

УДК 681.523.4

**ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ
ГИДРОМАШИН С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ КОЛЕБАНИЙ
ГРУЗОВЫХ КАНАТОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА С
ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ**

А.Н. Рыжаков, канд. физ.- мат. наук, доцент;

И.В. Николенко, д-р техн. наук, профессор;

М.Л. Черная, студент;

А.Г. Опанасюк, студент;

*Национальная академия природоохранного и курортного строительства,
г. Симферополь*

Розроблена математична модель гідравлічного привода механізму піднімання на основі аксіально-поршневих гідромашин з дискретним регулюванням робочих параметрів з урахуванням динамічних процесів коливального характеру в підіймальному канаті. Наведені результати чисельних розрахунків динаміки зміни величин основних параметрів гідропривода в процесі піднімання вантажу. Визначена величина коефіцієнта динамічності зовнішніх навантажень.

Ключові слова: *гідравлічний привід, аксіально-поршневі гідромашини, дискретне регулювання, математична модель, коливання, сталеві канати.*

Разработана математическая модель гидравлического привода механизма подъема на основе аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием рабочих параметров с учетом динамических процессов колебательного характера в подъемном канате. Приведены результаты численных расчетов динамики изменения величин основных параметров гидропривода в процессе подъема груза. Определена величина коэффициента динамичности внешних нагрузок.

Ключевые слова: *гидравлический привод, аксиально-поршневые гидромашины, дискретное регулирование, математическая модель, колебания, стальные канаты.*

ВВЕДЕНИЕ

Современные мобильные грузоподъемные машины широко используют гидравлические приводы в виду целого ряда преимуществ по сравнению с приводами других типов. Применение в гидравлических приводах аксиально-поршневых гидромашин с дискретным машинным регулированием позволяет существенно расширить диапазон регулирования при незначительном повышении стоимости привода, обеспечивает легкость в управлении, простоту в эксплуатации, обслуживании и ремонте.

Передача тягового усилия с гидравлического привода на груз осуществляется при помощи подъемных канатов. Упругость передаточного звена способствует возбуждению в нем колебательных переходных процессов при изменении режима работы механизма подъема. Динамические нагрузки в грузонесущих канатах возникают при отрыве груза и изменении его скорости. Во время переходного процесса,

внешние нагрузки, действующие со стороны подъемного каната на гидравлическую систему, могут значительно отличаться от стационарных значений и влиять на работу гидропривода.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Математическому описанию динамики гидроприводов посвящено большое количество работ [1-4]. Пренебрегая волновыми процессами в достаточно коротких трубопроводах гидропривода мобильного крана (рис. 1), предполагая постоянство плотности ρ и вязкости μ рабочей жидкости и отсутствие деформаций трубопроводов, основные уравнения неразрывности потока (1) и моментов (2) на оси вала гидромотора можно записать в виде

$$Q_n - C_{nn} p_n - \frac{V^n}{E_a} \frac{dp_n}{dt} - Q_{кл} - Q_{др} = Q_m + C_{mn} p_n + \frac{V^m}{E_a} \frac{dp_n}{dt}, \quad (1)$$

$$W^m p_n \eta_m \eta_z - M_c - \beta \omega_m = J \frac{d\omega_m}{dt}. \quad (2)$$

В выражениях (1), (2) Q_n , Q_m , $Q_{кл}$, $Q_{др}$ – подача рабочей жидкости насосом H (рис. 1) и расход ее в моторе M , переливном клапане $Кл$ и дросселе $Др$ соответственно; p_n – давление рабочей жидкости в напорной полости гидросистемы; V^n , V^m – объемы насоса и гидромотора; E_a – модуль объемного сжатия рабочей жидкости; M_c , ω_m – момент внешних сил на оси и частота вращения гидромотора.

