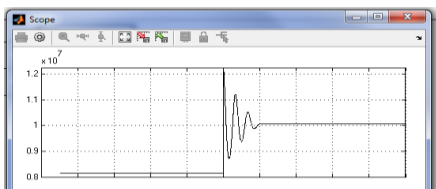


Рис.4. Зависимость давления $P_{кл}$ в сосредоточенном объеме W_n от времени t .

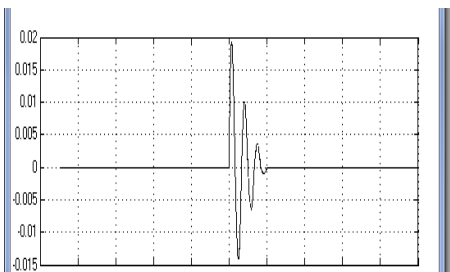


Рис. 5 Зависимость скорости V от времени t .

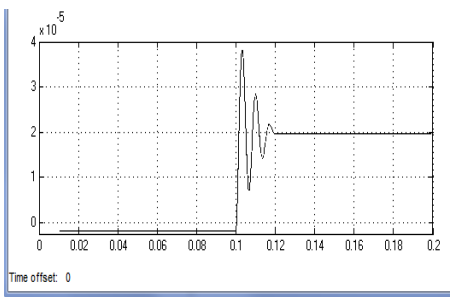


Рис.6. Зависимость перемещения золотника x от времени t

При моделировании работы гидравлического клапана прямого действия жесткость и предварительное сжатие пружины подбиралось с учетом давления настройки клапана -

10 МПа. На рис. 5 видно, что при давлении 8 МПа (промежуток времени от 0 до 0,1 с) клапан закрыт (на рис. 6 перемещение $x=0$). При повышении давления на входе клапана до 12 МПа, клапан открывается (на рис. 6 в момент времени 0,003 с перемещение становится равным

$x=0,0003$ м) и давление падает до давления настройки клапана 10 МПа (Рис. 4).

Исходными данными считать параметры рассчитанные в таблице 1.

Список литературы

5. Грищенко В. И. Математическое моделирование гидравлических источников питания/ В. И. Грищенко, Д. А. Федоров, А. С. Серов// Электронный сборник материалов и докладов МЭИ-Москва 2015. *ISBN 978-5-7046-1682-5*.

6. Грищенко В.И. Математическая модель вращательного пневмогидравлического привода механизмов для оборудования агропромышленного комплекса/ Грищенко В.И., С.И. Войтов // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы Междунар. науч.практ. конф. в рамках 12-й междунар. Агропромышленной выставки «Интерагромаш -2009»/ Рост. гос. акад. с-х. машиностр.- Ростов н/Д, 2009.

7. Грищенко В.И. Математическая модель пневмогидропривода для позиционирования исполнительных.

Лабораторная работа №3

Тема: МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Цель работы: изучение основ математического моделирования и динамики гидравлического клапана непрямого действия.

Ввиду высокой значимости математического моделирования в научно-инженерной деятельности остается актуальной задача создания математических моделей устройств гидропневмоавтоматики [1-3]. Устройства гидропневмоавтоматики относятся к наукоемкой отрасли машиностроения, что сильно усложняет их математическое моделирование. Часто перед инженером не ставятся такие сложные задачи как идентификация процессов протекающих в гидроаппаратах и определение их характеристик. Наиболее распространенная задача это определение основных характеристик всей гидросистемы, в состав которой входят такие элементы как гидронасос, направляющая и регулирующая гидроаппаратура, гидродвигатель и т.п. Предохранительные клапаны непрямого действия являются неотъемлемой частью насосных установок и оказывают высокое влияние на динамику гидравлических приво-

дов. Поэтому в расчетной схеме предохранительного клапана учтем возможность изменения давления в точке подключения клапана к гидросистеме P_n (Рис. 1).

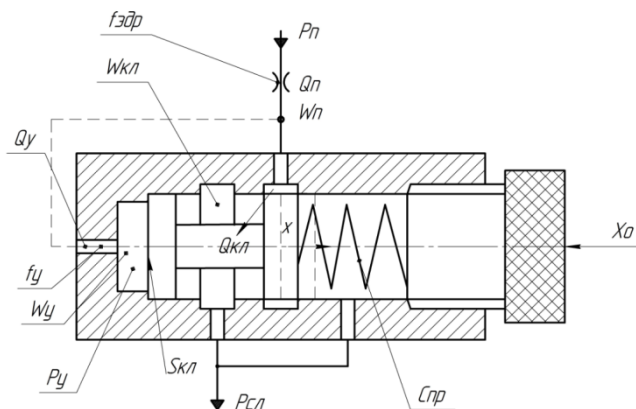


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана.

