

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОПРИВОДЕ С ДИСКРЕТНЫМ МАШИНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Андрей Рыжаков, Илья Николенко

Национальная академия природоохранного и курортного строительства

Аннотация. Исследованы различные типы переходных процессов в гидроприводе, содержащем аксиально-поршневые гидравлические машины с наклонным блоком цилиндров; показана возможность управления параметрами переходного процесса путем дискретного регулирования объема насоса.

Ключевые слова: гидропривод, насос, мотор, переходный процесс, управляющие переменные, дискретное регулирование.

ВВЕДЕНИЕ

Технический уровень гидравлического привода ($ГП$) машин определяется параметрами его силовых агрегатов – насосов ($Н$) и моторов ($М$). Устойчивой тенденцией современного гидропривода является широкое применение регулируемых аксиально-поршневых гидравлических машин ($АПП$), которые используются как в качестве $Н$, так и $М$, с понижающими передачами или редукторами. $АПП$ имеют малые габариты и массу, допускают работу на высоких давлениях (до 60...70 МПа) и частотах вращения (5000 об/мин и выше), имеют высокий КПД и срок службы, а также возможность регулирования рабочего объема для изменения режимов работы – частоты вращения или момента на выходном валу привода.

В $ГП$ машин возможно два варианта использования регулируемых гидравлических машин ($ГМ$): регулируемый $Н$ и нерегулируемый $М$ либо регулируемый $Н$ и регулируемый $М$. Традиционно используемым термином «дискретное регулирование» обозначается способ регулирования, который заключался в том, что в $ГП$ используется несколько источников гидравлической энергии, которые подключаются к напорной линии поочередно или в различных комбинациях. Такой способ регулирования, который исследовался в монографии [1], относится к объемным способам регулирования и в других источниках также называется термином «ступенчатое регулирование». В данной статье под термином дискретное машинное регулирование ($ДМР$) понимается ступенчатое изменение фиксированных рабочих объемов $ГМ$ в процессе работы $ГП$.

В работе [2] представлена конструкция и результаты испытаний $АПП$ типа 403.112 с наклонным блоком цилиндром и возможностью $ДМР$ рабочего объема. Применение $АПП$ с $ДМР$ в гидравлических приводах позволяет существенно расширить диапазон регулирования, при незначительном повышении стоимости привода, обеспечивает легкость в управлении, простоту в эксплуатации, обслуживании и ремонте. Установка дискретно регулируемой $АПП$ не требует никаких конструктивных изменений в $ГП$, кроме установки дополнительного

распределителя для переключения рабочих объемов. До настоящего времени, особенности динамики гидроприводов с ДМР остаются малоисследованными, что не позволяет на практике эффективно использовать такие ГП.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

ГП (рис.1), содержит в качестве H и мотора M дискретно регулируемые АПГ с наклонным блоком цилиндров 403-ей серии. Величина давления в напорной линии ГП контролируется переливным клапаном ($Kл$) прямого действия с нулевым перекрытием, в состав которого конструктивно входит дроссель ($Др$). Максимальные значения объемов - $V_0^{H,M} = 12, 28, 56, 112, 224 \text{ см}^3$. АПГ имеют три фиксированных рабочих объема $V_i^{H,M} = k_i^{H,M} \cdot V_0^{H,M}$ ($i = \overline{0,1}; k_0^{H,M} = 1; k_{\min} \leq k_{1,2}^{H,M} < 1$), которые находятся как произведение управляющих параметров $k_i^{H,M}$ на максимальный объем АПГ. Изменяя объемы H и M между рабочими положениями, можно влиять на характер работы ГП [3]. Кроме величин $k_i^{H,M}$, при решении задачи оптимизации переходного процесса, в качестве варьируемых параметров рассматриваются: времена t_j изменения объема ГМ, жесткость пружины клапана C , ее предварительное сжатие X_0 , ход и диаметр поршня клапана $x_{\max}$, d_n .