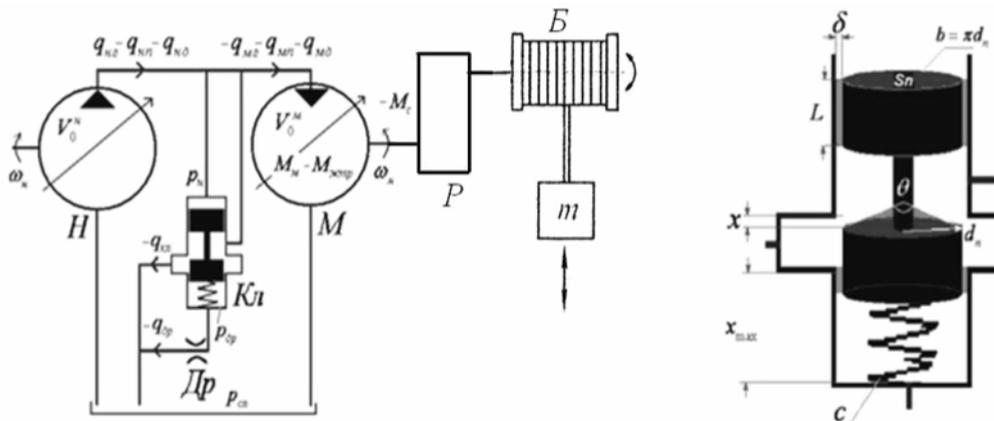


Рисунок 1 - Принципиальная схема гидропривода подъемного устройства

Движение запорно-регулирующего элемента переливного клапана рассмотрено в [4] и задается дифференциальным уравнением (3):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = (p_n - p_{демп}) S_n - (x + x_0) c - F_z - F_{стр} \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) - F_{жстр}, \quad (3)$$

где x – координата запорно-регулирующего элемента переливного клапана; $p_{демп}$ – давление в демпфирующей полости переливного клапана; c – жесткость пружины запорно-регулирующего элемента; S_n – площадь поверхности поршня; F_z , $F_{стр}$; $F_{жстр}$ – гидродинамическая сила,

силы сухого и жидкостного трения, действующие на запорно-регулирующий элемент соответственно.

Уравнения расхода в камере управления переливного клапана и расхода рабочей жидкости через дроссель имеют вид (4):

$$\begin{aligned}
 Q_{кл} &= \pi \mu_{ок} d_n \sin \frac{\theta}{2} \sqrt{\frac{2p_n}{\rho}} \cdot x; \\
 S_{кл} \frac{dx}{dt} &= Q_{др} + \frac{V_{др}}{E_a} \frac{dp_{демпн}}{dt}; \\
 Q_{др} &= \mu_{др} S_{др} \sqrt{\frac{2p_{демпн}}{\rho}}.
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

В научной литературе [5-7], посвященной вопросам описания динамических процессов в подъемных канатах, можно выделить три основных подхода к построению их математической модели. Инженерный подход [5] основан на анализе дифференциальных уравнений движения сосредоточенных масс механической системы, объединенных упругими связями. Подход [6] основан на решении дифференциального уравнения, описывающего распространение продольной волны в сплошном стержне, моделирующем канат подъемного устройства. Третий подход [7] рассматривает канат как сложную инженерную систему, которая состоит из свитых определенным образом отдельных прядей; в свою очередь, каждая из прядей свивается из отдельных стальных нитей.

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью работы являлась разработка математической модели гидравлического привода механизма подъема на основе аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием рабочих параметров, с учетом динамических процессов колебательного характера в подъемном канате. Использование модели позволит детально исследовать взаимосвязанные переходные процессы в гидравлической и механической частях подъемного устройства, сформулировать рекомендации по улучшению его работы в плане обоснованного использования резервов прочности и мощности.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ПОДЪЕМНОГО КАНАТА

Математическая модель (1)-(4) гидравлического привода на основе аксиально-поршневых гидравлических машин 403 серии с наклонным блоком цилиндров, которые работают как в режиме насоса, так и в режиме мотора, предложена в работах [1, 8]. В этой модели момент внешних сил, который передается на барабан подъемного устройства силой натяжения каната, считался постоянной величиной.

Моделирование динамических процессов в канате выполнимо в рамках инженерного подхода, поскольку характерное время переходного процесса в гидроприводе, по данным [1], на два порядка превышает время $t = 0,01$ с прохождения продольной волной длины каната строительного крана. С учетом этих данных при моделировании процесса колебаний каната можно отказаться от прямого решения волнового уравнения.

