

УДК 681.523.4

**И.В. Николенко**, д-р техн. наук, проф.,  
**А.Н. Рыжаков**, канд. физ.-мат. наук, доц.,  
Национальная академия природоохранного и курортного  
строительства, г. Симферополь

## ДИНАМИКА РЕГУЛЯТОРА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

*Разработана математическая модель дискретного регулятора рабочего объема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров. Модель позволяет моделировать переходные процессы, возникающие в гидроприводе при изменении рабочего объема гидромашин. Проведена серия численных расчетов динамики основных параметров гидропривода, получены величины характерного времени изменения рабочего объема гидромашин при различной компоновке гидропривода.*

**Ключевые слова:** математическая модель, переходной процесс, гидропривод, аксиально-поршневые гидромашины, дискретное регулирование.

### *Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*

Гидравлические приводы с использованием регулируемых аксиально-поршневых гидромашин (РАПГ) наиболее полно удовлетворяют требованиям экономного расходования энергоресурсов. Важным направлением развития конструкций РАПГ является разработка новых принципов регулирования рабочего объема с применением современных систем управления, которые позволяют в наибольшей степени реализовать преимущества гидромашин этого типа [1, 2].

В последней четверти прошлого века были разработаны РАПГ с наклонным блоком цилиндров безлюлечного, так называемого «тримотного» типа, которые, в виду ряда преимуществ, нашли широкое применение в гидроприводах мобильной техники. Преимуществами этого типа РАПГ являются, прежде всего, малые габариты и масса, сниженные усилия регулирования, высокое быстродействие и чувствительность при работе с регуляторами различного типа. К их недостаткам относится передача веса и инерционных нагрузок качающего узла непосредственно на регулятор [1]. Это требует проведения моделирования переходных процессов в гидравлическом приводе с учетом кинематики РАПГ.

Для проектирования машиностроительных гидроприводов на основе дискретно регулируемых РАПГ с наклонным блоком цилиндров, необходимо разработать математические модели, позволяющие

адекватно описывать переходные процессы, возникающие при изменении режима работы гидроприводов. Такие модели обеспечат проведение процедуры оптимизации параметров и характеристик устройств, образующих гидропривод. Характер переходного процесса во многом определяются физическими процессами в качающем узле и регуляторе рабочего объема РАПГ. Детальное описание динамики работы гидравлических приводов с РАПГ тримотного типа в настоящее время отсутствует.

**Анализ исследований и публикаций.** Авторами, в работах [3 - 5], в предположении отсутствия: волновых процессов в цилиндрах качающего узла и соединительных трубопроводах, деформаций трубопроводов, разработана математическая модель гидропривода на основе РАПГ, рабочий объем которых может иметь несколько фиксированных значений. Процесс изменения рабочего объема моделировался ступенчатой функцией, что являлось модельным приближением, которое упрощало математическое описание процесса, но игнорировало реальные физические процессы в гидравлическом регуляторе и качающем узле гидромашины.

**Постановка задачи.** Настоящая статья является продолжением указанных работ. Целью данного исследования является уточнение математической модели гидропривода на основе РАПГ с наклонным блоком цилиндров и дискретным регулированием, в плане более детального моделирования работы гидравлического регулятора объема, с учетом его технических особенностей и силового взаимодействия с качающим узлом гидромашины.

**Изложение материала и результаты.**

Дискретное изменение рабочего объема РАПГ осуществляется посредством дифференциального подключения гидроцилиндра регулятора объема, т.е. подачи давления напорной линии гидропривода на ступенчатый поршень гидроцилиндра управления объемом (ГУ), площади сечения которого относятся как  $S_1 / S_2 = 2$  (рис. 1.).

При включении гидропривода, давление напорной линии  $p_n$  подается в полость с меньшим сечением  $S_2$  поршня гидроцилиндра регулятора объема, при этом, полость большего сечения  $S_1$  поршня соединяется со сливной линией гидропривода. Под действием гидравлических сил поршень гидроцилиндра опускается в крайнее нижнее положение, что соответствует максимально возможному углу наклона  $\gamma$  оси блока цилиндров к оси поршневого блока и, соответственно

максимальному рабочему объему РАПГ. При необходимости изменения рабочего объема, давление напорной линии  $p_H$  подается в полость большего сечения поршня  $S_1$ , так как  $S_1 > S_2$  сила гидравлического давления  $p_H S_1 > p_H S_2$  и поршень гидроцилиндра смещается в крайнее верхнее положение, что соответствует минимальной величине рабочего объема РАПГ.

