

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 и регулирование гидропневмосистем»

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).

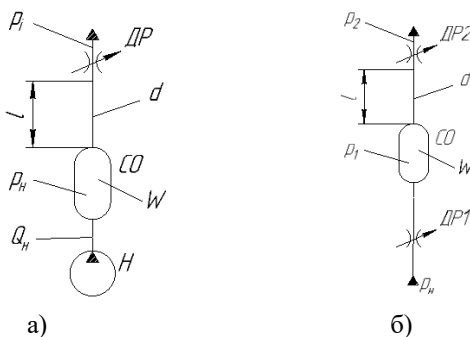


Рисунок 1 – Расчетная схема гидросистемы с источником постоянного расхода (а) и постоянного давления (б).

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).

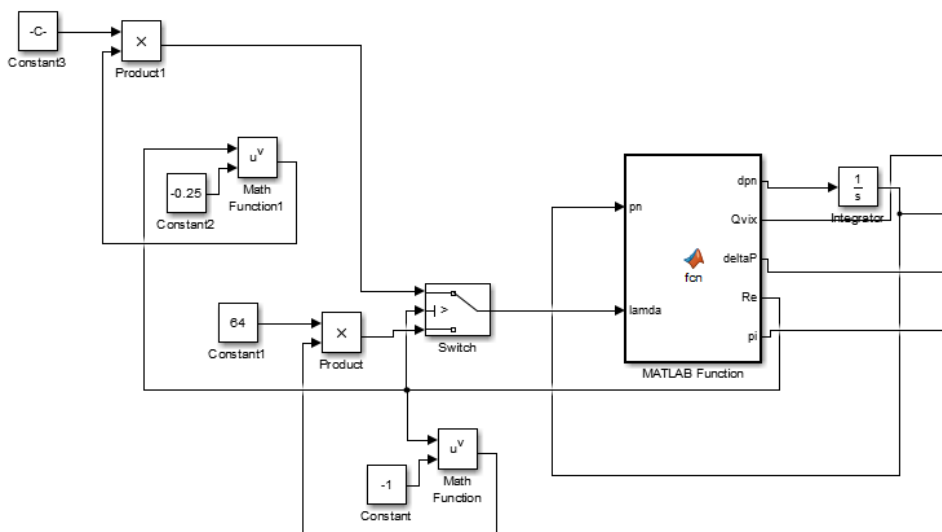
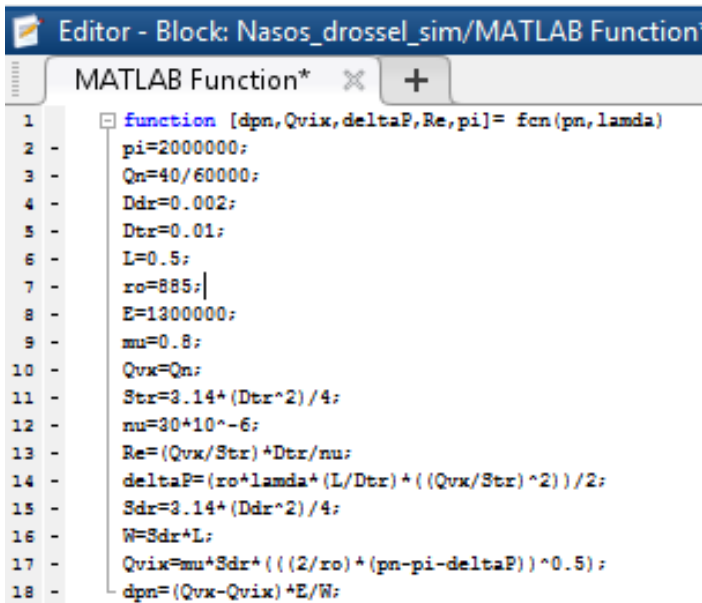


Рисунок 2 – Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного расхода в программе Simulink Matlab.



