

10. Universal loaders AMKODOR 332S4-10, AMKODOR 342S4-10, AMKODOR 352C-10. 352.00.00.000TRE Operation Manual. – Mn. : AMKODOR OJSC – Holding Management Company, 2024. – 320 p.

7. Adjustable axial piston pumps. 313 series. Operation manual. – Yekaterinburg : OJSC Pneumostroymashina, 2015. – 76 p.

8. Handling operations: manual / N. P. Berlin, E. V. Nastachenko, Y. Y. Verbishchuk; Transport

and Communications Rep. Belarus, Belarus. state university transport. – Gomel : BelGUT, 2022. – 93 p.

9. Determination of performance of single-bucket front loaders /A. M. Schemelev, A. E. Naumenko, A. D. Buzhinsky, A. S. Shibeko // Bulletin of the Belarusian-Russian University. – 2008. – No. 4 (21). – P. 55–60.

УДК 62-82(075.8)

ЕРМИЛОВ С. В.,

ст. преп. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»¹

E-mail: gpa_atf@bntu.by

ФИЛИПОВА Л. Г.,

ст. преп. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»¹

E-mail: gpa_atf@bntu.by

ЖИЛЯНИН Д. Л.,

зав. НИИЛ «Гидропневмосистем и нефтепродуктов»²

E-mail: niil_gpsn@bntu.by

МОДОНОВ И. Д.,

студ. каф. « Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»¹

E-mail: gpa_atf@bntu.by

¹Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

²Филиал Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательский политехнический институт», г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 03.08.2025

ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

В данной статье представлен всесторонний анализ принципов функционирования и конструктивных особенностей пропорциональной гидравлической аппаратуры, являющейся фундаментальным элементом современных систем автоматического управления. Основное внимание уделено пропорциональным гидрораспределителям, клапанам и регуляторам расхода, их структурным элементам и функциональным возможностям. Рассмотрены методы точного и плавного регулирования потока рабочей жидкости посредством электрических сигналов, что обеспечивает высокую точность и адаптивность исполнительных механизмов. В работе детально изложены структурные

схемы, иллюстрирующие принципы управления гидравлическими системами, а также представлены расчетные зависимости, позволяющие определить расход и давление жидкости в зависимости от величины управляющего напряжения. Проведен глубокий анализ соотношения активных площадей рабочих окон, что является ключевым фактором для обеспечения стабильности и точности функционирования гидравлических приводов. В качестве практического примера выполнен расчет типичной гидравлической системы с построением графика, демонстрирующего зависимость расхода от подаваемого напряжения. Данная статья представляет собой значимый научный вклад в область гидравлики, ориентированный на специалистов, занимающихся проектированием, разработкой и эксплуатацией гидравлических систем. Она также может служить ценным учебным материалом для студентов технических вузов, специализирующихся на машиностроении, автоматизации и гидроприводах.

Ключевые слова: пропорциональная гидравлика, гидрораспределитель, клапан, регулятор расхода, статическая характеристика, расчет расхода, коэффициент площадей, перепад давления, гидроцилиндр, нагрузка.

Введение

Пропорциональная аппаратура обеспечивает непрерывное и переменное управление расходом и давлением рабочей жидкости в гидравлической системе в зависимости от постоянно изменяющегося управляющего электрического сигнала, что позволяет оперативно изменять энергетические параметры системы с высокой скоростью и быстродействием [1].

Ключевым элементом таких систем является гидрораспределитель (клапан) с пропорциональным управлением, управляющий пуском, остановкой, переключением направлений движения потоков рабочей жидкости, а также регулирующий ее расход в различных типах машин [2].

В настоящее время существуют ряд аспектов, способствующих внедрению пропорциональной аппаратуры в различные области машиностроения: плавный старт и остановка выходных звеньев исполнительных гидродвигателей за счёт минимального перерегулирования; быстрая смена режимов работы за счет высокого быстродействия; снижение энергопотребления и потерь благодаря принципу работы по нагрузке (load-sensing); простота интеграции в системы под управлением искусственного интеллекта и пр. [3].

Основная часть

Пропорциональное электроуправление применяется для распределителей, дросселей и клапанов. В отличие от обычных распределителей с электромагнитами, имеющими два определенных состояния (включено, выключено), распределители с пропорциональным управлением комплектуются специальными электромагнитами с датчиком обратной связи, имеющими множество промежуточных положений, и датчиком перемещения золотника.