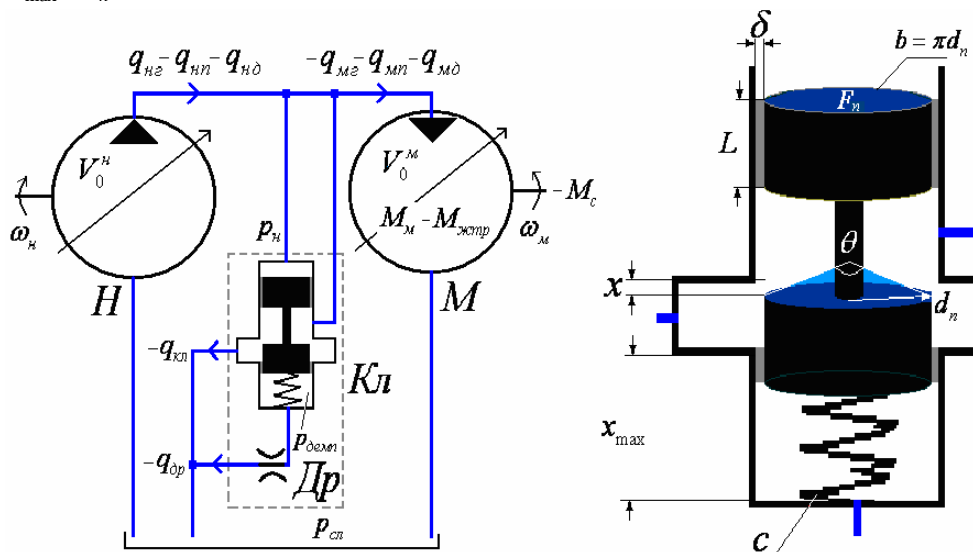


Рис. 1. Принципиальная схема ГП и клапана.
Fig. 1. The basic circuit hydraulic drives and the safety-valve.

Целью работы является анализ характера протекания переходных процессов в ГП, с дискретно-регулируемыми АПГ, и исследование влияния на него дискретного изменения объемов H и M .

Работа ГП моделируется при следующих допущениях:

- 1) отсутствия волновых процессов в трубопроводах, которыми пренебрегаем ввиду малой длины трубопроводов и минимальной потери давления при их прохождении рабочей жидкостью;
- 2) постоянства объемного модуля упругости E , плотности ρ и вязкости μ рабочей жидкости, которые принимаются равными средним значениям при заданной постоянной температуре и не зависящими от давления;
- 3) расход рабочей жидкости в течение одного оборота вала ГМ равен его среднему значению;
- 4) динамические нагрузки, действующие на выходной вал M , не учитываются в виду их большой продолжительности, по сравнению со временем переходных процессов в клапане и M .

Математическая модель ГП описывается системой дифференциальных уравнений (1) – (7) [4-5].

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости:

$$k^H \cdot W_0^H \cdot \omega_H - C_{nn} \cdot p_H - \frac{V^H}{E} \cdot \frac{dp_H}{dt} - Q_{кл} - Q_{dp} = k^M \cdot W_0^M \cdot \omega_M + C_{mn} \cdot p_H + \frac{V^M}{E} \cdot \frac{dp_H}{dt} \quad (1)$$

$$W_0^{H,M} = \frac{V_0^{H,M}}{2 \cdot \pi}; \quad V^{H,M} = \frac{1}{2} \cdot (k^{H,M} \cdot V_0^{H,M} + V_{\min}^{H,M}); \quad V_{\min}^{H,M} = V_0^{H,M} \cdot \frac{\sin \varphi_{\min}}{\sin \varphi_{\max}}.$$

Уравнение моментов:

$$k^M \cdot W_0^M \cdot p_H \cdot \eta_M \cdot \eta_z - M_c - \beta \cdot w_M = J \cdot \frac{dw_M}{dt}. \quad (2)$$

Уравнения движения запорно-регулирующего элемента Кл:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = (p_H - p_{демп}) \cdot F_n - (x + x_0) \cdot c - F_z - F_{cmp} \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) - F_{жстр}; \quad (3)$$

$$0 \leq x \leq x_{\max}.$$

$$F_z = \rho \cdot Q_{кл}^2 \cdot \left(\frac{1}{S_n} - \frac{\cos(\theta/2)}{S_{кл}} \right); \quad S_{кл} = \pi \cdot d_n \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot x; \quad 0 < x \leq x_{\max}. \quad (4)$$

$$F_{жстр} = \frac{(p_H - p_{демп})}{2} \cdot b \cdot \delta - \frac{\mu \cdot b \cdot (L + x)}{\delta} \cdot \frac{dx}{dt}; \quad 0 \leq x \leq x_{\max}. \quad (5)$$

Уравнение расхода в камере управления Кл и расхода через Др:

$$Q_{кл} = \pi \cdot \mu_{ок} \cdot d_n \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_n}{\rho}} \cdot x. \quad (6)$$

$$F_{кл} \cdot \frac{dx}{dt} = Q_{dp} + \frac{V_{dp}}{E} \cdot \frac{dp_{демп}}{dt}; \quad Q_{dp} = \mu_{dp} \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{демп}}{\rho}}. \quad (7)$$

В (1) – (7) $w_{м,н}$ – частота вращения гидравлического $M(H)$; p_n – давление рабочей жидкости в напорной линии ГП; $p_{демп}$ – давление рабочей жидкости в демпфирующей полости клапана; $C_{н,мп}$ – коэффициенты утечек и перетечек в $H(M)$; $Q_{кл}$ – расход рабочей жидкости через камеру управления клапаном; Q_{dp} – расход рабочей жидкости через Dp ; $V_{мин}^{н,м}$ – минимальные объемы $H(M)$; β – коэффициент жидкостного трения; J – суммарный момент инерции, приведенный к валу; M_c – момент сопротивления на валу ГМ; $\eta_{м,с}$ – механический и гидромеханический к.п.д; θ – угол конусности Кл; $\varphi_{\min(\max)}$ – минимальный (максимальный) углы наклона блока цилиндров к оси двигателя.