При подъеме груза массой M на него действуют сила тяжести Mg , сила натяжения каната k и сила внутреннего трения, пропорциональная скорости изменения растяжения каната. На начальном этапе груз

поднимается с ускорением, которое приводит к появлению силы инерции $F_u = M \cdot a_u$, которая вызывает дополнительное растяжение каната. Учитывая направления действия сил и пренебрегая массой каната, по сравнению с массой груза, запишем второй закон Ньютона в виде дифференциального уравнения (5):

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = g - \frac{k}{M} y - 2 \cdot \delta \cdot \frac{dy}{dt} + a_u. \quad (5)$$

В (5) $2 \cdot \delta = \tau_{mp} \cdot \omega_0^2$; $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}}$. При отсутствии прямых экспериментальных данных для расчета стальных канатов можно принять, что $\tau_{mp} = 0,01$ с.

Жесткость можно определить по формуле продольной жесткости стержня $k = E_d \cdot S / L$, где E_d - динамический модуль упругости, S - площадь поперечного сечения каната. При моделировании процесса подъема груза длина каната L является функцией времени: $L = L(t)$.

Динамический модуль упругости определяется по формуле $E_d = \frac{\rho_L}{S} \cdot a^2$, где a - скорость продольной волны, а ρ_L - линейная плотность каната.

Величина ускорения подъема груза a_u зависит от закона изменения частоты вращения мотора $\omega(t)$. Зависимость частоты вращения мотора от времени можно определить, используя программу для численного расчета [8]. Если зависимость $\omega(t)$ известна, то a_u находится как тангенциальное ускорение точек, которые находятся на круге барабана подъемного устройства:

$$a_u = \frac{dv}{dt} = \frac{D_{\text{бл}}}{2} \cdot \frac{d\omega_m}{dt}. \quad (6)$$

Решая дифференциальное уравнение (5), находим зависимость изменения длины каната $y(t)$ от времени. Сила натяжения каната будет равняться $k \cdot y$, а момент внешней загрузки M_c , приведенный к валу гидромотора, можно определить как

$$M_c = k \cdot y \cdot n \cdot D_{\text{бл}} / 2. \quad (7)$$

Подставляя величину M_c в уравнение моментов (2), решаем систему уравнений модели (1) - (4) и находим временные зависимости $p_n(t)$ и $\omega_m(t)$, которые описывают переходный процесс в гидравлической системе подъемного устройства.

Нахождение перечисленных параметров проведем для конкретного подъемного устройства. Рассмотрим математическую модель механизма подъема гидравлического подъемного устройства, грузоподъемностью $Q_{\text{max}} = 40$ кН, высотой подъема $h = 20$ м, давлением в гидравлической системе $p_n = 30$ МПа и скоростью подъема $v = 0,5$ м/с.

Для заданных параметров, по методике [9], определяем следующие величины. Для подъема груза используем стальной канат диаметром

$d_k = 21 \text{ мм}$ типа ЛК – $36 \times 25(1 + 6; 6 + 12) + 10.c$. Расчетный предел прочности проволоки $\sigma = 170 \text{ кг/мм}^2$; линейная плотность $\rho_L = 1,59 \text{ кг/м}$. Диаметр барабана $D_b = 0,530 \text{ м}$. Объем гидромотора $q = 56 \text{ см}^3$, при числе редуктора $i = 45,768$. По найденным данным определяем насос объемом $V_n = 28 \text{ см}^3$.

С учетом проведенных вычислений определим динамический модуль упругости $E_d = \frac{\rho_L}{S} \cdot a^2 = \frac{4 \cdot 1,59}{\pi \cdot 0,021^2} \cdot (4948)^2 = 1,124 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и жесткость

$$\text{каната } k = E_d \cdot S / L = \frac{1,124 \cdot 10^{11} \cdot 3,464 \cdot 10^{-4}}{20} = 1,946 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}^2.$$

ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

В программу [8] был добавлен специальный блок, в котором численным методом определяется величина момента внешних сил на валу гидромотора с учетом изменения длины каната в процессе подъема. Необходимые для этого расчета значения ω_m вычисляются программой [8].