Система работает следующим образом: электронный блок управления генерирует сигнал, управляющий электромагнитным полем соленоида и смещает якорь пропорционального электромагнита на величину пропорциональную входному сигналу. В свою очередь якорь воздействует на золотник, смещая его, что обеспечивает заданную величину расхода рабочей жидкости. Некоторые системы дополнительно оснащены обратными связями, автоматически отслеживающими отклонения системы и устраняющими их путем корректировки входного электрического сигнала, что позволяет дополнительно повысить точность работы системы [3].

Структурная схема управления пропорциональным распределителем приведена на рис. 1 [4].

Аппараты с пропорциональным управлением используются либо для дистанционного управления параметрами гидропривода, либо в качестве звеньев замкнутых систем автоматического регулирования

К основным компонентам пропорциональных гидравлических систем относятся:

1. Распределители с пропорциональным управлением. Эти устройства контролируют направление потока жидкости и скорость его движения, используя золотник, положение которого изменяется пропорционально электрическому сигналу. Изменяя положение золотника, можно регулировать размер проходного сечения для жидкости, тем самым контролируя расход и, следовательно, скорость движения гидравлического двигателя. Эти распределители, функционально приближаясь к дросселирующим распределителям, конструктивно значительно проще и дешевле последних, менее чувствительны к засорению, имеют широкую унификацию деталей с обычными распределителями.

2. Пропорциональные клапаны регулирования давления. Эти клапаны регулируют давление в гидравлическом контуре пропорционально электрическому входному сигналу. Они необходимы для управления усилием или крутящим моментом гидравлических приводов и для защиты системы от избыточного давления.

3. Пропорциональные регуляторы расхода. Эти клапаны специально регулируют расход жидкости, часто независимо от колебаний давления. Они играют ключевую роль в системах, где требуется точное управление скоростью, независимо от нагрузки на привод.

Компоненты распределителей с пропорциональным управлением, как правило, состоят из

золотника, пружины, соленоида, электронного контроллера и иногда датчиков обратной связи. Каждый элемент выполняет свою функцию, и их согласованная работа обеспечивает правильное функционирование устройства. Соленоид преобразует электрический сигнал в механическую силу, перемещающую золотник против усилия пружины. Электронный контроллер обрабатывает входной сигнал и может использовать данные от датчиков для точного позиционирования золотника.

На рис. 2 приведена конструкция гидрораспределителя с пропорциональным управлением [4].

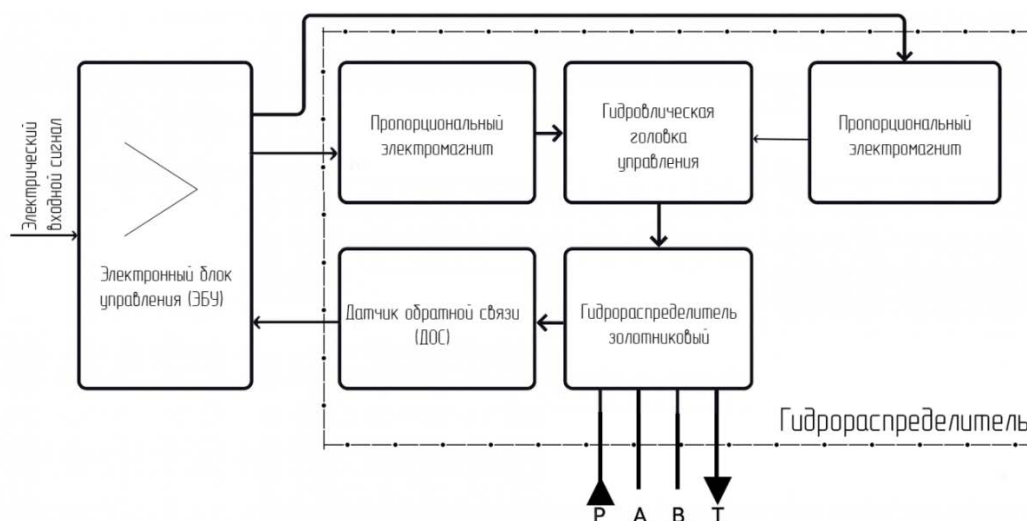


Рисунок 1 – Структурная схема управления гидрораспределителем с пропорциональным управлением