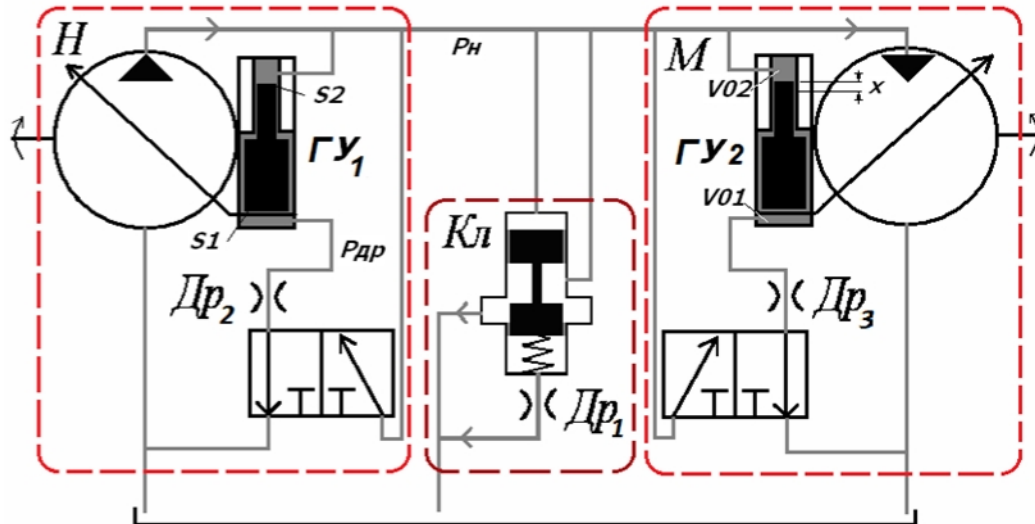


Рис. 1. Схема гидропривода с гидравлическим регулятором рабочего объема гидромашин

Математическое моделирование процесса изменения рабочего объема РАПГ с наклонным БЦ осуществлялось при следующих допущениях:

- отсутствие волновых процессов в напорной линии гидропривода;
- пренебрегали волновыми процессами, сопровождающими переход гидроцилиндров качающего узла из зоны всасывания в зону нагнетания и наоборот;
- силы трения в опорах поршней качающего узла не оказывают существенного влияния на динамику движения качающего узла;
- момент силы, действующий на блок цилиндров, со стороны поршней качающего узла, вследствие их непараллельности оси блока цилиндров полагался достаточно малым, из-за малости угла наклона поршней.

Движение рабочей жидкости между напорной линией и полостями гидроцилиндра регулятора объема описывается, при уменьшении рабочего объема, дифференциальным уравнением (1), при увеличении объема – уравнением (2).

$$Q_{\partial p} = \mu \cdot S_{\partial p} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_{\partial p})} = S_1 \frac{dx}{dt} + \frac{V_{01} + S_1 \cdot x}{E} \cdot \frac{dp_{\partial p}}{dt} \quad (1)$$

$$Q_{\partial p} = \mu \cdot S_{\partial p} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\partial p} - p_0)} + \frac{V_{01} + S_1 \cdot (x_{\max} - x)}{E} \cdot \frac{dp_{\partial p}}{dt} = -S_1 \frac{dx}{dt} \quad (2)$$

Связь математической модели регулятора объема с уравнением непрерывности исходной модели [1 - 3] осуществляется при помощи уравнений (3 - 4, для уменьшения и увеличения рабочего объема соответственно), описывающих расход рабочей жидкости  $Q_{ynp}$  на обеспечение работы регулятора.

$$Q_{ynp} = Q_{\partial p} - S_2 \cdot \frac{dx}{dt} \quad (3)$$

$$Q_{ynp} = \frac{V_{02} + S_2 \cdot (x_{\max} - x)}{E} \cdot \frac{dp_n}{dt} - S_2 \cdot \frac{dx}{dt} \quad (4)$$

В (1 - 4) обозначено:  $S_{\partial p}$  - площадь сечения дросселирующего отверстия;  $\rho$ ,  $E$  - плотность и модуль объемного сжатия рабочей жидкости;  $p_{\partial p}$  - давление в дросселирующей полости гидроцилиндра;  $x$  - смещение поршня гидроцилиндра;  $V_{01}$ ,  $V_{02}$  - минимальные объемы полостей гидроцилиндра со стороны большего и меньшего сечений поршня соответственно.