Моделирование работы ГП осуществлялось при следующих значениях констант: $E = 1500 \text{ МПа}$; $\eta_m = 0.98$; $\eta_c = 0.95$.

Параметры $C_{н,мп}$, w_m , β не постоянны для различных ГМ рассматриваемой серии. Если предположить, что для роторных ГМ, преобладающими по величине являются механические и объемные потери в зазорах между поверхностями трения, то рабочий процесс серии подобных ГМ, в соответствии с [6], зависит от номинального размера $N = \sqrt[3]{W}$; $W = \frac{V_0^{н,м}}{2\pi}$ и характеристического зазора $\delta \ll N$. С использованием теории подобия, в [4] показано, что:

$$C_{н,мп} = \frac{C_y}{\mu} W_{н,м}; \quad \beta = \mu C_6 W_m, \quad (8)$$

где: C_y, C_6 – коэффициенты потерь на утечки, перетечки и вязкое трение соответственно. По методике [6,7], с использованием топографических характеристик рассматриваемой серии ГМ, были найдены зависимости $C_{н,мп}(W_0^{н,м})$ (рис. 2) и $\beta(W)$ при заданном значении $\mu = 2.67 \cdot 10^{-8} \text{ МПа} \cdot \text{с}$ (рис. 3.).

Интерполируя полученные кривые по средней линии, можно получить аналитические зависимости:

$$C_{н,мп} = \frac{1.23 \cdot 10^{-8} W_{0н,м}^{0.7}}{\mu}; \quad \beta = 4.2 \cdot 10^4 \cdot \mu \cdot W_{0м}^{1.6}; \quad (9)$$

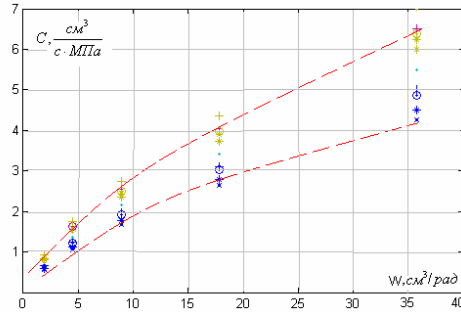


Рис. 2. Зависимость

Fig. 2. Dependence

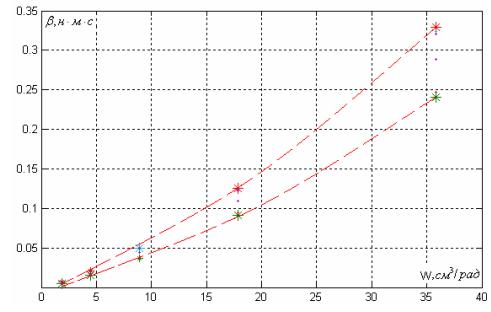


Рис. 3. Зависимость $\beta(W)$

Fig. 3. Dependence $\beta(W)$.

Способность $ГМ$ работать с частотой W оценивается коэффициентом быстроходности $C_{\dot{a}} = \frac{W}{2\pi} \cdot \sqrt[3]{W}$ [8]. $ГМ$ одной серии имеют постоянный коэффициент быстроходности (для рассматриваемой серии $C_{\dot{a}} = 52 \frac{см}{с}$), что позволяет представить частоту вращения H как функцию характерного объема:

$$w_i = \frac{326.6}{\sqrt[3]{W_{0i}}} . \quad (10)$$

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОПРИВОДЕ С ДМР

При решении системы уравнений (1) – (7) рассматривались следующие случаи:

1. В течение времени переходного процесса, сила упругости $F_{упр}$ пружины переливного $Кл$ превышает силу F_n , с которой давление в напорной линии воздействует на поршень клапана: $F_{упр} > F_n$. Величина перемещения запорно-регулирующего элемента клапана $x = 0 \Rightarrow Q_{кл} = Q_{др} = 0$.

2. В течение времени переходного процесса, практически с момента его начала, выполняется неравенство $F_{упр} < F_n$ (случай малой жесткости пружины). При этом смещение запорно-регулирующего элемента клапана за малый, по

сравнению со временем переходного процесса, промежуток времени принимает максимальное значение $x = x_{\max} \Rightarrow Q_{\text{кл}} = Q_{\text{кл_max}}$.

3. Перемещение запорно-регулирующего элемента клапана является функцией времени $0 \leq x(t) \leq x_{\max}$.