Основными характеристиками гидросистемы являются зависимости давления и расхода от времени. Моделирование процессов происходящих при работе реальных гидравлических клапанов осложняется нестационарностью потоков рабочей жидкости и нестабильностью реальных воздействий на гидравлическую систему. Поэтому для упрощения математического моделирования примем следующие допущения: характеристики рабочей жидкости (плотность, вязкость и т.п.) постоянны во всех режимах работы гидросистемы; коэффициенты расходов, объемный модуль упругости постоянны; трубопроводы абсолютно жесткие, а сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости небольшого количества нерастворенного газа (на первых этапах моделирования объемный модуль упругости можно принять постоянным); утечки и перетечки отсутствуют; давление и расход жидкости – величины сосредоточенные в определенных объемах; потери давления пропорциональны расходу; режим течения не учитывается[4-5]. Принимая эти допущения можно определить давления в сосредоточенных объемах гидросистемы, воспользовавшись уравнениями баланса расходов в общем виде[1-2]:

$$\Sigma Q_{вх} - \Sigma Q_{вых} + Q_{сж} = 0, \quad (1)$$

где $\Sigma Q_{вх}$ - сумма расходов от притоков жидкости в сосредоточенный объем, m^3/c ;

$\Sigma Q_{\text{вых}}$ - сумма расходов от оттоков жидкости из сосредоточенного объема, м³/с;

$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt}$ - расход жидкости при сжатии (расширении) жидкости, м³/с.

Учитывая, что сжимаемость жидкости характеризуется общеизвестным коэффициентом сжимаемости $\beta = -\frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dp}$ и заменив его на более часто применяемый объемный модуль упругости жидкости $E=1/\beta$ определим изменение давления во времени из уравнения баланса расходов (1):

$$\frac{dp}{dt} = (\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}}) \cdot \frac{E}{W}, \quad (2)$$

где W – объем жидкости между входным и выходным потоками, м³.

Моделирование предохранительного клапана.

Для гидравлического предохранительного клапана можно определить уравнения баланса расходов находящихся в объемах W_n и W_y , соответственно:

$$\begin{aligned} Q_n - Q_{\text{кл}} - Q_y + Q_{\text{сж}} &= 0; \\ Q_y - Q_{\text{зол}} + Q_{\text{сж}} &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где Q_n - расход рабочей жидкости в напорной линии, м³/с;
 $Q_{\text{кл}}$ - расход рабочей жидкости при открытии клапана, м³/с;
 Q_y - расход рабочей жидкости в управляющей линии, м³/с;
 $Q_{\text{зол}}$ - расход рабочей жидкости при перемещении золотника, м³/с;

$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt}$ - расход жидкости при сжатии (расширении) жидкости, м³/с.

Зачастую вход предохранительного клапана в гидросистемах соединен трубопроводом с напорной линией через тройник, который можно условно представить в виде эквивалентного дросселя (рис.1). Расход на входе можно определить по общеизвестной формуле:

$$Q_n = \mu_{\text{эдр}} * f_{\text{эдр}} * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_n - P_{\text{кл}})}, \quad (4)$$

где $\mu_{\text{эдр}}$ - коэффициент расхода дросселя;
 $f_{\text{эдр}}$ - площадь живого сечения дросселя, м²;
 P_n - давление напорной полости, Па;
 $P_{\text{кл}}$ - давление настройки клапана, Па;

Расход рабочей жидкости при открытии клапана:

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} * f_{\text{кл}} * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_{\text{кл}} - P_{\text{сл}})}, \quad (5)$$

где $\mu_{\text{кл}}$ - коэффициент расхода клапана;

$f_{\text{кл}}$ - площадь живого сечения клапана, м²;

$P_{\text{кл}}$ - давление настройки клапана, Па;

$P_{\text{сл}}$ - давление слива, Па;

Расход рабочей жидкости в управляющей линии:

$$Q_y = \mu_y * f_y * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_{\text{кл}} - P_y)}, \quad (6)$$

где μ_y - коэффициент расхода управляющей линии;

f_y - площадь живого сечения, м²;

$P_{\text{кл}}$ - давление настройки клапана, Па;

P_y - давление управляющей линии, Па;