Структурно-логическая схема блока приведена на рис. 2. Входной переменной блока является значение частоты вращения вала гидромотора (1). Блок состоит из двух основных частей (2) и (3). В части (2) задаются исходные значения и вычисляются константы, входящие в уравнение (5). Константы из (2) поступают на вход (3), и по их значениям находят исходную величину второй производной по величине растяжения каната в данный момент времени. Эта величина поступает на вход интеграторов (6). На выходе получаем значение переменной y , которое используется для нахождения зависящей от времени жесткости каната, уточнения значения его длины и определения значения момента внешних сил. Момент внешних сил (8) является выходной переменной блока.

Программа [8] может моделировать переходные и стационарные процессы в гидроприводе в двух режимах: учитывая динамические явления в канате подъемного устройства и без их учета. Для этого в блоке предусмотрен автоматический переключатель режима работы (5), положение которого управляется значением константы (4), задаваемым пользователем программы.

Приведем результаты численных расчетов относительно работы описанного выше гидравлического подъемного устройства. На рис. 3 приводятся результаты расчета изменения величины давления $p(t)$ на начальном этапе подъема груза. Второй график (рис. 3) в увеличенном виде иллюстрирует влияние колебаний каната на давление в напорной линии гидропривода. Кривая 1 соответствует постоянному моменту внешних сил на валу гидромотора $M_c = const$. Кривая 2 описывает изменение M_c со временем в соответствии с решением дифференциального уравнения (5). Кривые 3 и 4 иллюстрируют гипотетический рост давления, который наблюдался бы в гидросистеме при отсутствии клапана (4 – при постоянном моменте внешних сил, 3 – модель каната (5)). Длинноволновые колебания на кривых 2, 3 вызваны колебаниями системы груз – подъемный канат, которые прекращаются приблизительно через $\Delta t = 1,5 \text{ с}$ после начала подъема.

С течением времени величина давления в напорной линии гидропривода стремится к стационарному значению, которое можно

$$\omega_m = 2\pi \cdot n_m = 2\pi \cdot 13,751 = 86,4 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad \text{и} \quad Q_m = q \cdot n_m = 46,202 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 770,04 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}.$$

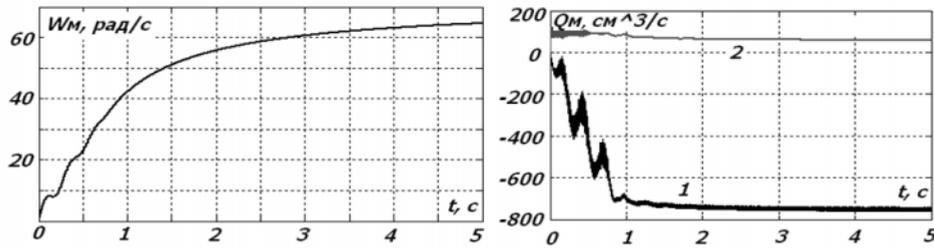


Рисунок 4 - Круговая частота и потребление рабочей жидкости гидромотором на начальном этапе подъема

На рис. 5 представлены зависимости $M_c(t)$, приложенного к барабану подъемного устройства, и $L(t)$. Кривая 1 построена при отключенном, а кривая 2 – при работающем клапане. По мере затухания колебаний в канате момент внешних сил стремится к величине $M \cdot g \cdot D_{\text{бл}} / 2 \cdot i \approx 231 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Скорость движения груза можно найти по кривой 2 (рис. 5). Рассматривая промежуток времени $\Delta t = 5 \text{ с} - 4 \text{ с}$, найдем $\Delta L = 0,43 \text{ м} \Rightarrow v = 0,43 \text{ м/с}$. Коэффициент динамичности нагрузки, оцененный по первому пиковому значению момента внешних сил, составляет величину $\psi = \frac{M_{c_max}}{M_{c_стат}} = \frac{441}{213} \approx 2,07$. Это значение близко к величине оценки коэффициента динамичности в работе [10]: $\psi_M = 1 + v / \sqrt{M \cdot g^2 / k} = 1,97$.