В первом случае система (1) – (7) сводится к линейному дифференциальному уравнению второго порядка. Относительно переменной p_n это уравнение имеет вид (11).

$$\frac{d^2 p_n}{dt^2} + k_1 \frac{dp_n}{dt} + k_2 = f(t), \quad (11)$$

$$\text{где: } k_1 = -(a_1 + b_2); k_2 = b_2 a_1 - a_2 b_1; f(t) = -a_0 b_2 + a_2 b_3 M_c(t),$$

$$a_0 = \frac{E \cdot k^H \cdot V_0^H \cdot w_H}{2\pi \cdot (V^H + V^M)}; a_1 = -\frac{E}{V_{M1} + V_{H1}} (C_{HM} + C_{MH}),$$

$$a_2 = -\frac{E \cdot k^H \cdot V_0^M}{2\pi \cdot (V^H + V^M)}; b_1 = \frac{k^M \cdot V_0^M}{2\pi} \cdot \frac{\eta_M \cdot \eta_c}{J}; b_2 = -\frac{\beta}{J}; b_3 = -\frac{1}{J}.$$

При изменении режима работы гидропривода возникает переходный процесс. В зависимости от типа корней характеристического уравнения $r^2 + k_1 r + k_2 = 0$, при решении уравнения (11) возможно получить один из двух типов протекания переходного процесса – изменение давления по экспоненте ($D \geq 0$) и колебательный тип ($D < 0$). Через введенные ранее константы дискриминант характеристического уравнения определяется как

$$D = 0.25 \left(\frac{180 \cdot \left(V_i^{H10} + V_i^{M10} \right)}{0.64(V_i^M + V_i^H)} + 2 \cdot 10^{-5} \cdot V_i^{M1.546} \right)^2 - \frac{10.8 \cdot V_i^{M2}}{0.64(V_i^M + V_i^H)} - \frac{0.0036 \cdot V_i^{M1.546} \cdot \left(V_i^{H10} + V_i^{M10} \right)}{0.64(V_i^M + V_i^H)}. \quad (12)$$

В (12) $V_i^{M,H}$ – один из возможных рабочих объемов H или M . График линий уровня значений функции D приведен на рис.4.

При более детальном анализе характера переходного процесса, для простоты, предположим, что момент сопротивления на валу гидравлического мотора меняется скачком. Тогда в (11) $f(t) = \text{const} = A$. Пусть в момент начала переходного процесса $t = t_0$ начальные значения давления и скорости его нарастания в напорной линии ГП равны соответственно: $p_i(t_0) = p_0; \dot{p}_i(t_0) = v_0$.

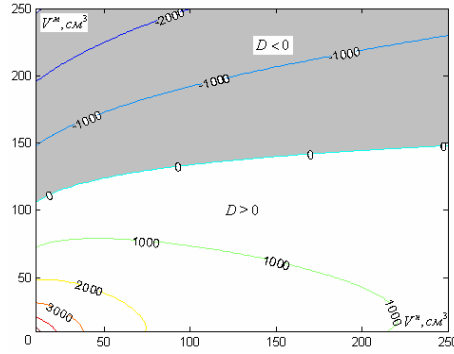

 Рис.4. Линии уровня $D(V^H, V^M)$

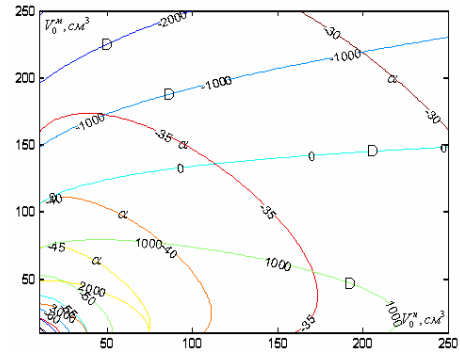
 Fig. 4. Level lines $D(V^H, V^M)$

 Рис. 5. Линии уровня $D(V^H, V^M)$ и α .

 Fig. 5. Level lines $D(V^H, V^M)$ and α .

1.1. Предположим, что в момент времени $t = t_0$ значения управляющих переменных V_i^H и V_i^M меняются так, что точка, описывающая состояние ГП в фазовом пространстве (V_i^H, V_i^M) попадает в область $D > 0$. Решая задачу Коши, находим:

$$p_H(t) = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} + \frac{A}{k_2}, \quad (13)$$

где:

$$r_{1,2} = \alpha \pm \beta; \quad \alpha = -\frac{k_1}{2}; \quad \beta = \sqrt{\frac{k_1^2}{4} - k_2}; \quad C_1 = \frac{v_0 + r_2 \left(\frac{A}{k_2} - p_0 \right)}{(r_1 - r_2) e^{r_1 t_0}};$$

$$C_2 = \frac{v_0 + r_1 \left(\frac{A}{k_2} - p_0 \right)}{(r_2 - r_1) e^{r_2 t_0}}.$$

