

УДК 62.82

*Е.П. ИВАНИЦКАЯ*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХП»

## **К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ ДИАМЕТРА ПОРШНЯ ОДНОШТОКОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА НА ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОДУЛЯ**

Рассматривается гидравлический модуль с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром, шток которого ориентированный вверх, дроссели расположены в напорной и сливной магистралях, направление нагрузки совпадает с втягиванием штока. Представлена математическая модель. Выполнен расчет переходных процессов при различных значениях диаметра поршня. Приведены результаты расчетов и их анализ.

**Ключевые слова:** гидравлический привод, гидравлический цилиндр, переходные процессы.

### **Введение**

В современных технологических машинах широко применяется гидравлический привод. Поэтому вопрос влияния параметров гидравлического цилиндра (ГЦ) на работу привода на переходных режимах является актуальным. В [1] рассмотрено влияние диаметра штока на переходные процессы (ПП) гидравлического модуля.

### **Цель статьи**

Целью данной статьи является исследование влияния геометрических параметров ГЦ, а именно диаметра поршня, на ПП гидравлического привода с одноштоковым вертикальным ГЦ.

### **Описание объекта исследований**

В качестве объекта исследований принят гидравлический привод с одноштоковым вертикальным ГЦ, шток которого ориентированный вверх. В работах [2–5] приведена классификация приводов с одноштоковым ГЦ в зависимости от направления движения поршня, направления действия нагрузки, наличия или отсутствия дросселя (или регулятора расхода) и расположения его в напорной или сливной магистралях.

По упомянутой классификации рассматриваемый привод относится к модулю № 8 (рис. 1). Он состоит из ГЦ, гидравлического распределителя (двухпозиционного четырехлинейного), дросселей с обратными клапанами, расположенными в напорной и сливной магистралях; напорной магистрали, соединенной с насосом и сливной магистрали, соединенной с баком. Шток ГЦ выдвигается, направление движения совпадает с втягиванием штока ГЦ.

### **Математическая модель рассматриваемого гидравлического модуля**

При построении математической модели применяются следующие допущения [5]: отсутствуют утечки рабочей жидкости (РЖ); сухое трение равно нулю; волновые процессы в трубопроводах отсутствуют; температура РЖ постоянная (т.е. постоянным считаем коэффициент кинематической вязкости и силы трения); потери на трение в магистралях и в гидравлической аппаратуре не учитываются; давление в сливной магистрали равно нулю; радиальный зазор между втулкой и золотником в золотниковых распределителях принимаем равным нулю; рабочие кромки считаем острыми; принимаем постоянным модуль упругости РЖ  $E$ .

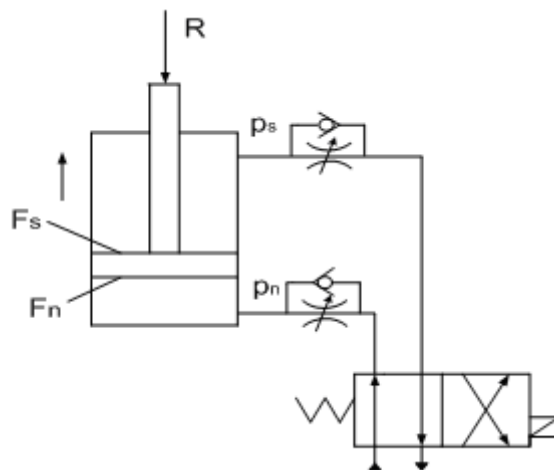


Рис. 1 – Гидравлический модуль

Математическая модель рабочего процесса выдвигания штока ГЦ (перемещения штока вверх) представляет собой систему следующих уравнений.

1) Уравнение динамического равновесия поршня

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_s F_s - p_n F_n + R - R_t, \quad (1)$$

где  $m$  – приведенная масса;  $V$  – скорость перемещения поршня и штока ГЦ;  $p_n, p_s$  – давления в поршневой и штоковой полостях ГЦ соответственно;  $R$  – нагрузка;  $R_t$  – сила трения;  $F_n = \pi D^2/4$ ,  $F_s = \pi(D^2 - d^2)/4$  – эффективная площадь поршня в поршневой и штоковой полостях ГЦ (здесь  $D, d$  – диаметры поршня и штока).