The image shows a MATLAB Function block editor window titled "Editor - Block: Nasos_drossel_sim/MATLAB Function". The window contains a MATLAB function named "fcn" with two input arguments, "pn" and "lamda", and five output arguments, "dpm", "Qvix", "deltaP", "Re", and "pi". The function calculates various flow parameters based on these inputs and a set of constants. The code is as follows:

```
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.

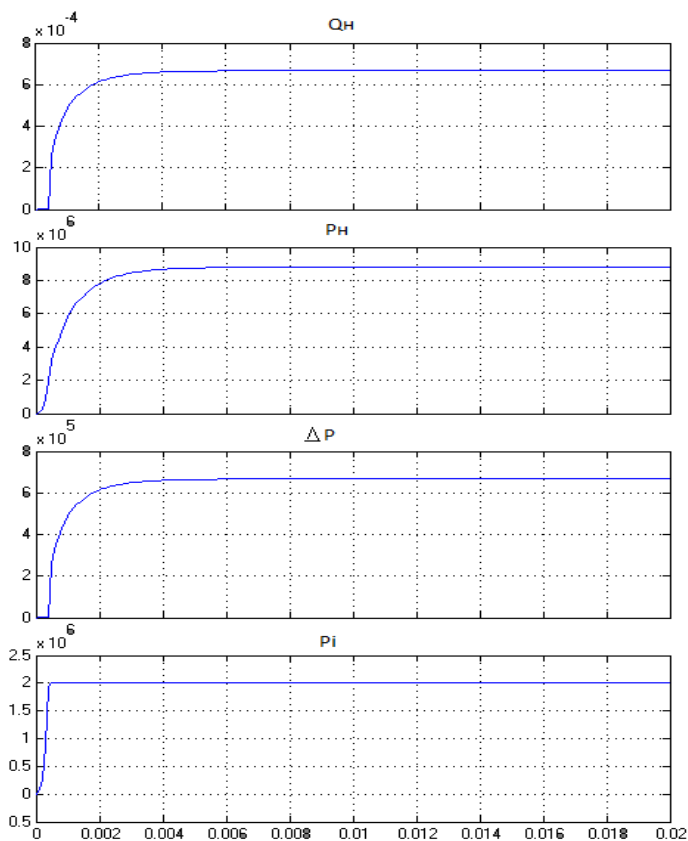


Рисунок 5 – Осциллограмма процесса моделирования в Simulink гидросистемы с источником питания постоянного расхода.

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

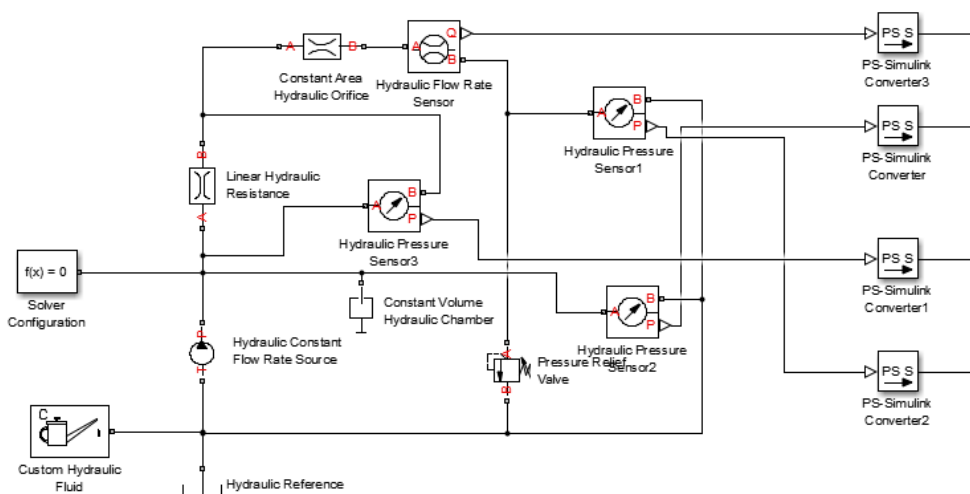


Рисунок 6 - Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного расхода в пакете Simscape программы Simulink Matlab. Данный пакет позволяет существенно сократить время на создание компьютерной программы за счет использования готовых моделей устройств гидропневмоавтоматики.

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).

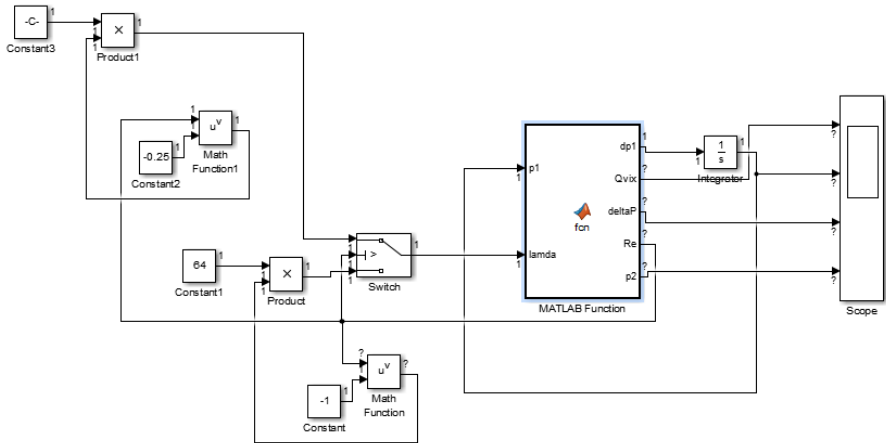


Рисунок 7 – Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного давления в программе Simulink Matlab.