Динамика поршня гидроцилиндра регулятора объема описывается дифференциальным уравнением (5):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -S_2 \cdot p_1 + S_1 \cdot p_{\partial p} - F_{жс} - \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) \cdot F_{тр} - F_g - F_u \quad (5)$$

В (5) обозначено:  $m$  - масса поршня;  $F_{жс} = \beta \frac{dx}{dt}$  - сила сопротивления движению поршня со стороны рабочей жидкости;  $F_g = Mg \cdot l \cdot \cos \gamma / L$  - сила, создающая относительно оси поворота момент, равный моменту от веса качающего узла;  $l$  - расстояние от центра вращения до центра тяжести качающего узла;  $L$  - радиус поворота;  $F_{тр}$  - сила трения при скольжении распределителя вдоль цилиндрической поверхности с радиусом кривизны  $L$ . Для определения величины силы трения использовались выражения (6) и (7) для случаев реализации жидкостного и смешанного типов трения соответственно.

$$F_{mp} = \mu \cdot S_p \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{R_p}{a} \quad (6)$$

$$F_{mp} = v_{mp} \cdot (z \cdot S_n - k \cdot S_{эф.p}) \cdot p_n \quad (7)$$

В формулах (6, 7) обозначено:  $\mu$  - динамическая вязкость рабочей жидкости;  $S_p$  - площадь поверхности распределителя;  $\frac{d\gamma}{dt}$  - скорость изменения угла наклона блока цилиндров;  $R_p$  - радиус поворота качающего узла;  $a$  - толщина пленки рабочей жидкости между поверхностями трения. Величина  $v_{mp}$  - коэффициент сухого трения;  $z \cdot S_n$  - сила прижима распределителя к поверхности трения;  $z$  - число поршней в напорном окне распределителя;  $S_n$  - площадь поршня;  $k \cdot S_{эф.p}$  - сила отжима распределителя;  $k$  - коэффициент смачиваемости поверхности трения;  $S_{эф.p}$  - эффективная площадь поверхности распределителя, на которую действует отжимающее давление напорной линии.

Силы инерции  $F_u$ , связаны с вращением и поступательным движением поршней качающего узла. В работе учитывались только радиальные составляющие этих сил, которые передаются через блок цилиндров на поршень гидроцилиндра регулирующего узла. Приближенно полагали, что половина массы каждого шатуна сосредоточена в поршне, а половина – в центре шарнира, заделанного в вал поршневого блока (рис. 2).

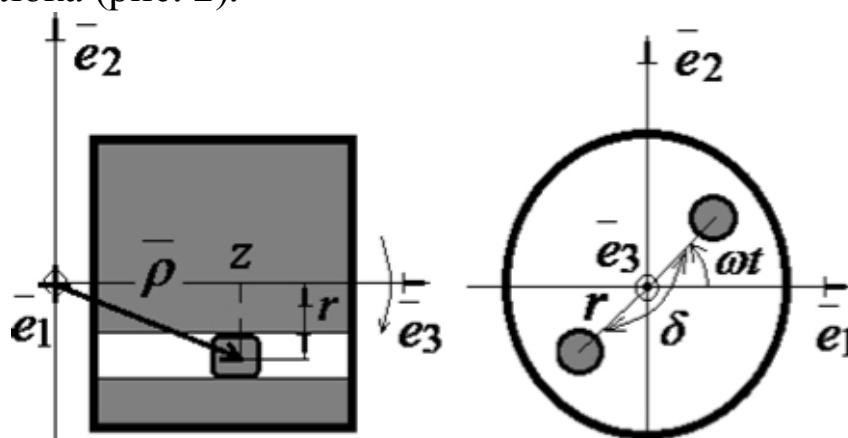


Рис. 2. Схема движения сосредоточенных масс в блоке цилиндров

При этом предположении можно отдельно моделировать вращение блока цилиндров, внутри которого поступательно движется система точечных масс. Положение каждой  $j$ -ой точечной массы отно-

сительно начала системы координат, совмещенного с центром поворота блока цилиндров, задается радиус-вектором  $\bar{\rho}_j$ .

$$\bar{\rho}_j = \bar{e}_3 \cdot z_j + r \cdot (\bar{e}_1 \cdot \cos(\omega \cdot t - \delta_j) + \bar{e}_2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \delta_j))$$

$\omega$  - частота вращения блока цилиндров;  $r$  - радиус окружности размещения осей цилиндров в блоке;  $\delta_j$  - угол, образуемый радиус-векторами, проведенными от оси вращения блока цилиндров в точки сосредоточения масс  $j$ -го и первого поршней;  $z_j(t)$  - величина поступательного смещения поршня на момент времени  $t$ . Его можно определить из известных кинематических соотношений для аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров [6, 7]. Радиальная составляющая силы инерции  $\bar{F}_{rj}$   $j$ -го поршня составит величину:

$$\bar{F}_{rj} = \left( m_n + \frac{1}{2} m_{uu} \right) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\bar{e}_1 \cdot \cos(\omega \cdot t - \delta_j) + \bar{e}_2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \delta_j))$$