Для гидравлического предохранительного клапана можно определить уравнения изменения давления во времени из уравнения баланса расходов (3):

$$\begin{aligned} \frac{dP_{\text{кл}}}{dt} &= (Q_n - Q_{\text{кл}} - Q_y) * \frac{E}{W_n}, \\ \frac{dP_y}{dt} &= (Q_y - Q_{\text{зол}}) * \frac{E}{W_y}, \end{aligned} \quad (7)$$

где W_n - объем рабочей жидкости в напорной полости клапана, м³;

W_y - объем рабочей жидкости в управляющей линии клапана, м³

Движение запорно-регулирующего элемента клапана описывается следующим уравнением:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_y * S_{\text{кл}} - C_{\text{пр}} * (x_0 + x) - F_c \pm F_y, \quad (8)$$

где x - перемещение запорно-регулирующего элемента, м;

m - масса запорно-регулирующего элемента, кг;

$S_{\text{кл}}$ - площадь торца клапана, м²;

$C_{\text{пр}}$ - жесткость пружины, принимаем, Н/м;

x_0 - начальное сжатие, м;

F_c - силы сопротивления движению клапана, Н;

F_y - силы реакции упоров, Н

Решив дифференциальные уравнения (7) и (8) в программе Simulink Matlab подставляя исходные данные получим зависимости давления $P_{\text{кл}}$ в сосредоточенном объеме W_n , давления P_y в сосредоточенном объеме W_y , перемещение запорно-регулирующего элемента клапана x .

Исходными данными считать параметры рассчитанные в таблице 1.

Список литературы

1. Грищенко В. И. Математическое моделирование гидравлических источников питания/ В. И. Грищенко, Д. А. Федоров, А. С. Серов// Электронный сборник материалов и докладов МЭИ-Москва 2015. ISBN 978-5-7046-1682-5.
2. Грищенко В.И. Математическая модель вращательного пневмогидравлического привода механизмов для обслуживания агропромышленного комплекса/ Грищенко В.И., С.И. Войтов // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы Междунар. науч.практ. конф. в рамках 12-й междунар. Агропромышленной выставки «Интерагромаш -2009»/ Рост. гос. акад. с-х. машиностр.- Ростов н/Д, 2009.
3. Грищенко В.И. Математическая модель пневмогидропривода для позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования/ В.И.Грищенко, В.С.Сидоренко // Международной научно-технической конференции по динамике технологических систем/ДГТУ.- Ростов н/Д,2007.-Т.3.
4. Моделирование процесса позиционирования поворотнo-делительных механизмов автоматического технологического оборудования устройствами с гидравлическими линиями связи/ В.И. Грищенко [и др.] // Вестник Дон.гос.техн.ун-та.-2008.-Т.8, № 4 (39).
5. Грищенко В.И. Повышение точности быстродействующего пневмогидравлического привода механизмов машин// диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Донской государственный технический университет. Ростов-на-Дону, 2010.

Лабораторная работа №4

Тема: МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Цель работы: изучение основ математического моделирования и динамики гидравлического распределителя.

Ввиду высокой значимости математического моделирования в научно-инженерной деятельности остается актуальной задача создания

математических моделей устройств гидропневмоавтоматики [1-3]. Устройства гидропневмоавтоматики относятся к наукоемкой отрасли машиностроения, что сильно усложняет их математическое моделирование. Часто перед инженером не ставятся такие сложные задачи как идентификация процессов протекающих в гидроаппаратах и определение их характеристик. При проектировании гидросистем часто распределители рассматривают как совокупность эквивалентных дросселей с переменным сечением, зависящем от управляющего воздействия на запорно-регулирующий элемент (клапан, золотник). Управляющие воздействия на гидрораспределители с электрическим, механическим и ручным управлениями часто представляют собой релейный или квазирелейный сигналы. А распределители с гидроуправлением имеют более сложное математическое описание, включающее уравнения баланса расходов и уравнение движения запорно-регулирующих элементов. Поэтому рассмотрим расчетную схему гидрораспределителя золотникового типа с гидроуправлением (рис.1).