```

MATLAB Function*  +
1 function [dp1,Qvix,deltaP,Re,p2]= fcn(p1,lamda)
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  Sdx=3.14*(Ddx^2)/4;
13  nu=30*10^-6;
14  Re=(Qvx/Sdx)*Dtx/nu;
15  deltaP=(re*lamda*(L/Dtx)*((Qvx/Sdx)^2))/2;
16  Sdx=Sdx1;
17  Sdx=Sdx2;
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.

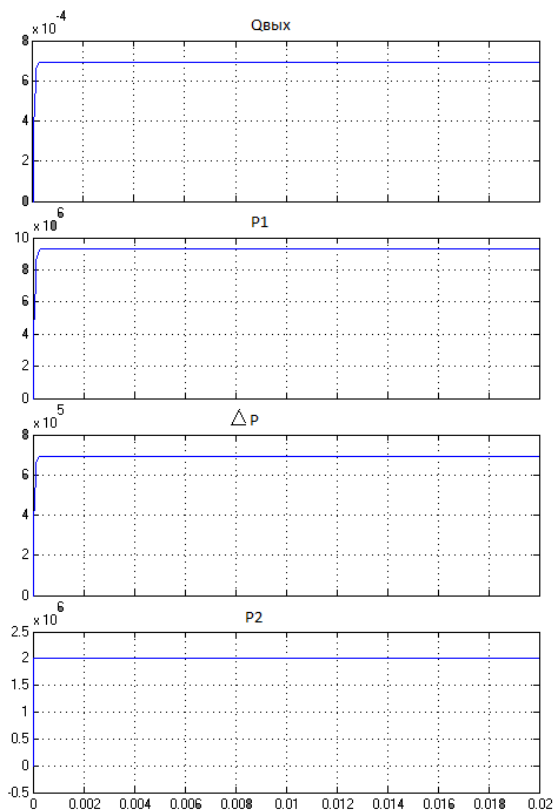


Рисунок 9 – Осциллограмма процесса моделирования в Simulink гидросистемы с источником питания постоянного давления.

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

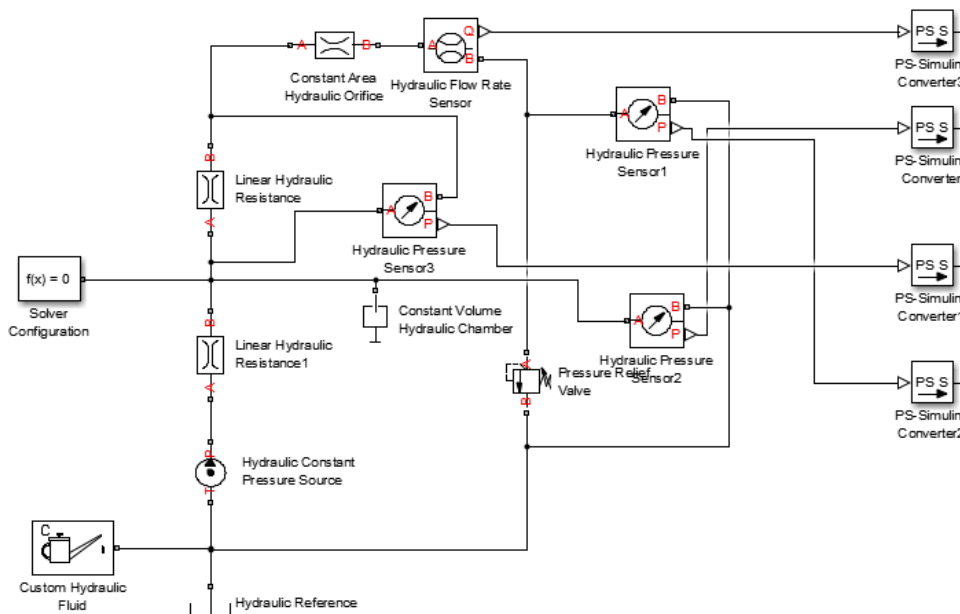


Рисунок 10 - Фрагмент модели гидросистемы с источником постоянного давления в пакете Simscape программы Simulink Matlab.