При достаточно больших временах работы гидравлическая система должна перейти в стационарное состояние: $\lim_{t \rightarrow \infty} p_i(t) = \frac{A}{k_2} \Rightarrow r_1, r_2 < 0$. Для выбранных

нами рабочих объемов $ГМ$ и значений констант выражение (13) имеет максимум (рис. 6.а.) в момент времени t_e :

$$t_e = \frac{1}{r_2 - r_1} \ln \left(-\frac{C_1 r_1}{C_2 r_2} \right). \quad (14)$$

1.2. Рассмотрим случай работы системы при $D < 0$. Тогда для изменения давления в течение переходного процесса характерно наличие затухающих колебаний, которые описываются выражением:

$$p_n(t) = Am \cdot e^{\alpha \cdot t} \sin(\beta \cdot t + \varphi) + \frac{A}{k_2}, \quad (15)$$

где: $\alpha = -\frac{k_1}{2}$; $\beta = \sqrt{k_2 - \frac{k_1^2}{4}}$. Параметр $\alpha < 0$ отвечает за скорость

изменения амплитуды колебания с течением времени; β - частота колебательного процесса; φ - начальная фаза колебания; Am - амплитуда колебания. Постоянные величины Am ; φ находятся из начальных условий и, в общем случае, зависят от значений управляющих переменных.

$$Am = \frac{p_0 - \frac{A}{k_2}}{e^{\alpha t_0} \sin(\beta t_0 + \varphi)}; \quad \varphi = \arccotg \left(\frac{v_0}{\beta \left(p_0 - \frac{A}{k_2} \right)} - \frac{\alpha}{\beta} \right) - \beta \cdot t_0. \quad (16)$$

Выражение (15) дает гармоническое колебание с амплитудой, убывающей по закону $e^{\alpha \cdot t}$. Для рассматриваемых объемов гидравлических машин, значения α (рис. 5) в области $D < 0$ достаточно велики и существенное значение имеет пиковое значение давления только в первом максимуме (рис.6.б.).

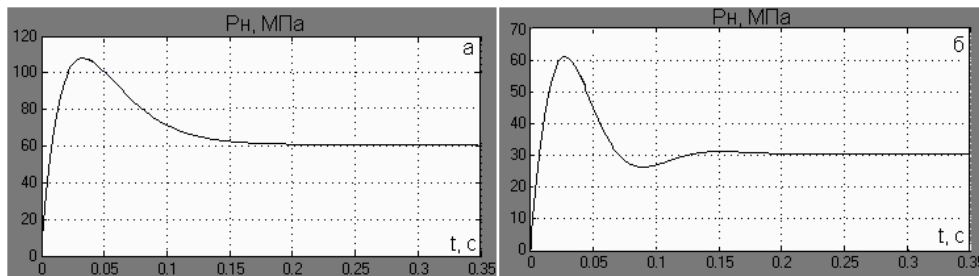


Рис. 6. Изменение давления в напорной линии $ГП$ при закрытом клапане

Fig. 6. Change of pressure in a pressure line hydraulic drives at the closed safety-valve

В качестве примера рассмотрены графики изменения давления p_n при переходном процессе в ГП с параметрами: рис. 6а - $V_0^n = 12 \text{ см}^3; V_0^m = 112 \text{ см}^3 \Rightarrow D > 0$; рис. 6б - $V_0^n = 12 \text{ см}^3; V_0^m = 224 \text{ см}^3 \Rightarrow D < 0$. Все остальные локальные экстремумы, начиная со второго, будут несущественно отличаться от значения давления при стационарном процессе. Следовательно, внешний вид изменения давления в течение переходного процесса с закрытым клапаном для случаев $D > 0$ и $D < 0$ различается незначительно и представляет собой одиночный импульс давления длительностью $T = 0.1 - 0.2 \text{ с}$ (рис. 6). Пиковое значение давления значительно превышает номинальное давление для рассматриваемой серии ГМ $\bar{p} = 35 \text{ МПа}$.

Второй и третий случаи описываются нелинейной системой дифференциальных уравнений, аналитическое решение которой представляется затруднительным. Для анализа протекания переходного процесса необходимо привлечь численный эксперимент. Численное решение реализовано в программе *MatLab*.

Во втором случае, который реализуется при малой жесткости пружины, K_l полностью открыт в течение практически всего переходного процесса. Рассмотрим, в качестве конкретного примера, переходной процесс в ГП с параметрами $V_0^n = V_0^m = 224 \text{ см}^3; c = 5 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{см}}; x_0 = 0.1 \text{ см}; x_{\max} = 0.06 \text{ см}$ (рис. 7.).