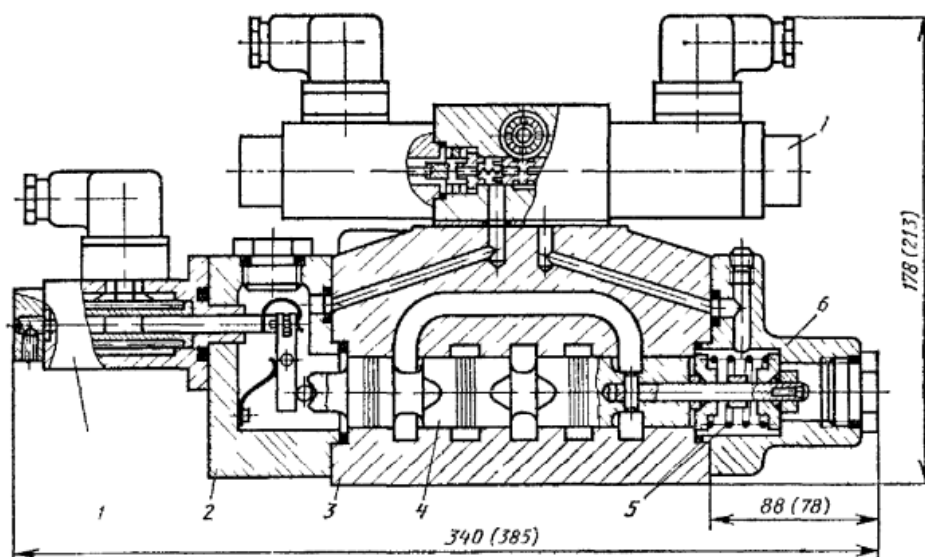


Рисунок 2 – Конструкция гидрораспределителя с пропорциональным управлением

Гидрораспределители с пропорциональным управлением типа РП имеют корпусные детали, унифицированные с распределителями типа В соответствующих условных проходов. В распределителях РПб в отличие от Вб изменена

конструкция золотника и установлены магниты. Распределители предназначены для систем с большими расходами. Состоят из блока управления 7 и основной ступени (состоит из корпуса 3, крышки 6 с центрирующей пружиной 5,

золотника 4 и крышки 2, на которой может устанавливаться датчик обратной связи 1 по перемещению золотника).

На рис. 3 показаны схемы участка гидропривода с распределителем с пропорциональным управлением и исполнительным гидродвигателем поступательного действия (гидроцилиндр) (рис. 3, а) и его расчетная схема (рис. 3, б), на которой распределитель изображен в виде двух дросселирующих отверстий.

На рис. 3 приняты следующие обозначения:

P, T – соответственно линии подвода и отвода рабочей жидкости к гидрораспределителю;

A, B – линии передачи рабочей жидкости от гидрораспределителя к поршневой и штоковой полостям исполнительного гидроцилиндра, соответственно;

Δp_{PA} – перепад давления в золотниковой паре $P-A$ ($P > A$);

Δp_{BT} – перепад давления в золотниковой паре $B-T$ ($B > T$);

Δp_R – падение давления в обратном трубопроводе (давление подпора);

p_A, p_B, p_T – соответственно давления в линиях A, B, T ;

A_{Π} – активная площадь поршневой полости гидроцилиндра;

$A_{шт}$ – активная площадь штоковой полости гидроцилиндра.

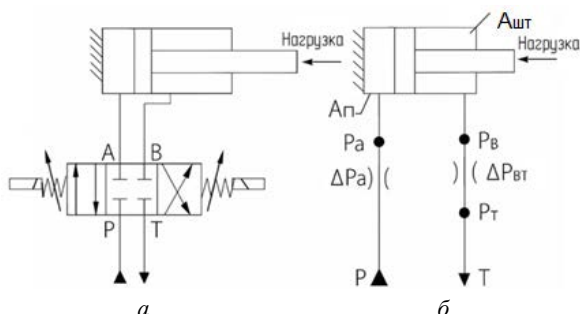


Рисунок 3 – Рассматриваемый участок гидропривода

Во время работы распределителя перепады давления, возникающие в рабочих окнах $P-A$ и $B-T$ неодинаковы, что может быть связано с неравенством расходов рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях исполнительного гидроцилиндра и различием площадей рабочих окон пропорционального распределителя.