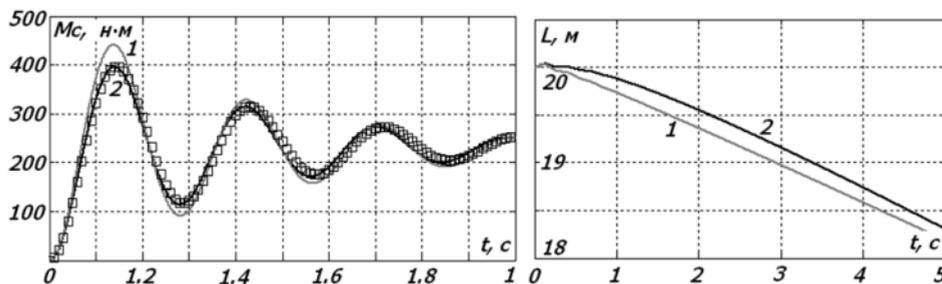


Рисунок 5 - Динамика момента внешней нагрузки и длины каната на начальном этапе подъема

Результаты численного расчета (кривая 2, рис. 5) сравнивали с результатами аналитического расчета (маркеры, рис. 5) по методу неопределенных коэффициентов. Частоту вращения вала гидромотора задавали путем аппроксимации кривой $\omega_m(t)$ (рис. 4) линейной зависимостью на временном промежутке $0 \leq t \leq 1 \text{ с}$: $\omega_m = \frac{43}{i} \cdot t$.

Из данных численного расчета следует, что величина пикового значения давления практически не зависит от длины каната и определяется только

параметрами гидропривода. По мере увеличения длины каната растет амплитуда и уменьшается частота колебаний каната и соответствующих изменений давления рабочей жидкости (рис. 6). Коэффициент динамичности по давлению составляет величину 6,5, что более чем в три раза превышает аналогичное значение по нагрузке.

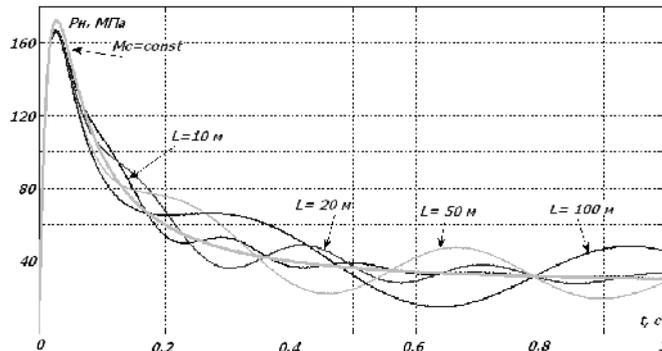


Рисунок 6 - Давление в напорной линии при разных длинах каната (без Кл)

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА

Изменением во времени рабочих объемов насоса и гидромотора можно влиять на характер протекания переходного процесса, уменьшая пульсации давления и расход рабочей жидкости через переливной клапан.

В пакете имитационного моделирования *Simulink 7* предусмотрена возможность реализации метода динамической оптимизации с использованием специального модуля *Signal Constraint* (рис. 7), который автоматически настраивает параметры системы, основываясь на определенных пользователем ограничениях. Для реализации этого метода в блок управления рабочими объемами были встроены специальные переменные, изменением значений которых может управлять *Signal Constraint*. Изменения значений переменных (3) блока (2) приводит к изменению величины задержек импульсов (4), управляющего автоматическими переключателями (5). Таким образом, можно изменять временные характеристики сигналов, которые формируют универсальные генераторы (1).