2) Уравнение расхода РЖ, поступающего в поршневую полость ГЦ

$$Q_{un} = Q_{перn} + Q_{сжn}, \quad (2)$$

где  $Q_{перn} = VF_n$  – расход на перемещение поршня ГЦ;  $Q_{сжn} = (W_n/E)dp_n/dt$  – расход на сжатие РЖ в поршневой полости ГЦ (здесь  $W_n = W_{0n} + F_n y$  – объем РЖ в поршневой полости ГЦ;  $W_{0n}$  – начальный объем в поршневой полости ГЦ;  $y$  – перемещение поршня ГЦ).

$$Q_{un} = F_n V + \frac{(W_{0n} + F_n y)}{E} \frac{dp_n}{dt}. \quad (3)$$

3) Уравнение расхода РЖ, вытекающего из штоковой полости ГЦ

$$Q_{us} = Q_{перs} - Q_{сжs}, \quad (4)$$

где  $Q_{перs} = VF_s$  – расход на перемещение поршня;  $Q_{сжs} = (W_s/E)dp_s/dt$  (здесь  $W_s = W_{0s} - F_s y$  – объем РЖ в штоковой полости ГЦ;  $W_{0s}$  – начальный объем РЖ в штоковой полости ГЦ).

$$Q_{us} = F_s V - \frac{(W_{0s} - F_s y)}{E} \frac{dp_s}{dt}. \quad (5)$$

4) Уравнение расхода РЖ через дроссель в напорной магистрали

$$Q_{dn} = \mu_{dn} f_{dn} \sqrt{\frac{2g(p_n - p_n)}{\gamma}}, \quad (6)$$

где  $\mu_{dn}$  – коэффициент расхода дросселя;  $\gamma$  – удельный вес РЖ;  $g$  – ускорение свободного падения;  $f_{dn}$  – площадь проходного сечения дросселя;  $p_n - p_n = \Delta p_d$  – перепад давления на дросселе 1 (здесь  $p_n$  – давление питания).

5) Уравнение расхода РЖ через дроссель в сливной магистрали:

$$Q_{ds} = \mu_{ds} f_{ds} \sqrt{\frac{2gp_s}{\gamma}}, \quad (7)$$

где  $\mu_{ds}$  – коэффициент расхода дросселя;  $f_{ds}$  – площадь проходного сечения дросселя.

6) Уравнение неразрывности

$$Q_{un} = Q_{dn}; \quad Q_{us} = Q_{ds}. \quad (8)$$

После соответствующих преобразований, введя  $dy/dt = V$ , получим следующую математическую модель рабочего процесса выдвигания штока вверх:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = V; \\ \frac{dV}{dt} = \frac{1}{m} (-p_s F_s + p_n F_n - R - R_t); \\ \frac{dp_s}{dt} = \left( -\mu f_{ds} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s} + V F_s \right) \frac{E}{W_{0s} - F_s y}; \\ \frac{dp_n}{dt} = \left( -\mu f_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_n)} - V F_n \right) \frac{E}{W_{0n} + F_n y}, \end{array} \right. \quad (9)$$

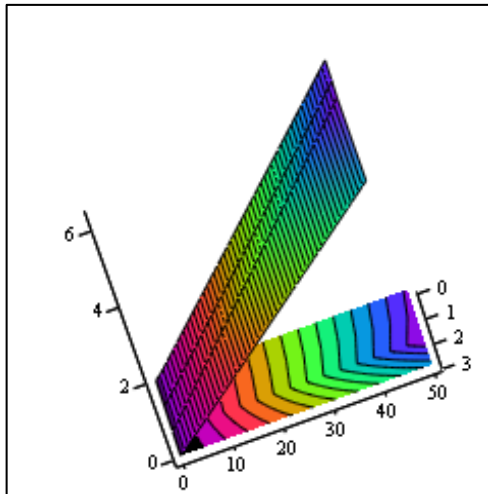
### Моделирование переходных процессов исследуемого модуля

При моделировании были приняты следующие исходные данные:  $d = 3,2$  см – диаметр штока;  $R = 39$  кгс – нагрузка;  $E = 14000$  кгс/см<sup>2</sup> – модуль упругости РЖ;  $\gamma = 0,0009$  кгс/см<sup>3</sup> – удельный вес РЖ;  $g = 980$  см/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;  $p_n = 63$  кгс/см<sup>2</sup> – давление насоса;  $\mu = 0,62$  – коэффициент расхода;  $R_t = 1$  кгс – сила трения;  $F_s = \pi(D^2 - d^2)/4 = 11,592$  см<sup>2</sup> – эффективная площадь штоковой полости ГЦ;  $f_{dn} = f_{ds} = 0,15$  см<sup>2</sup> – площади проходных сечений дросселей;  $L = 19$  см – максимальный ход поршня;  $W_c = F_n \cdot L$  – максимальный объем РЖ в ГЦ.