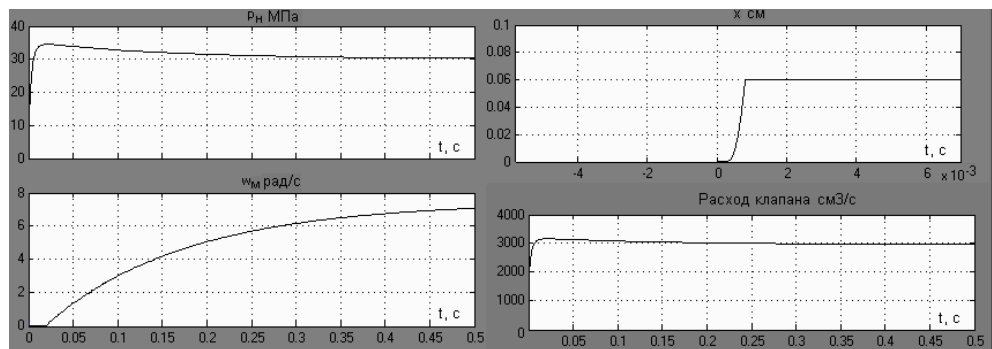


Рис. 7. Изменение давления в напорной линии, частоты вращения мотора ГП при открытом клапане

Fig. 7. Change of pressure in a pressure line, motor rotational speeds hydraulic drives at the open safety-valve

Попытка уменьшить пиковое значение давления в напорной линии p_n до номинальной величины, при помощи K_l прямого действия, приводит к резкому уменьшению частоты вращения M . Причина уменьшения частоты – большой

расход рабочей жидкости через $Kл$. При рассматриваемых параметрах, круговая частота вращения M по окончании переходного процесса достигает величины

$$\omega_m = 8 \frac{rad}{c} \text{ (при номинальном значении } \bar{\omega}_m = 100 \frac{rad}{c} \text{)}.$$

Увеличение частоты вращения насоса требует уменьшения расхода жидкости через $Kл$ и, следовательно, увеличения жесткости пружины. Постепенное увеличение жесткости пружины C и величины ее предварительного сжатия x_0 приводит к реализации *третьего типа* переходного процесса, когда смещение поршня $Kл$ является осциллирующей функцией времени.

Работа $ГП$, в котором H и M имеют те же объемы, что и в предыдущем случае, жесткость пружины увеличена до значения $c = 40 \cdot 10^3 \frac{H}{CM}$, а предварительное сжатие – до величины $x_0 = 0.15 CM$ показана на рис. 8. При этих параметрах, частота вращения M , через промежуток времени $t = 2c$, достигает почти номинального значения $\omega_m = 90 \frac{rad}{c}$, что видно из фазовой диаграммы процесса (рис. 9.).

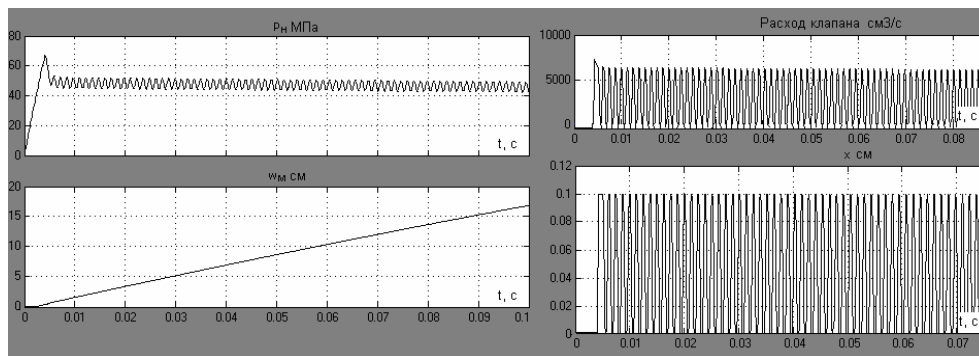
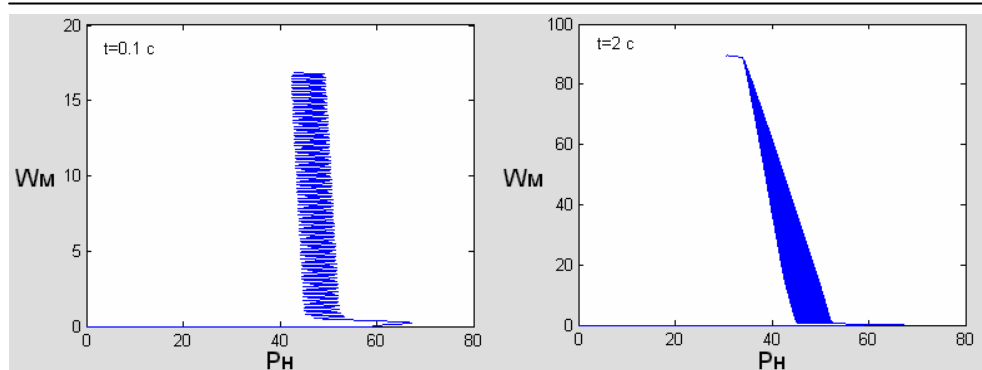