Если на расчетной схеме принять, что поршень гидроцилиндра движется вправо по схеме (т. е. $p > p_A$ и $p_B > p_T$), то входящий в гидроцилиндр расход рабочей жидкости будет больше выходящего из-за разности площадей поршневой и штоковой полостей, что приводит к появлению различных значений перепадов давления в рабочих окнах распределителя. Для выравнивания значения перепадов давления в рабочих

окнах на буртах золотника выполняют насечки, имеющие разную форму; их количество может быть различным.

Например, управление гидроцилиндром с соотношением активных площадей поршневой и штоковой полостей $\sigma_{ГЦ} = 2$ осуществляется гидравлическим распределителем с удвоенным количеством насечек на одной стороне по отношению к другой и коэффициент соотношения площадей рабочих окон золотника составляет $\sigma_3 = 2$. Следовательно коэффициенты $\sigma_{ГЦ}$ и σ_3 должны быть равны.

Наиболее распространены следующие соотношения площадей рабочих окон золотников распределителей: 2:1; 1,6:1; 1,1:1. Они показывают, во сколько раз рабочая площадь напорного окна (линия $P-A$ на схеме) больше рабочей площади участка сливного окна (линия $B-T$ на схеме) [5].

Коэффициент соотношения активных площадей поршневой и штоковой полостей $\sigma_{ГЦ}$ определим по выражению:

$$\sigma_{ГЦ} = \frac{A_{\Pi}}{A_{шт}}. \quad (1)$$

Коэффициент соотношения площадей рабочих окон золотника σ_3 рассчитаем по выражению:

$$\sigma_3 = \frac{A_{PA}}{A_{BT}}, \quad (2)$$

где A_{PA} – площадь рабочего окна напорной золотниковой пары (канал $P-A$);

A_{BT} – площадь рабочего окна сливной золотниковой пары (канал $B-T$).

Определим перепад давления в рабочих окнах распределителя.

Расход рабочей жидкости через отверстие может быть описан следующей формулой [6]:

$$Q = \mu \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \quad (3)$$

где μ – коэффициент расхода;

A_o – площадь отверстия, м^2 ;

Δp – перепад давления в рабочем окне, Па ;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3 .

Тогда расходы рабочей жидкости через окна линий нагнетания и сброса давления могут быть записаны:

$$\begin{aligned} Q_{PA} &= \mu_{PA} \cdot A_{PA} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{PA}}; \\ Q_{BT} &= \mu_{BT} \cdot A_{BT} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{BT}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Найдем выражение, определяющее скорость поршня гидроцилиндра:

$$v = \frac{Q_{PA}}{A_{\Pi}} = \frac{Q_{BT}}{A_{Ш}}. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует:

$$\frac{Q_{PA}}{Q_{BT}} = \frac{A_{\Pi}}{A_{Ш}} = \sigma_{ГЦ}. \quad (6)$$

Подставим в выражение (6) формулы (4), описывающие расходы рабочей жидкости через рабочие окна пропорционального распределителя, и приняв равными коэффициенты расхода рабочих окон пропорционального клапана ($\mu_{PA} = \mu_{BT}$) найдем зависимость, описывающую связь коэффициентов $\sigma_{ГЦ}$ и σ_3 :

$$\begin{aligned} \sigma_{ГЦ} &= \frac{\mu \cdot A_{PA} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{PA}}}{\mu \cdot A_{BT} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{BT}}} = \frac{A_{PA}}{A_{BT}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{PA}}{\Delta p_{BT}}} = \\ &= \sigma_3 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{PA}}{\Delta p_{BT}}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Зависимость (7) позволяет получить связь перепадов давлений в зависимости от коэффициентов $\sigma_{ГЦ}$ и σ_3 :

$$\Delta p_{PA} = \Delta p_{BT} \cdot \left(\frac{\sigma_{ГЦ}}{\sigma_3} \right)^2. \quad (8)$$

Выражение, позволяющее выполнить расчет давления в исследуемом контуре, может быть получено на основании уравнения движения поршня исполнительного гидроцилиндра. Расчетная схема представлена на рис. 4.