где -  $m_n$ ,  $m_{uu}$  - соответственно массы поршня и шатуна качающего узла. Вычисляя векторное произведение  $\bar{\rho}_j \times \bar{F}_{rj}$ , получим момент радиальной составляющей силы инерции относительно начала системы координат. Проекция этого момента на ось  $\bar{e}_1$  дает величину момента, который действует на регулятор объема гидромашин со стороны  $j$ -го поршня.

$$M_{e_1}^- = \left( m_n + \frac{1}{2} m_{uu} \right) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot z_j \cdot \sin(\omega \cdot t - \delta_j)$$

Силу инерции, приведенную к поршню гидроцилиндра узла управления, определим, суммируя силы инерции по всем поршням:

$$F_u = \left( m_n + \frac{1}{2} m_{uu} \right) \cdot \omega^2 \cdot \frac{r}{L} \cdot \sum_{j=1}^k z_j(t) \cdot \sin(\omega \cdot t - \delta_j) \quad (8)$$

Решая уравнения (1-8) совместно с уравнениями исходной модели [2 - 5], можно определить смещение  $x$  поршня гидравлического регулятора объема, которое приводит к изменению угла наклона блока цилиндров  $\gamma$ . Величина  $\gamma$ , в данный момент времени, определяет величину рабочего объема гидромашин и существенно влияет на динамику гидропривода в целом. Зависимость угла наклона блока цилиндров от хода поршня  $\gamma(x)$  определялась из анализа геометрических особенностей конструкции качающего узла гидромашин

РАПГ–403.112 . Схема расчета изображена на рис. 3. Ось  $Ox$  системы координат на рис. 2 направлена вдоль оси поршневого блока. Ось поршня гидроцилиндра 1 задается в этой системе координат уравнением (9).

$$y = (R_p + \Delta) \cdot \frac{\cos(2\gamma_{\perp})}{\sin \gamma_{\perp}} + \operatorname{ctg} \gamma_{\perp} \cdot x \quad (9)$$

В (9)  $\gamma_{\perp}$  - угол наклона перпендикуляра к оси 1, проведенного из начала системы координат;  $\Delta$  - расстояние от оси 1 до поверхности скольжения 2 распределителя.

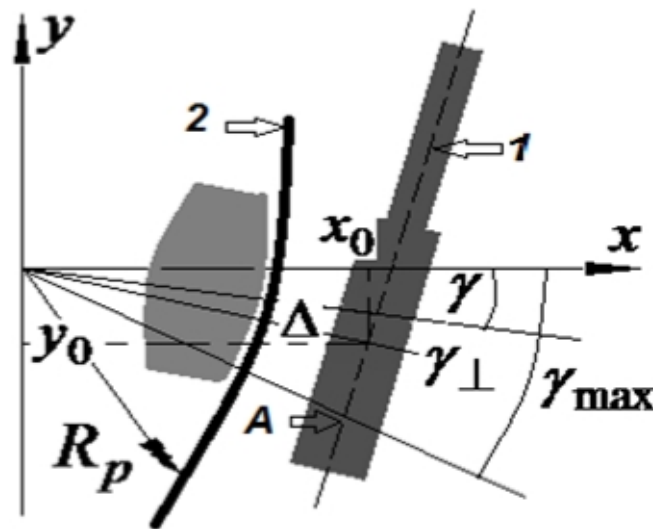


Рис. 3. Схема взаимодействия элементов блока регулирования рабочего объема гидромашины

Смещение  $x$  поршня вдоль оси 1 из точки  $A$ , которая соответствует максимальному углу наклона блока цилиндров  $\gamma_A$ , в точку с координатами  $(x_{\gamma}, y_{\gamma})$  задается выражениями (10):

$$x = \sqrt{(x_{\gamma} - x_A)^2 + (y_{\gamma} - y_A)^2}; \quad x_{\gamma}, x_A = (R_p + \Delta) \cdot \frac{\cos(2\gamma_{\perp})}{\sin \gamma_{\perp} \cdot (\operatorname{ctg} \gamma_{\perp} + \operatorname{tg} \gamma_{\gamma, A})}; \quad (10)$$

$$y_{\gamma}, y_A = \frac{(R_p + \Delta) \cdot \cos(2\gamma_{\perp})}{\sin \gamma_{\perp} \cdot (\operatorname{ctg} \gamma_{\perp} + \operatorname{tg} \gamma_{\gamma, A})} \left( \frac{\operatorname{ctg} \gamma_{\perp}}{\operatorname{ctg} \gamma_{\perp} + \operatorname{tg} \gamma_{\gamma, A}} - 1 \right)$$

Разработанная модель регулятора объема РАПГ с наклонным блоком цилиндров была использована для моделирования переходных процессов в гидроприводе на основе гидромашин серий – 403.012 (насос) и – 403.112 (мотор), возникающих при включении гидропривода и последующим уменьшении объема мотора с целью увеличения его скорости.