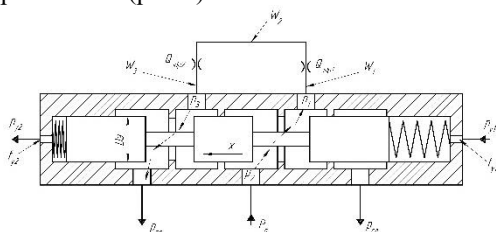


Рис.1. Расчетная схема гидрораспределителя золотникового типа с гидроуправлением

Основными характеристиками гидросистемы являются зависимости давления и расхода от времени. Моделирование процессов происходящих при работе реальных гидрораспределителей осложняется нестационарностью потоков рабочей жидкости и нестабильностью реальных воздействий на гидравлическую систему. Поэтому, для упрощения математического моделирования, примем следующие допущения: характеристики рабочей жидкости (плотность, вязкость и т.п.) постоянны во всех режимах работы гидросистемы; коэффициенты расходов, объемный модуль упругости постоянны; трубопроводы абсолютно жесткие, а сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости небольшого количества нерастворенного газа (на первых этапах моделирования объемный модуль упругости можно принять постоянным); утечки и пере-

течки отсутствуют; производительность гидрораспределителя усредненная (пульсации давления и расхода отсутствуют); давление и расход жидкости – величины сосредоточенные в определенных объемах; потери давления пропорциональны расходу; режим течения не учитывается [4-9]. Принимая эти допущения и, учитывая, что давление и расход сосредоточены в объемах, их можно определить, воспользовавшись уравнениями баланса расходов [1,2]:

$$\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}} + Q_{\text{сж}} = 0, \quad (1)$$

где $\Sigma Q_{\text{вх}}$ - сумма расходов от притоков жидкости в сосредоточенный объем, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\Sigma Q_{\text{вых}}$ - сумма расходов от оттоков жидкости из сосредоточенного объема, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt}$ - расход жидкости при сжатии (расширении) жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$.

Учитывая, что сжимаемость жидкости характеризуется общеизвестным коэффициентом сжимаемости $\beta = -\frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dp}$ и заменив его на более часто применяемый объемный модуль упругости жидкости $E=1/\beta$ определим изменение давления во времени из уравнения баланса расходов (1):

$$\frac{dp}{dt} = (\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}}) \cdot \frac{E}{W}, \quad (2)$$

где W – объем жидкости между входным и выходным потоками, м^3 .

Зачастую выходы гидрораспределителя в гидросистемах соединены трубопроводами с каким либо гидродвигателем или проточным элементом (клапаном, дросселем и т.п.), или их группой. Эти элементы можно условно представить в виде эквивалентного дросселя ЭДР (рис.1). Площадь его будет зависеть от конкретного гидроаппарата и управляющих воздействий на него. Если выходы распределителя соединены с несколькими проточными гидроаппаратами, то следует в расчетную схему внести количество эквивалентных дросселей соответствующее количеству аппаратов. В нашем случае для максимального упрощения математической модели выходы распределителя соединены с эквивалентными дросселями и расходы в сосредоточенных объемах W_1 , W_2 , W_3 (рис.1) определяются из уравнений балансов расходов, соответственно:

$$Q_{\text{зол1}} - Q_{\text{эдр1}} + Q_{\text{сж1}} = 0,$$

$$Q_{\text{эдр1}} - Q_{\text{эдр2}} + Q_{\text{сж2}} = 0, \quad (3)$$

$$Q_{\text{эдр2}} - Q_{\text{зол2}} + Q_{\text{сж3}} = 0,$$

где $Q_{\text{зол}}$ – расход рабочей жидкости через кромку золотника, м³/с;
 $Q_{\text{эдр}}$ – расход рабочей жидкости через эквивалентный дроссель,
 м³/с;

$$Q_{\text{сж}} = \frac{dW}{dt} - \text{расход рабочей жидкости при сжатии, м}^3/\text{с}.$$

Учитывая, что сжимаемость жидкости характеризуется общеизвестным коэффициентом сжимаемости $\beta = -\frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dp}$ и заменив его на более часто применяемый объемный модуль упругости жидкости $E=1/\beta$ определим изменение давления во времени из уравнения баланса расходов (1):

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= (Q_{\text{зол1}} - Q_{\text{эдр1}}) \cdot \frac{E}{W_1} \\ \frac{dp_2}{dt} &= (Q_{\text{эдр1}} - Q_{\text{эдр2}}) \cdot \frac{E}{W_2} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = (Q_{\text{эдр2}} - Q_{\text{зол2}}) \cdot \frac{E}{W_3}$$

где W – объем жидкости между входным и выходным потоками,
 м³;

$Q_{\text{эдр}}$ – расход через эквивалентный дроссель, м³/с;

$$Q_{\text{эдр1}} = \mu_{\text{эдр1}} \cdot f_{\text{эдр1}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} \quad (5)$$

$$Q_{\text{эдр2}} = \mu_{\text{эдр2}} \cdot f_{\text{эдр2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_3)}$$

$$Q_{\text{зол1}} = \mu_{\text{зол1}} \cdot f_{\text{зол1}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - p_1)} \quad (6)$$

$$Q_{\text{зол2}} = \mu_{\text{зол2}} \cdot f_{\text{зол2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_3 - p_{\text{сл}})}$$