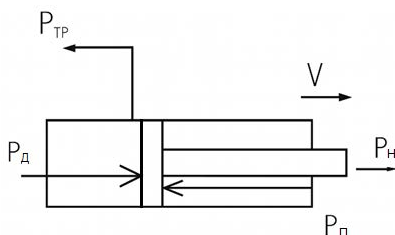


Рисунок 4 – Силы, действующие на поршень исполнительного гидроцилиндра

На рис. 4 приняты следующие обозначения:
 P_H – усилие нагрузки, Н;
 $P_{Тр}$ – суммарная сила трения в цилиндре и приводном механизме, Н;
 P_D – сила, создаваемая давлением в линии А ($P_D = P_A \cdot A_{\Pi}$), Н;
 P_{Π} – сила, создаваемая противодействием в линии В ($P_{\Pi} = P_B \cdot A_{Ш}$), Н.

Составим уравнение движения поршня исполнительного гидроцилиндра:

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum_{i=1}^n P_{Ai} + \sum_{j=1}^k P_{Cj}, \quad (9)$$

где m – приведенная к поршню масса;

P_A, P_C – соответственно, активные силы и силы сопротивления, Н;

n – количество активных сил;

k – количество сил сопротивления.

В рассматриваемом примере усилие P_D является активным, создаваемым давлением жидкости, а остальные силы – силами сопротивления. Усилие нагрузки может быть записано как со знаком «+», так и со знаком «-». Знак «+» означает, что скорость поршня и усилие, создаваемое нагрузкой направлены в разные стороны, а «-» наоборот.

Тогда выражение (9) можно переписать в виде:

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = P_D - (P_{Тр} + P_{\Pi} \pm P_H). \quad (10)$$

Из выражения (10) следует:

$$P_D = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + P_{Тр} + P_{\Pi} \pm P_H. \quad (11)$$

Введем обозначение

$$P_{\Sigma} = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + P_{Тр} \pm P_H. \quad (12)$$

Тогда выражение (11) с учетом (12) примет вид:

$$\begin{aligned} P_D &= P_{\Sigma} + P_{\Pi}; \\ p_A \cdot A_{\Pi} &= p_B \cdot A_{Ш} + P_{\Sigma}. \end{aligned} \quad (13)$$

Из выражения (13) получим давление в линии А:

$$p_A = \frac{A_{Ш}}{A_{\Pi}} \cdot p_B + \frac{P_{\Sigma}}{A_{\Pi}}.$$

Окончательно с учетом (1):

$$p_A = \frac{p_B}{\sigma_{\Gamma\Gamma}} + \frac{P_{\Sigma}}{A_{\Pi}}. \quad (14)$$

Далее определим давления в узловых точках:

$$\left. \begin{aligned} p_A &= p - \Delta p_{PA} \\ p_B &= \Delta p_{BT} + p_T \\ p_T &= \Delta p_R \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

Найдем перепад давления Δp_{BT} , решив совместно (14) и (15) с учетом (8):

$$\Delta p_{BT} = \frac{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (p - P_{\Sigma}/A_{\Pi}) - \Delta p_R}{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (1 + \sigma_3^3/\sigma_{\Gamma\Gamma}^2)}. \quad (16)$$

Подставим полученное значение Δp_{BT} в формулу (8) и найдем перепад давления в линии P–A:

$$\Delta p_{PA} = \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_{\Gamma\Gamma}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (p - P_{\Sigma}/A_{\Pi}) - \Delta p_R}{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (1 + \sigma_3^3/\sigma_{\Gamma\Gamma}^2)}. \quad (17)$$

Найдем давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра:

$$p_A = p - \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_{\Gamma\Gamma}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (p - P_{\Sigma}/A_{\Pi}) - \Delta p_R}{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (1 + \sigma_3^3/\sigma_{\Gamma\Gamma}^2)}, \quad (18)$$

$$p_B = \frac{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (p - P_{\Sigma}/A_{\Pi}) - \Delta p_R}{\sigma_{\Gamma\Gamma} \cdot (1 + \sigma_3^3/\sigma_{\Gamma\Gamma}^2)} + \Delta p_R. \quad (19)$$

Определим расход рабочей жидкости через напорное и сливное окна золотниковой пары при подаче на управляющий запорный элемент пропорционального гидрораспределителя электромеханического преобразователя напряжения в диапазоне от нуля до максимального значения.