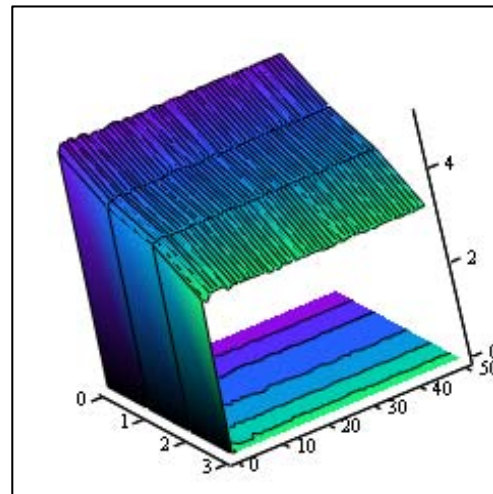
Связь между объемами РЖ в полостях ГЦ:  $W_{0s} = W_c - W_{0n}$ .

Расчет ПП работы рассматриваемого гидравлического модуля проводился при следующих значениях диаметра поршня  $D = 5,6; 6,0; 6,3; 7,0$  см.

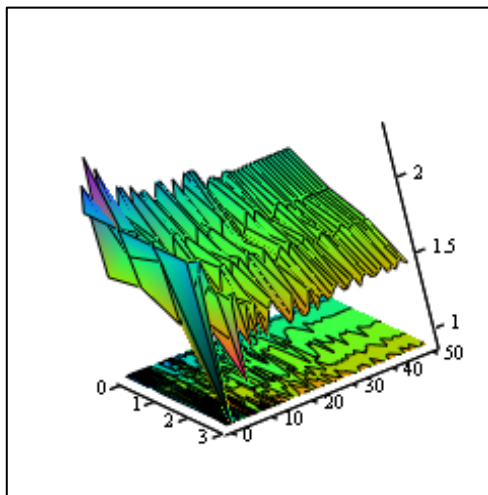
Моделировался процесс разгона. Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений решалась методом Рунге-Кутты в универсальной системе *MathCAD*.



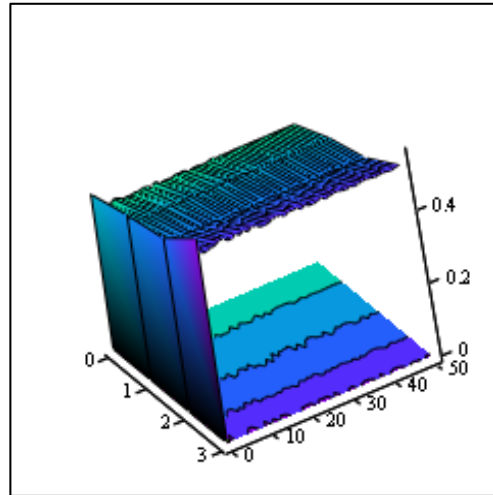
Y, Y



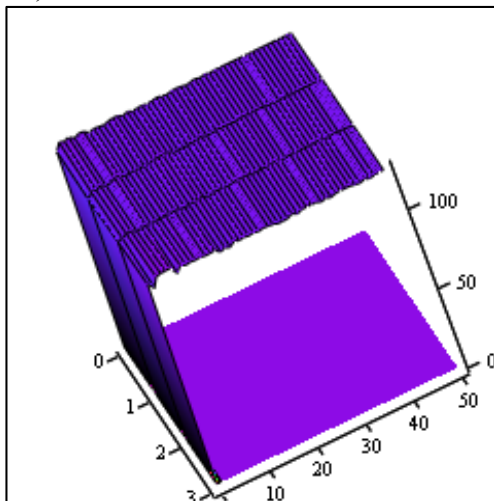
V, V



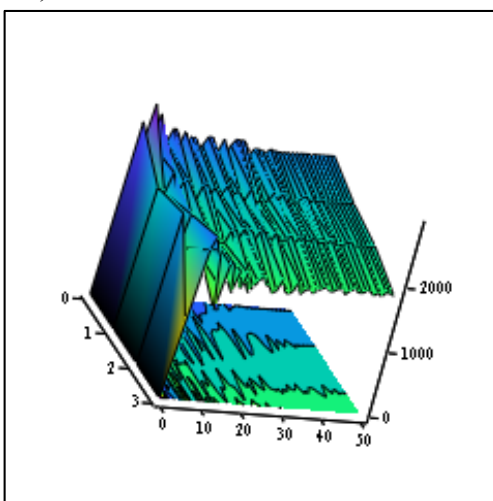
P1, P1



P2, P2



Q, Q



NP, NP

Рис. 2 –Переходные процессы исследуемого гидравлического модуля:  
0–4 – варианты изменения диаметра поршня (5,6; 6,0; 6,3; 7,0 см, соответственно);  
0–50 – точки переходного процесса