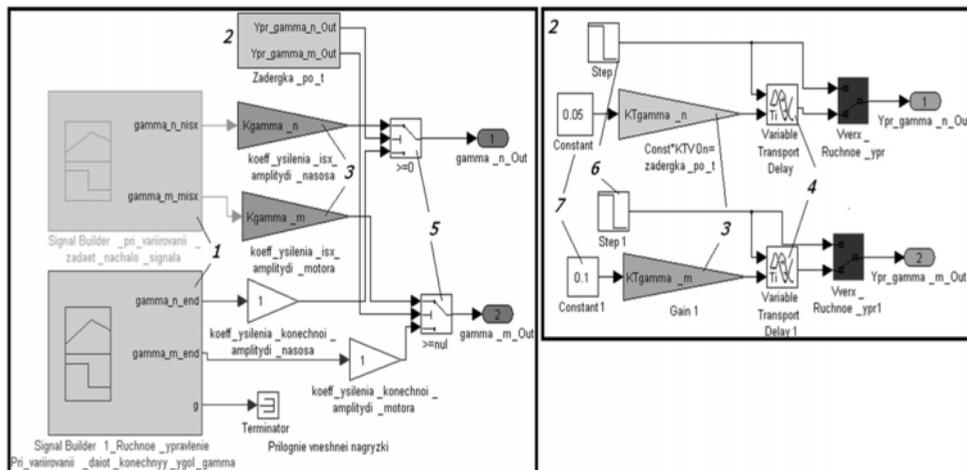


Рисунок 7 - Блок управления рабочими объемами насоса и гидромотора

Аналогичным образом варьируются амплитудные параметры. В итоге изображенный на схеме блок позволяет с помощью модуля *Signal Constraint* получать изменение во времени и абсолютной величине величин рабочих объемов гидромашин. Перебирая различные значения переменных параметров, блок *Signal Constraint* находит их оптимальное сочетание.

На рис. 8 приведены результаты оптимизации величины давления в напорной линии гидропривода модулем *Signal Constraint*. Найдены оптимальные значения четырех управляющих переменных, что позволило определить величины рабочих объемов гидромашин как ступенчатые функции времени (рис. 9).

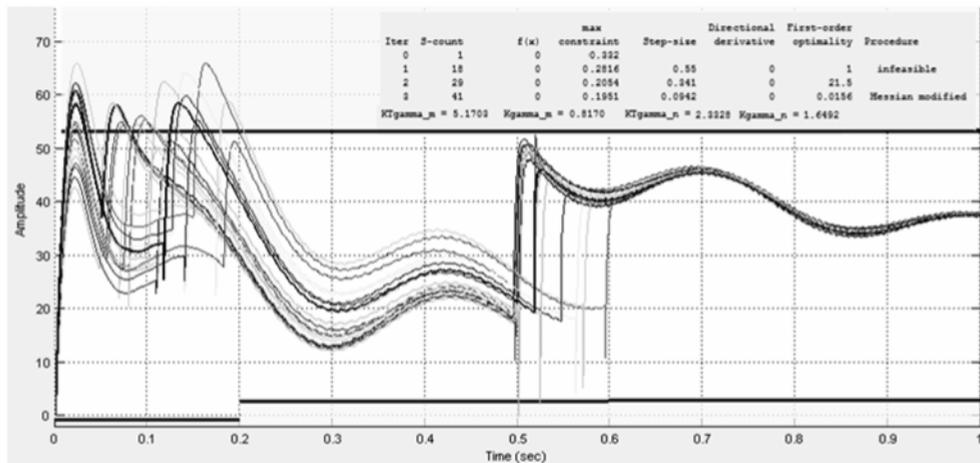


Рисунок 8 - Отчет приложения *Signal Constraint* по результатам оптимизации величины давления в напорной линии гидропривода