Как правило, в каталогах пропорциональных гидрораспределителей указывают два параметра: номинальный расход и номинальное давление. При подаче максимального значения сигнала управления, расход при номинальном перепаде давления соответствует своему номинальному значению [6].

Если напряжение на катушке отлично от максимального, необходимо ввести пропорциональную корректировку рабочей площади:

$$Q = \mu \cdot A_0 \cdot \frac{u}{u_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p},$$

где u , $u_{\max}$ – соответственно текущее и максимальное напряжение.

Найдем отношение между величинами номинального и текущего расхода:

$$\frac{Q}{Q_{\text{НОМ}}} = \frac{\mu \cdot A_0 \cdot \frac{u}{u_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}}{\mu \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{\text{НОМ}}}} = \frac{u}{u_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{НОМ}}}}.$$

Следовательно

$$Q = Q_{\text{НОМ}} \cdot \frac{u}{u_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{НОМ}}}}. \quad (20)$$

Вычислим расход в линии P–A, подставив в выражение (20) формулу (17):

$$Q_{PA} = Q_{\text{НОМ}} \cdot \frac{u}{u_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{PA}}{\Delta p_{\text{НОМ}}}}. \quad (21)$$

Аналогично может быть найден расход в линии B–T. С учетом выражение (2), позволяющего внести корректировку площади сливного рабочего окна получим:

$$Q_{BT} = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{\sigma_3} \cdot \frac{u}{u_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{BT}}{\Delta p_{\text{НОМ}}}}.$$

В ходе расчетов примем следующие допущения: жидкость является однородной и ее свойства не изменяются во время переходного процесса, отсутствуют утечки и кавитация, потери давления не зависят от нестационарности потока рабочей жидкости. Также не учитываются сжимаемость жидкости, силы трения, потери в сливных магистралях [16].

Выполним расчет по выражению (21), с учетом приведенных выше уравнений и принятых допущений, задавшись исходными данными для расчета можно построить график зависимости $Q = f(U)$, который позволит наглядно наблюдать изменения поведения в работе рассчитываемой системы при изменении входного напряжения.

Примем следующие исходные данные для расчета:

- перепад давления: $\Delta p = 5,00 \cdot 10^5$ Па;
- коэффициент трения: $\mu = 0,63$;
- номинальная мощность: $p_{\text{ном}} = 10,0 \cdot 10^6$ Па;
- диаметр отверстия золотника: $d = 0,01$ м;
- максимальная высота: $h_{\max} = 0,0015$ м;

- максимальное напряжение: $U_{\max} = 24 \text{ В}$;
- плотность: $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$;
- площадь сечения соответственно будет равно: $S = 4,71225 \times 10^{-5} \text{ м}^2$;
- расчет выполнялся в диапазоне изменения напряжения от 0 В до 24 В с шагом в 6 В.

По результатам расчета был получен график изменения расхода рабочей жидкости, протекающей через распределитель, от входного напряжения на управляющем электромагните, приведенный на рис. 5.

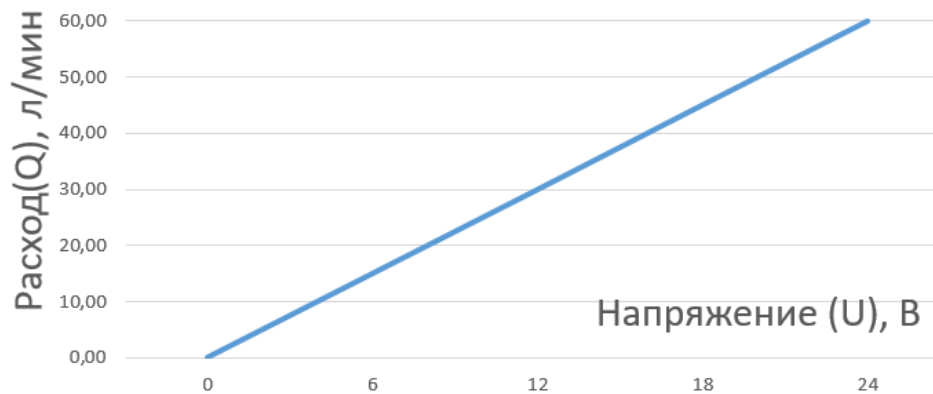


Рисунок 5 – График зависимости изменения расхода от подаваемого напряжения

На основании представленных данных можно констатировать, что графическая зависимость расхода жидкости от приложенного напряжения является линейной. При отсутствии напряжения ($U = 0 \text{ В}$) расход равен нулю ($Q = 0 \text{ л/мин}$), а при увеличении напряжения до максимального, в рамках данного эксперимента, значения ($U = 24 \text{ В}$) расход достигает 60 л/мин.