Рис. 8. Изменение давления в напорной линии, частоты вращения мотора $ГП$ и динамика поршня клапана

Fig. 8. Change of pressure in a pressure line, motor rotational speeds hydraulic drives and dynamics of the piston of the safety-valve

Пиковое значение p_n в два раза превышает номинальное значение $\bar{p}$. Дальнейшее увеличение жесткости пружины, при условии открытия $Kл$, приводит к усилению осцилляции поршня и увеличению пикового значения давления. При выполнении условия $F_{упр} > F_n$ клапан перестанет открываться и, будет реализован процесс первого типа.

Рис. 9. Фазовые диаграммы (p_n, w_m) переходного процесса при осциллирующем клапанеFig. 9. Phase glow irises (p_n, w_m) transient at the safety-valve

ВОЗМОЖНОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГП С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Во избежание лишних потерь мощности целесообразно уменьшать пиковое значение давления рабочей жидкости в напорной линии, используя дискретное регулирование объема H . Возможность воздействия на величину p_n изменением объема мотора теоретически следует из соотношений (13) и (16), из которых видно, что величины $k_2(V^n)$ и $k_1(V^n)$ входят в выражения для амплитуды давления. Принципиальная возможность регулирования p_n путем изменения объема H и методика подбора оптимальных параметров V_{opt}^n и t_{opt} для H с двумя фиксированными значениями рабочего объема, при отсутствии клапана, показана авторами в [3]. В качестве примера приведем графики зависимости $p_n(t)$ при дискретном увеличении объема H до максимального значения $V_0^n = 12 \text{ см}^3$ за: 1) один шаг (рис. 10а, пунктирная кривая); 2) два шага ($V_1^n = 9 \text{ см}^3; V_0^n = 12 \text{ см}^3; t_0 = 0.65 \text{ с}$; рис. 10а, сплошная кривая); 3) три шага ($V_1^n = 6 \text{ см}^3; V_2^n = 9 \text{ см}^3; V_0^n = 12 \text{ см}^3; t_{01} = 0.65 \text{ с}; t_{02} = 0.13 \text{ с}$; рис. 10б).

Кривые рассчитаны для объема M $V_0^M = 224 \text{ см}^3$, предполагалась реализация переходного процесса *первого типа*. Из рисунка 10б видно, что при реализации трехступенчатого дискретного регулирования объема H гидравлическая система не нуждается в клапане для ограничения величины давления, при работе в штатном режиме.

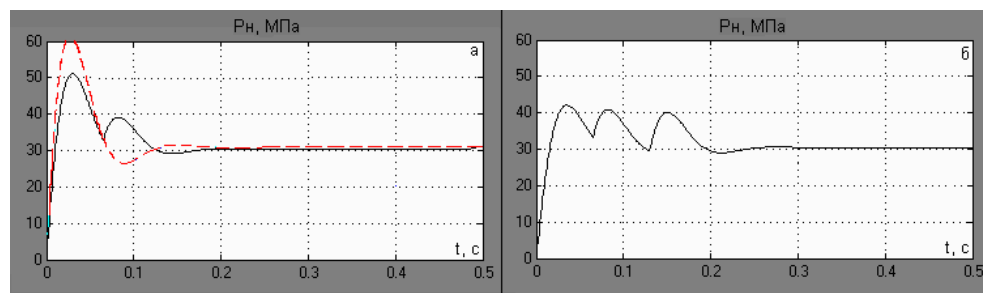


Рис. 10. Снижение пикового значения давления при переходном процессе первого типа при помощи дискретного регулирования объема H

Fig. 10. Decrease of peak value of pressure at transient of the first type by means of discrete regulation of volume pump

При реализации переходного процесса *третьего типа*, для ограничения пикового значения давления также можно использовать метод дискретного регулирования. Приведем пример дискретного двухступенчатого повышения объема H до значения $V_0^H = 224 \text{ см}^3$ с использованием клапана для ограничения давления:

$$V_1^H = 30 \text{ см}^3; V_0^H = V_0^M = 224 \text{ см}^3; t_0 = 0.075 \text{ с}; c = 40 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{см}}; x_0 = 0.15 \text{ см} \text{ (рис. 11).}$$