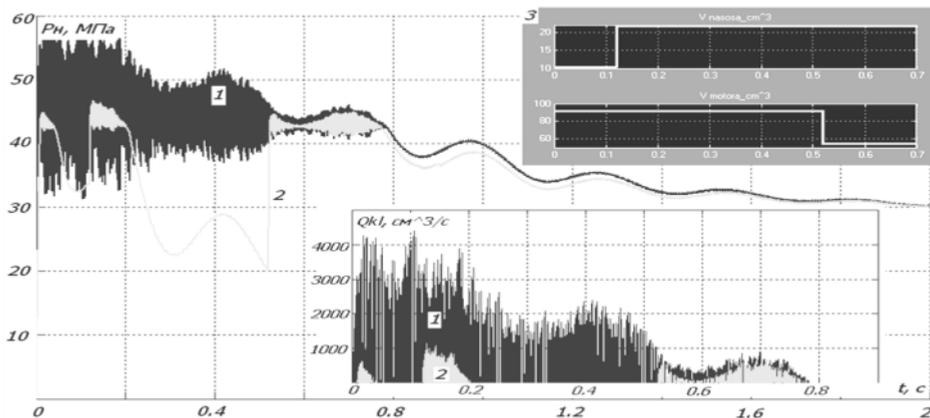


Рисунок 9 - Результаты оптимизации параметров гидропривода

На верхнем рисунке показаны оптимальные изменения во времени рабочих объемов гидромашин, найденные с использованием модуля *Signal Constraint*.

На нижних рисунках приведены графики изменения давления в напорной линии гидропривода и расхода рабочей жидкости через переливной клапан при обычном включении гидравлической системы (1) и при изменении рабочих объемов по найденному оптимальному варианту

(2). Второй вариант обеспечивает гораздо меньший расход рабочей жидкости и меньшее время работы переливного клапана, что положительно сказывается на к.п.д. системы, повышении срока ее службы и надежности.

ВЫВОДЫ

Разработана математическая модель подъемного устройства с гидравлическим приводом механизма подъема на основе аксиально-поршневых гидромашин, с дискретным регулированием рабочего объема, которая учитывает взаимодействие системы груз – канат и гидропривода.

На базе разработанной математической модели в пакете блочного имитационного моделирования *Simulink 7* создана программа и проведен ряд численных расчетов временных зависимостей основных параметров, описывающих переходные и стационарные процессы в гидравлическом подъемном устройстве.

Сопоставлены результаты численного и аналитического расчетов для случая подъема груза с постоянным ускорением.

Для моделируемого устройства получены значения коэффициентов динамичности по нагрузке и давлению.

SUMMARY

IMPACT ON THE WORKING PROCESS OF AXIAL-PISTON HYDRAULIC UNITS WITH DISCRETE REGULATION OF CARGO ROPE LIFTING GEAR WITH HYDRAULIC DRIVE

*A.N. Ryzhakov, I.V. Nikolenko, M.L. Chorna, A.G. Opanasyuk,
Sumy State University, Sumy*

A mathematical model of the hydraulic drive of lifting mechanism on the basis of variable axial-piston hydraulic units with discrete control of operating parameters with the dynamic processes of the oscillatory character in a lifting rope is under consideration in the article. The results of numerical calculations of the dynamics of basic parameters of a hydraulic drive in the process of lifting of loads are given. The value of the coefficient of dynamic external loads is defined.

Key words: *hydraulic drive, axial-piston hydraulic machines, discrete control, mathematical model, fluctuations, steel ropes.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ryzhakov A. Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment / A. Ryzhakov, I. Nikolenko, K. Dreszer // ТЕКА Ком. Mot. Energ. Roln. – OL. PAN, 2009. -Vol. IX. - P. 267 – 276.
2. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1969. – 196 с.
3. Кулагин А.В. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А. – М.: Высшая школа, 1967. – 400 с.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
5. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко. – К.: Выща школа, 1975. – 520 с.
6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Надра, 1967. – 444 с.
7. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Киев: Техника, 1966. – 327 с.
8. Николенко И.В. Оптимизация значений параметров и управляющих переменных в математической модели гидропривода с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов / И.В. Николенко, А.Н. Рыжаков//Вестн. Сев. НТУ. Вып. 110: Механика, энергетика, экология: сб. науч. ст. – Севастополь. – Из-во Сев. НТУ, 2010 г.
9. Гидравлический привод строительных и дорожных машин: методические указания для выполнения курсовой работы по гидравлике и гидропневмоприводу / СПб. Гос. архит. строит. ун-т; сост.: С.Б. Волжский, А.В. Зазыкин. – СПб., 2005. – 26 с.
10. Шеффлер М. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт. – Москва: Машиностроение, 1980. – 255 с.

Поступила в редакцию 6 мая 2011 г.