В результате решения системы (10) определена зависимость  $\gamma(x)$ , график которой (сплошная линия), с учетом возможных пределов изменения угла  $\gamma$ , представляющий собой прямую линию, приведен на рис. 4.

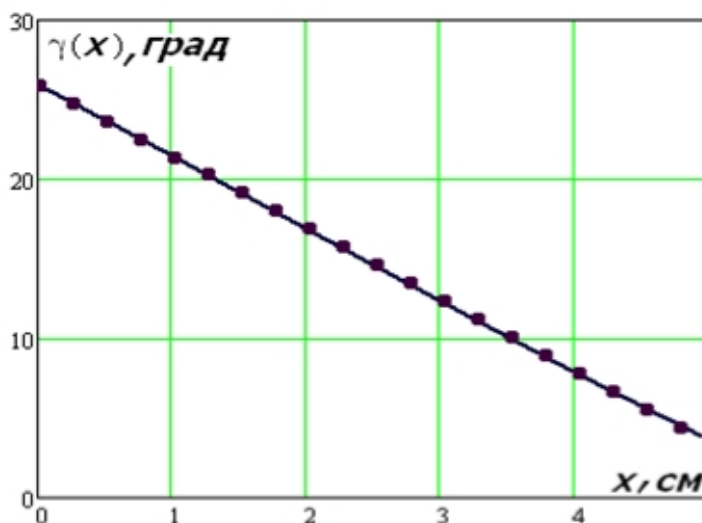


Рис. 4. Зависимость угла наклона  $\gamma$  блока цилиндров от смещения  $x$  поршня гидроцилиндра

В заданных пределах изменения угла  $\gamma$  зависимость  $\gamma(x)$  может быть представлена в виде линейной функции (11).

$$\gamma[\text{град}] = -4.5\left[\frac{\text{град}}{\text{см}}\right]x + \gamma_{\max} \quad (11)$$

Основными целями численного эксперимента являлись: оценка величины минимального времени срабатывания регулятора объема и сравнительная оценка величины сил сопротивления, действующих на гидравлический регулятор в режимах сухого и жидкостного трения.

На рис. 5 показаны результаты расчета изменения давления в напорной линии гидропривода, которое вызвано изменением объема гидромотора, в момент времени  $t = 0.4\text{с}$ , с максимально возможной величины  $V_m = 112\text{см}^3$ , до минимальной -  $V_m = 32\text{см}^3$ . В момент времени  $t = 0.8\text{с}$  объем гидромотора вновь повышается до максимума.

Кривая 1 (рис. 5) приведена для сравнения и иллюстрирует изменение давления в напорной линии в предположении мгновенного изменения рабочего объема. Такое предположение приводит к резкому увеличению крутизны фронта нарастания давлению и увеличению пикового давления в напорной линии по сравнению с расчетом по формулам (1 – 11) для конечной скорости нарастания объема гидромотора (кривые 2 – 5). Кривые 2,3 иллюстрируют нарастание давле-



ния при реализации механизма жидкостного трения и конечной скорости изменения объема гидромотора при различных диаметрах поршня гидроцилиндра блока регулятора объема:  $d_1 = 2.6\text{см}$ ;  $d_2 = 1.8\text{см}$  - для кривой 2;  $d_1 = 2.2\text{см}$ ;  $d_2 = 1.8\text{см}$  - для кривой 3. Кривая 4 – при реализации механизма смешанного трения, что существенно увеличивает время изменения объема гидромотора. Кривая 5 моделирует включение переливного клапана.