$f_{\text{зол}}$ – площадь золотника.

$$\begin{aligned} f_{\text{зол1}} &= \pi \cdot D_3 \cdot x \\ f_{\text{зол2}} &= \pi \cdot D_3 \cdot (x_0 - x) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_{p1}}{dt} &= (Q_{y1} - Q_{p1}) \frac{E}{W_{y1} + S_p x} \\ \frac{dp_{p2}}{dt} &= (Q_{p1} - Q_{y2}) \cdot \frac{E}{W_{y1} - S_p x} \end{aligned} \quad (8)$$

где p_p – давление жидкости на торцы золотника распределителя с правой и левой стороны соответственно, Па;

Q_y – расход жидкости в линиях управления распределителем в правой и левой частях, м³/с;

$$Q_{y1} = \mu_{y1} \cdot f_{y1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{y1} - p_{p1})} \quad (9)$$

$$Q_{y2} = \mu_{y2} \cdot f_{y2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{p2} - p_{y2})}$$

Движение золотника распределителя описывается следующим уравнением:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{p1} \cdot S_p - p_{p2} \cdot S_p - c_{\text{пр}} \cdot x - F_c \pm F_y \quad (10)$$

где m – масса золотника распределителя, кг; S_p – площадь торца золотника, м²; $c_{\text{пр}}$ – коэффициент сжатия пружины, Н/м; x – перемещение золотника, м; F_c – силы сопротивления движению золотника, Н; F_y – силы реакции упоров, Н.

Решив дифференциальные уравнения (4), (8) и (10) в программе Simulink Matlab подставляя исходные данные получены зависимости давления в сосредоточенных объемах от времени и перемещения золотника.

Исходными данными считать параметры рассчитанные в таблице 1.

Список литературы

1. Грищенко В.И. Математическое моделирование гидравлических источников питания/ В.И.Грищенко, Д.А.Федоров, А.С.Серов// XIX Всероссийская научно-техническая конференция студентов и аспирантов. НИУ МЭИ, 9 декабря 2015года: сборник материалов и докладов. – М.: Издательство МЭИ, 2015.
2. Грищенко В.И. Повышение точности быстродействующего пневмогидравлического привода механизмов машин// диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Донской государственный технический университет. Ростов-на-Дону, 2010.
3. Сидоренко В. С., Грищенко В. И. Синтез пневмогидравлических позиционирующих систем повышенного быстродействия и точности// Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин: сб. докл. Междунар. науч.-техн.конф., посвящ. 25-летию кафедры "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод", 17-19 ноябр. /БНТУ. - Минск, 2010. - С. 209-215.
4. Грищенко В.И. Математическая модель вращательного пневмогидравлического привода механизмов для оборудования агропромышленного комплекса/ Грищенко В.И., С.И. Войтов // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы Междунар. науч.практ. конф. в рамках 12-й междунар. Агропромышленной выставки «Интерагромаш -2009»/ Рост. гос. акад. с-х. машиностр.- Ростов н/Д, 2009.
5. Грищенко В.И. Математическая модель пневмогидропривода для позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования/ В.И.Грищенко, В.С.Сидоренко // Международной научно-технической конференции по динамике технологических систем/ДГТУ.- Ростов н/Д, 2007.-Т.3.
6. Моделирование процесса позиционирования поворотного-делительных механизмов автоматического технологического оборудования устройствами с гидравлическими линиями связи/ В.И. Грищенко [и др.] // Вестник Дон.гос.техн.ун-та.-2008.-Т.8, № 4 (39).
7. Моделирование процесса позиционирования пневмогидравлического привода установочных движений В.И./ Грищенко [и др.] // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012, - № 1(35).
8. Грищенко В.И., Сидоренко В.С. Моделирование процесса позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования дискретным пневмогидравлическим устройством с

пневматическими линиями связи// Вестник Донского государственного технического университета. 2009. Т. 9. № S2. С. 81-89.

9. Аль-Кудях А.М., Сидоренко В.С., Грищенко В.И. Моделирование процесса позиционирования поворотно-делительных механизмов автоматического технологического оборудования устройствами с гидравлическими линиями связи //Вестник Донского государственного технического университета. 2008. Т. 8. №4 (39). С. 191-201.