Однако, на характер реальной зависимости при проведении физического эксперимента могут влиять: тип регулирующего устройства, свойства жидкости (вязкость, плотность), гидравлическое сопротивление системы.

Заключение

В данной статье рассмотрен общий принцип работы аппаратуры с пропорциональным управлением, ее основные компоненты и особенности конструкции. Была составлена расчетная схема и получены зависимости, описывающие изменение расхода рабочей жидкости в линиях нагнетания и сброса давления в зависимости от входного управляющего напряжения, позволяющие выполнить предварительный расчеты. Выполнен контрольный расчет, подтверждающий полученное выражение и обоснованность использования принятых допущений [1; 14].

Литература

1. Гуревич, И. Г. Гидравлика и гидропривод : учебник для вузов. / И. Г. Гуревич – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2012. – 408 с.

2. Залманзон, Л. А. Гидроаппаратура и элементы автоматического управления / Л. А. Залманзон. – М. : Машиностроение, 2010. – 352 с.

3. Левин, В. Л. Гидропривод и управление : учебное пособие / В. Л. Левин. – СПб. : Питер, 2020. – 240 с.

4. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы. Справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.

5. Исаев, И. Г. Гидравлические приводы: теория и практика / И. Г. Исаев, А. А. Тимофеев. – М. : Лань, 2019. – 320 с.

6. Башта, Т. М. Гидроприводы и гидроавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.

7. Пропорциональные клапаны Bosch Rexroth. – URL: <https://www.boschrexroth.com> (дата обращения: 20.05.2025).

8. MOOG Inc. Пропорциональные и сервоклапаны. Каталог продукции. – URL: <https://www.moog.com> (дата обращения: 20.05.2025).

9. Danfoss Hydraulics. Пропорциональные распределители PVG. – URL: <https://www.danfoss.com> (дата обращения: 20.05.2025).

10. Eaton Hydraulics. Technical Catalogs and Product Specifications. – URL: <https://www.eaton.com> (дата обращения: 20.05.2025).

11. Официальный сайт FluidPowerPro: статьи по пропорциональной гидравлике. – URL: <https://fluidpower.pro> (дата обращения: 20.05.2025).

12. Гидропривод объемный и пневмопривод Термины и определения : введ.

01.01.1982. – М. : Издательство стандартов, 1988.

13. Parker Hannifin. Proportional Valves Product Overview. – URL: <https://www.parker.com> (дата обращения: 20.05.2025).

14. Козлов, В. Д. Основы гидропривода : учебное пособие / В. Д. Козлов – Казань : КГТУ, 2018. – 216 с.

15. Белов, С. Н. Пропорциональное управление в гидросистемах. / С. Н. Белов. – Екатеринбург : УрФУ, 2016. – 198 с.

16. Попов, Ю. И. Гидравлика, гидропривод и гидроавтоматика. / Ю. И. Попов. – М. : Академия, 2021. – 272 с.

17. HYDAC International GmbH. Пропорциональные клапаны: технические описания. – URL: <https://www.hydac.com> (дата обращения: 20.05.2025).

ERMILOV Sergei V.,

Senior Lecturer at the Department of Hydropneumatic Automation and Hydropneumatic Drive¹ E-mail: gpa_atf@bntu.by

FILIPOVA Ludmila G.,

Senior Lecturer at the Department of Hydropneumatic Automation and Hydropneumatic Drive¹ E-mail: gpa_atf@bntu.by

ZHILYANIN Dmitry L.,

Head of the Research and Testing Laboratory of Hydro-Pneumatic Systems and Petroleum Products² E-mail: niil_gpsn@bntu.by

MODONOV Ivan. D.,

Student of the Department of Hydro-Pneumatic Automation and Hydro-Pneumatic Drive¹ E-mail: gpa_atf@bntu.by