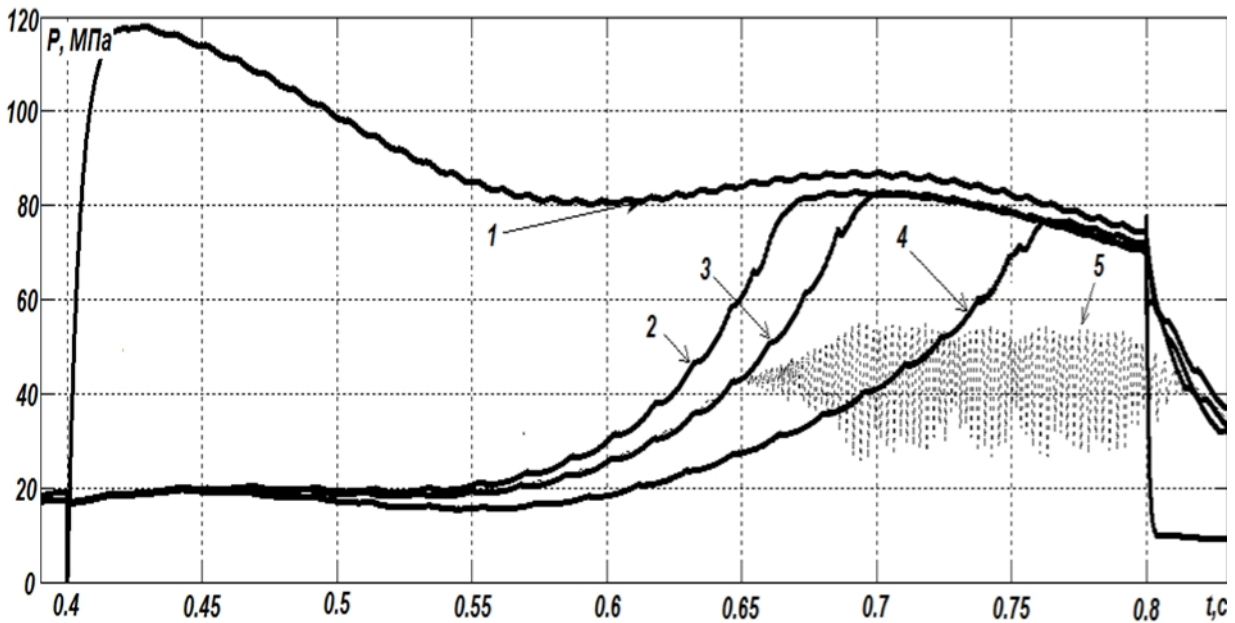


Рис. 5. Давление в напорной линии при изменении объема гидромотора

На рис. 6 представлены графики, иллюстрирующие процесс изменения объема гидромотора во времени. Параметры и номера кривых соответствуют случаям, рассмотренным для рис. 5. Для рассмотренной компоновки гидропривода и рабочих давлений порядка  $40\text{МПа}$  время максимального изменения рабочего объема гидромотора составляет  $T = 0.25\text{с}$ . При выполнении соотношения диаметров поршня регулятора  $d_1/d_2 = \sqrt{2}$  и его дифференциальном подключении к напорной линии на процессы уменьшения и увеличения объема затрачивается одинаковое время.

На рис. 7 показан процесс изменения во времени сил, действующих на блок регулирования рабочего объема гидромотора. На графике  $I$  - изменение при переходном процессе силы гидравлического давления, действующей на поверхность гидроцилиндра со стороны дросселирующей полости при уменьшении рабочего объема гидромотора.