При расчете ПП затраченная мощность определялась по формуле

$$N = k Q_{цн} p_n,$$

где  $k$  – переводной коэффициент.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. На них представлены переходные процессы в стандартных для *MathCAD* обозначениях. Переходные процессы  $y(t)$ ,  $V(t)$ ;  $p_n(t)$ ,  $p_s(t)$ ,  $Q_{цн}(t)$ ,  $N(t)$  в режиме разгона имеет вид затухающих колебаний.

Анализ результатов расчета ПП показывает, что при  $D = 6,3$  см переходные процессы имеют меньшие амплитуды колебаний. Это соответствует соотношению  $D = 0,5d$ . Поэтому при проектировании целесообразно суживать известный диапазон с  $D = (0,4-0,5)d$  до  $D = 0,5d$ .

### Выводы

1 Приведена математическая модель гидравлического модуля с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром, шток которого ориентированный вверх, дроссели расположены в напорной и сливной магистралях, направление нагрузки совпадает с втягиванием штока.

2 Выполнено моделирование ПП процессы  $y(t)$ ,  $V(t)$ ;  $p_n(t)$ ,  $p_s(t)$ ,  $Q_{цн}(t)$ ,  $N(t)$  в режиме разгона.

3 Проведен анализ полученных ПП при различных значениях диаметра поршня. Предпочтительными является соотношение  $D = 0,5d$ .

**Список литературы:** 1. *Иваницкая, Е.П.* Влияние геометрических параметров гидравлического цилиндра на переходные процессы гидравлического модуля [Текст] / Е.П. Иваницкая // *Механика та машинобудування. Науково-технічний журнал.* – 2003. – Т. 1. – С. 18-24. 2. *Иваницкая, Е.П.* Математические модели гидравлических модулей с вертикальным гидравлическим цилиндром [Текст] / Е.П. Иваницкая // *Восточно-европейский журнал передовых технологий.* – 2009. – № 5/6 (41). – С. 38-41. 3. *Іваніцька, О.П.* Про моделювання гідралічних модулів з вертикальним гідралічним циліндром [Текст] / О.П. Іваніцька // *Математичне моделювання в техніці та технологіях. Вісник НТУ «ХП»:* 36. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2011. – № 13. – С. 89-96. – ISSN 2222-0631. 4. *Іваніцька, О.П.* Про моделювання гідралічних модулів з горизонтальним одноштоковим гідралічним циліндром [Текст] / О.П. Іваніцька // *Математичне моделювання в техніці та технологіях. Вісник НТУ «ХП»:* 36. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 2. – С. 107-114. – ISSN 2222-0631. 5. Типізація та моделювання гідралічних модулів з одноштоковим гідралічним циліндром [Текст] / О.П. Іваніцькая // *Вісник НТУ «ХП».* Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 5 (979). – С. 84-94. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2222-0631.

Поступила в редколлегию 18.09.13

УДК 62.82

**К вопросу влияния диаметра поршня одноштокового гидравлического цилиндра на переходные процессы гидравлического модуля** [Текст] / *Е.П. Иваницкая* // *Вісник НТУ «ХП».* Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 152-156. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглядається гідралічний модуль з одноштоковим вертикальним гідралічним циліндром, шток якого орієнтований вверх, дроселі розташовані в напірній та зливній магістралях, напрям навантаження співпадає з втягуванням штока. Представлена математична модель. Виконаний розрахунок перехідних процесів при різних значеннях діаметра поршня. Наведені результати розрахунків та їх аналіз.

**Ключові слова:** гідралічний привід, гідралічний циліндр, перехідні процеси.

The hydraulic module with the odnoshtokovy vertical hydraulic cylinder which rod focused up, throttles are located in pressure head and drain highways is considered, the direction of loading coincides with rod retraction. The mathematical model is presented. Calculation of transients is executed at various values of diameter of the piston. Results of calculations are given.

**Keywords:** hydraulic drive, hydraulic cylinder, transients.