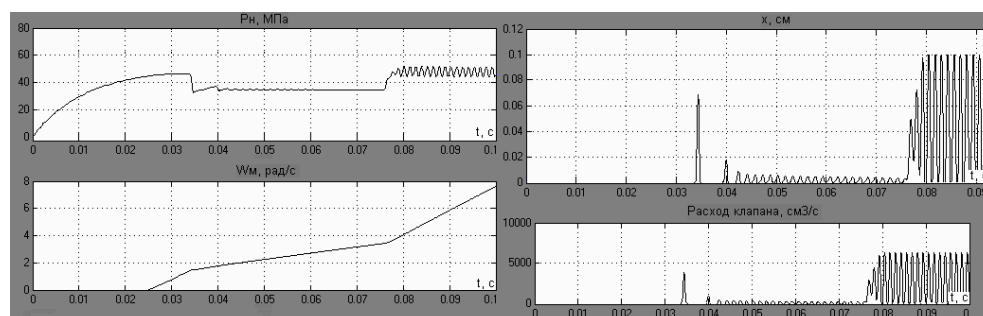


Рис. 11. Снижение пикового значения давления при переходном процессе третьего типа при помощи дискретного регулирования объема H

Fig.11. Decrease of peak value of pressure at transient of the third type by means of discrete regulation of volume pump

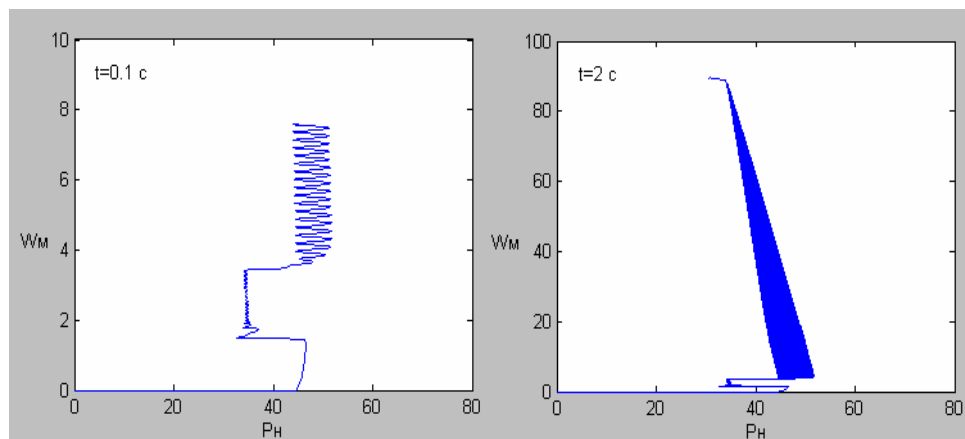


Рис. 12. Фазовые диаграммы (p_n, w_m) переходного процесса третьего типа с дискретным регулированием объема H

Fig. 12. Phase glow irises (p_n, w_m) transient of the third type with discrete regulation of volume pump

Пиковое значение давления при включении H объемом $V_0'' = 224 \text{ см}^3$ без регулирования достигает величины $p_n = 200 \text{ МПа}$. Таким образом, достигается пятикратное снижение давления в напорной линии при практически номинальной скорости вращения M в стационарном режиме (рис. 12.).

ВЫВОДЫ

В статье составлена система уравнений динамики $ГП$ с дискретно регулируемыми рабочими объемами $ГМ$, исследование которой позволило выделить три типа переходных процессов в зависимости от режима работы переливного клапана.

Рассмотрены различные виды переходных процессов в дискретно регулируемых АПГ. На основании теоретического анализа особенностей протекания этих процессов в $ГП$ с $ГМ$ 403-ей серии и результатов численных расчетов показана возможность эффективного управления параметрами переходного процесса в $ГП$ при помощи дискретного регулирования объема H и использования $Кл$ прямого действия с нулевым перекрытием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машиностроительный гидропривод /Л.А.Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н. Прокофьев и др. - М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
2. Николенко И.В., Олейниченко А.А. Разработка аксиально-поршневой гидромашины с дискретным регулированием// Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – №2 (20) - С. 97-100.
3. A. Ryzhakov, I. Nikolenko, K. Dreszer. Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment// ТЕКА Kom. Mot. Energ. Roln. – OL. PAN, 2009, vol. IX, p. 267 – 276.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем. М.: «Машиностроение», 1977, 425 с.
5. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: «Машиностроение», 1972, 320 с.
6. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод /В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, П.А. Кондаков и др. - М.: Машиностроение, 1969. – 469 с.
7. Основы теории и конструирования объемных гидropередач / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, А.М. Кондаков. – М.: Высшая школа, 1967. – 400 с.
8. Николенко И.В., Дашенко О.Ф. и др. Гидравлика, гидравлические машины, гидроприводы. – Симферополь: НАПКС, 2008, 321 с.

TRANSIENTS IN A HYDRAULIC DRIVE WITH DISCRETE MACHINE REGULATING.

Andrey Ryzhakov, Ilia Nikolenko

Summary. Various types of transients in a hydrodrive containing axial-piston hydraulic cars with the inclined block of cylinders are investigated; possibility of management in parameters of transient by discrete regulation of volume of the pump is shown.

Key words: the hydrodrive, the pump, the motor, the transient, operating variables, discrete regulation.