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

²Branch of the Belarusian National Technical University “Scientific Research Polytechnic Institute”, Minsk, Republic of Belarus

Received 03.08.2025

APPROXIMATE CALCULATION OF THE STATIC CHARACTERISTIC OF A PROPORTIONAL CONTROL DISTRIBUTOR

This article presents a comprehensive analysis of the operating principles and design features of proportional hydraulic equipment, which is a fundamental element of modern automatic control systems. The main attention is paid to proportional hydraulic distributors, valves and flow regulators, their structural elements and functional capabilities. Methods of precise and smooth regulation of the working fluid flow by means of electrical signals are considered, which ensures high accuracy and adaptability of actuators. The work presents in detail structural diagrams illustrating the principles of hydraulic system control, and also presents calculation dependencies that allow determining the flow rate and pressure of the fluid depending on the magnitude of the control voltage. A deep analysis of the ratio of active areas of working windows is carried out, which is a key factor in ensuring the stability and accuracy of hydraulic drives. As a practical example, a calculation of a typical hydraulic system is performed with the construction of a graph demonstrating the dependence of the flow rate on the supplied voltage. This article is a significant scientific contribution to the field of hydraulics, aimed at specialists involved in the design, development and operation of hydraulic systems. It can also serve as a valuable teaching material for students of technical universities specializing in mechanical engineering, automation and hydraulic drives.

Key words: *proportional hydraulics, hydraulic distributor, valve, flow regulator, static characteristic, flow calculation, area ratio, pressure drop, hydraulic cylinder, load.*

References

1. Gurevich, I. G. Hydraulics and Hydraulic Drive : Textbook for Universities. / I. G. Gurevich. – 3rd ed., revised. and added. – Moscow : Mashinostroenie Publ., 2012. – 408 p.
2. Zalmanson, L. A. Hydraulic Equipment and Automatic Control Elements / L. A. Zalmanson. – M. : Mechanical Engineering, 2010. – 352 p.
3. Levin, V. L. Hydraulic Drive and Control : training manual / V. L. Levin. – St. Petersburg : Peter, 2020. – 240 p.
4. Sveshnikov, V. K., Usov A.A. Machine Hydraulic Drives. Handbook / V. K. Sveshnikov, A. A. Usov. – 2nd edition, revised. – Moscow : Mashinostroenie Publ., 1988. – 512 p.
5. Isaev, I. G. Hydraulic Drives: Theory and Practice / I. G. Isaev, A. A. Timofeev. – Moscow : Lan, 2019. – 320 p.
6. Bashta, T. M. Hydraulics and Hydraulic Automation./ T. M. Bashta. – Moscow : Mashinostroenie Publ., 1972. – 320 p.
7. Bosch Rexroth proportional valves. – URL: <https://www.boschrexroth.com> (date of access: 20.05.2025).
8. MOOG Inc. Proportional and servo valves. Product catalog. – URL: <https://www.moog.com> (date of access: 20.05.2025).
9. Danfoss Hydraulics. PVG Proportional Valves. – URL: <https://www.danfoss.com> (date of access: 20.05.2025).
10. Eaton Hydraulics. Technical Catalogs and Product Specifications. – URL: <https://www.eaton.com> (date of access: 20.05.2025).
11. Official website of FluidPowerPro: articles on proportional hydraulics. – URL: <https://fluidpower.pro> (date of access: 20.05.2025).
12. Hydraulic volumetric and pneumatic drive Terms and definitions : introduction. 01.01.1982. Moscow : Publishing House of Standards, 1988.
13. Parker Hannifin. Proportional Valves Product Overview. – URL: <https://www.parker.com> (date of access: 20.05.2025).
14. Kozlov, V. D. Fundamentals of Hydraulic Actuation. Textbook / V. D. Kozlov. – Kazan : KSTU, 2018. – 216 p.
15. Belov, S. N. Proportional control in hydraulic systems. / S. N. Belov. – Yekaterinburg : Ur-FU, 2016. – 198 p.
16. Popov, Yu. I. Hydraulics, hydraulic drive and hydraulic automation / Yu. I. Popov. – M. : Academy, 2021. – 272 p.
17. HYDAC International GmbH. Proportional valves: technical descriptions. – URL: <https://www.hydac.com> (date of access: 20.05.2025).