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	$n * 200$	$800 + N$	$S_{др1} = d * n / 10$ $S_{др2} = d * n / 100$

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).

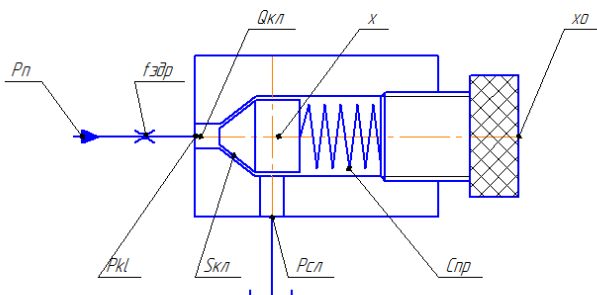


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана прямого действия.

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

$f_{\text{сж}}$ - 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):

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

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

W - объем рабочей жидкости, м³

Движение запорно-регулирующего элемента клапана описывается следующим уравнением:

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

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 $P_{кл}$ в сосредоточенном объеме W_n , давления P_y в сосредоточенном объеме W_y , перемещение запорно-регулирующего элемента клапана x (рис.5).

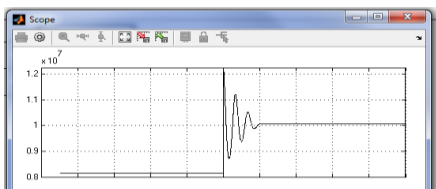


Рис.4. Зависимость давления $P_{кл}$ в сосредоточенном объеме W_n от времени t .

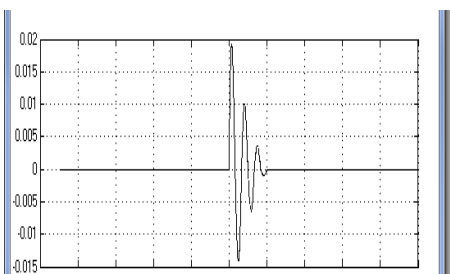


Рис. 5 Зависимость скорости V от времени t .

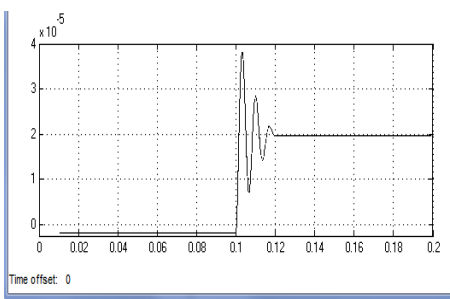


Рис.6. Зависимость перемещения золотника x от времени t

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).

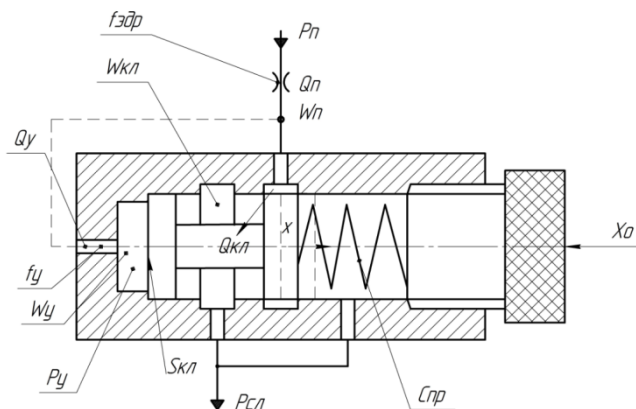


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана.

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 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).
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).

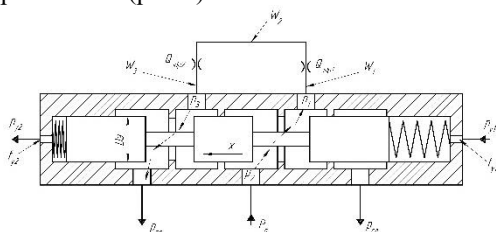


Рис.1. Расчетная схема гидрораспределителя золотникового типа с гидроуправлением

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.

$$\begin{aligned} f_{30л1} &= \pi \cdot D_3 \cdot x \\ f_{30л2} &= \pi \cdot D_3 \cdot (x_0 - x) \end{aligned} \quad (7)$$

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

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:

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

где m – масса золотника распределителя, кг; S_p – площадь торца золотника, м²; $c_{пр}$ – 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 гидропнеумопровод", 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.