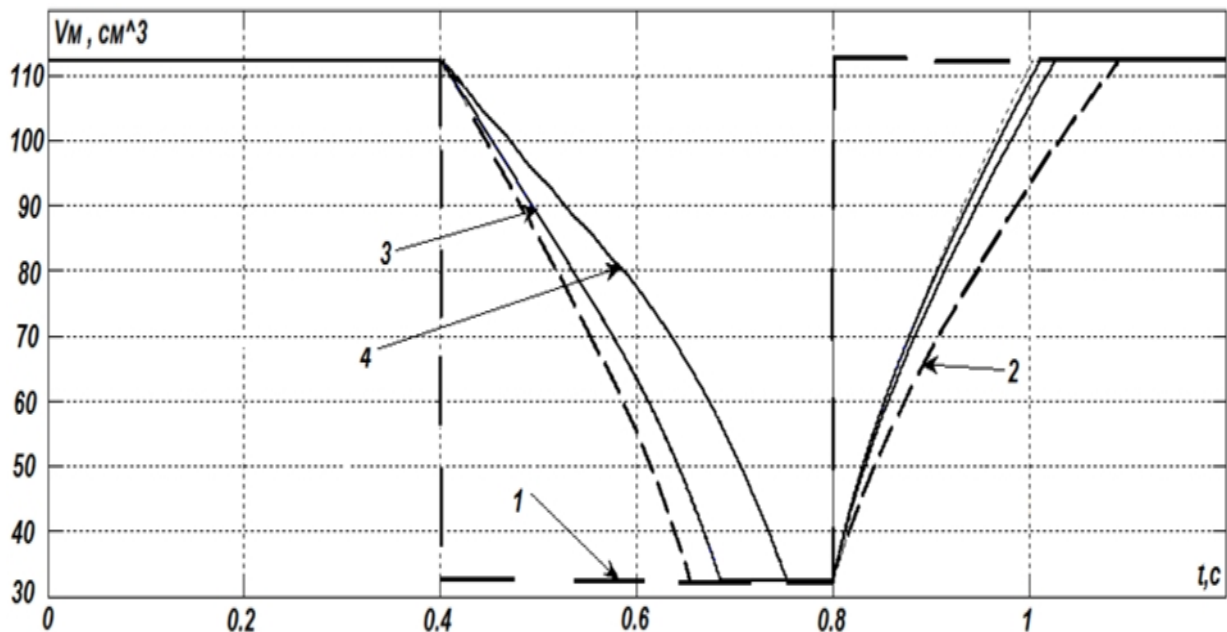


Рис. 6. Динаміка зміни об'єму гідромотора

Графік II ілюструє часову залежність сили жидкостного (2, 3) трення і смешанного (4, де 70% поверхності контакту покрито плівкою робочої рідини) типів трення. На графіку III показані часові залежності сумарного впливу на орган управління робочим об'ємом ваги качаючого вузла і сил інерції движущихся поршнів. Аналіз графіків показує, що в межах запропонованої моделі, в діапазоні робочих тисків характерних для стаціонарної фази процесу, найбільше вплив на характер перехідного процесу оказують гідравлічні сили і сили трення.

#### **Висновки і напрямлення подальших досліджень.**

- розроблена математична модель гідравлічного регулятора з урахуванням кінематики РАПГ тримотного типу з дискретним регулюванням, яка дозволяє моделювати перехідні процеси, пов'язані з зміною режиму роботи гідропривода;

- проведена серія чисельних експериментів по моделюванню динамічних процесів в гідроприводі на основі РАПГ серії 403 з дискретним регулюванням, яка дозволила встановити мінімальну величину часу спрацювання гідравлічного регулятора гідромотора;

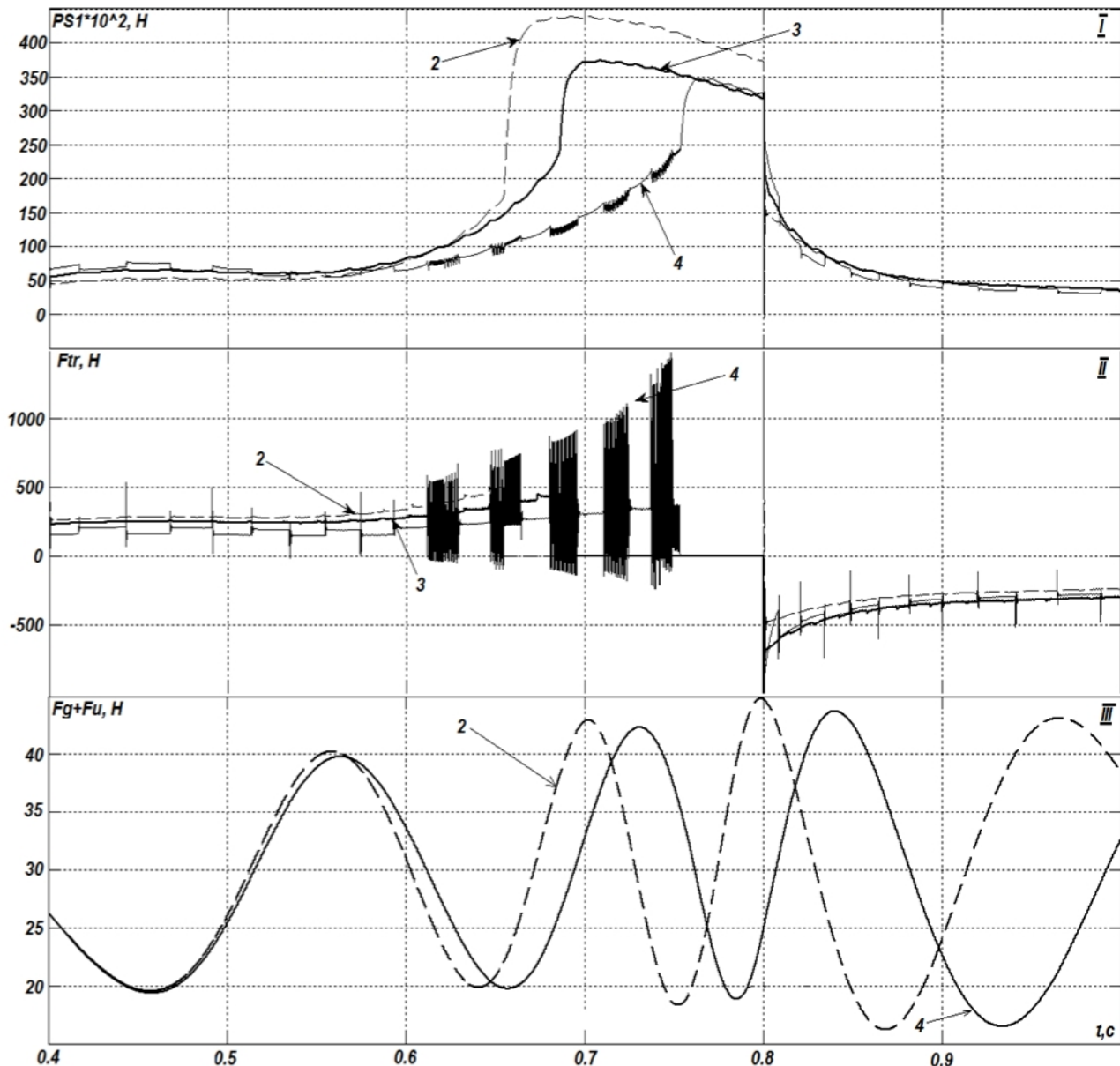


Рис. 7. Силы, действующие на блок регулирования рабочего объема: I – гидравлические силы; II – силы трения; III – вес качающего узла и силы инерции

- установлено, что при дифференциальном подключении гидравлического регулятора РАПГ серии 403 к напорной гидролинии и выполнении условия  $d_1/d_2 = \sqrt{2}$ , время срабатывания на уменьшение рабочего объема и его увеличение одинаково;

- для разработанной модели РАПГ тримотного типа с дискретным регулированием проведена сравнительная оценка величины сил сопротивления, действующих на гидравлический регулятор в режимах сухого и жидкостного трения.

Список литературы

1. Аврунин Г.А. Анализ технического уровня аксиально-поршневых гидромашин / Г.А. Аврунин // Промислова гідраліка і пневматика. – 2008. – №2(20). – С. 16 – 22.

2. Николенко И.В. Тенденции развития и технический уровень аксиально-поршневых гидромашин с регулируемым рабочим объемом / И.В. Николенко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – №1(3). – С. 48 – 54.
3. Николенко И.В. Разработка аксиально-поршневой гидромашины с дискретным регулированием / И.В. Николенко, А.А. Олейниченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – №2 (20). – С. 97-100.
4. Ryzhakov I. Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment / Ryzhakov I. Nikolenko K. Dreszer // ТЕКА Ком. Mot. Energ. Roln. – OL. PAN, 2009. – Vol. IX. – P. 267 – 276.
5. Рыжаков А.Н. Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием / А.Н. Рыжаков, И.В. Николенко. – MOTROL, Simferopol – Lublin, 2009. – V. 11 B. – P. 52 – 65.
6. Николенко И.В. Оптимизация значений параметров и управляющих переменных в математической модели гидропривода с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов / И.В. Николенко, А.Н. Рыжаков // Вестник Сев. НТУ. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. – 2010. – Вып. 110.
7. Прокофьев В.Н. Кинематические связи в бескарданных аксиально-поршневых гидropередачах / В.Н. Прокофьев, А.В. Синев // Вестник машиностроения. – 1964. – № 11. – С. 14 – 18.
8. Рыжаков А.Н. Влияние кинематики аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием на характер протекания переходных процессов / А.Н. Рыжаков, И.В. Николенко. – MOTROL, Simferopol – Lublin, 2010. – V. 12. D. – P. 110 – 116.

*Стаття надійшла до редколегії 24.11.2011.*

*Рецензент: д-р техн. наук, проф. Кононенко А.П.*

***И.В. Николенко, А.М. Рыжаков. Динаміка регулятора аксіально-поршневої гідромашини з дискретним регулюванням. Розроблена математична модель дискретного регулятора робочого обсягу аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком циліндрів. Модель дозволяє моделювати перехідні процеси, що виникають у гідроприводі при зміні робочого обсягу гідромашин. Проведена серія чисельних розрахунків динаміки основних параметрів гідроприводу, отримані величини характерного часу зміни робочого обсягу гідромашин при різному компонуванні гідроприводу.***

**Ключові слова:** математична модель, перехідний процес, гідропривід, аксіально-поршневі гідромашини, дискретне регулювання.

***I. Nikolenko, A. Ryzhakov. The Mathematical Model of the Discrete Regulator Displacement Axial-piston Hydromachines with Tilting Cylinder Block. The model allows simulating the transient processes occurring in the hydraulic drive with the change of working volume of hydraulic machines..***

**Keywords:** mathematical model of the transition process, hydraulic system, axial-piston hydromachines, discrete regulation.

© Николенко И.В., Рыжаков А.Н., 2012