

Гірничі та піднімально-транспортні машини

УДК 681.523.4

И. В. Николенко, д. т. н., проф.;
А. Н. Рыжаков, к. ф.-м. н., доцент (НАПКС, Симферополь)

**ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГРУЗОНЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТАХ
НА ХАРАКТЕР ПРОТЕКАНИЯ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА
В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА**

АНОТАЦІЯ. Розроблена математична модель гідравлічного приводу механізму підйому на основі аксіально-поршневих гідромашин з дискретним регулюванням робочих параметрів з урахуванням динамічних процесів коливального характеру в підйомному канаті. Приведені результати чисельних розрахунків динаміки зміни величин основних параметрів гідроприводу в процесі підйому вантажу. Визначена величина коефіцієнта динамічності зовнішніх навантажень.

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

АННОТАЦИЯ. 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: аксиально-поршневые гидромашины, дискретное регулирование, математическая модель, колебания, стальные канаты.

SUMMARY. The mathematical model of hydraulic jeck is worked out on the basis of axialpiston hydromachines with the discrete adjusting of operating parameters taking into account the dynamic processes of a shake character in a lifting rope. Results over of numeral calculations of dynamics of change of sizes of basic parameters of hydro drives are brought in the process of getting up of load. The size of coefficient of dynamic quality of the external loading is certain.

Key words: axial piston hydromachines, discrete adjusting, mathematical model, vibrations, steel ropes.

Введение

Современные мобильные грузо-подъемные машины широко используют гидравлические приводы в виду 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.

С другой стороны, возможность дискретного регулирования рабочих объемов насоса и гидромотора позволяет влиять на характер протекания переходных процессов в гидравлической системе [1], уменьшая негативное воздействие колебательных процессов в подъемных канатах.

Цель и задача исследования – 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 части механизма подъема, сформулировать рекомендации по улучшению его работы в плане обоснованного использования резервов прочности и мощности.

Изложение основного материала

Математическая модель гидравлического привода на основе аксиально-поршневых гидравлических машин серии 403 с наклонным блоком цилиндров, работающих как в режиме насоса, так и в режиме мотора, предложена в работах [2,3]. Величина давления в напорной линии гидропривода контролируется переливным клапаном прямого действия с нулевым перекрытием, в состав которого конструктивно входит дроссель. Величина внешней нагрузки, в рамках модели [2,3], предполагалась постоянной величиной и учитывалась в уравнении моментов:

$$W_0^M p_n \eta_m \eta_z - M_c - \beta \omega_m = J \frac{d\omega_m}{dt}, \quad (1)$$

где первое слагаемое в (1) задает момент на валу гидромотора; M_c - момент внешних сил; $\beta \omega_m$ - момент жидкостного трения. Момент внешних сил передается на барабан подъемного устройства силой натяжения каната.

В рамках инженерного подхода представляем подъемный канат как стержень, наделенный продольной жесткостью каната k . Напряжения в канате предполагаются равномерно распределенными по его поперечному сечению. Характерное время переходного процесса $t = 1с$ в гидроприводе (по данным [3]), на два порядка превышает время $t = 0.01с$ прохождения продольной волны длины каната. С учетом этих данных (при моделировании процесса колебаний каната), можно отказаться от прямого решения волнового уравнения. Будем полагать, что растяжение каната y не зависит от пространственной координаты.

При подъеме груза массой M на него действуют: сила тяжести Mg , сила натяжения каната $k \cdot y$ и сила внутреннего трения, пропорциональная скорости изменения растяжения каната. На начальном этапе груз поднимается с ускорением, что приводит к появлению силы инерции $F_u = M \cdot a_u$, вызывающей дополнительное растяжение каната. Учитывая направления действия сил и пренебрегая массой каната, по сравнению с массой груза, запишем второй закон Ньютона в виде дифференциального уравнения:

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

Коэффициент затухания выразим через постоянную времени внутреннего трения τ_{mp} и угловую частоту незатухающих колебаний

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad \text{по формуле}$$

$2 \cdot \delta = \tau_{mp} \cdot \omega_0^2$ [4]. При отсутствии прямых экспериментальных данных, для расчета стальных канатов можно принять, что $\tau_{mp} = 0.01с$.

В качестве примера рассмотрим математическую модель гидравлического привода механизма подъема грузоподъемностью $Q_{\max} = 12.5кН$, высотой подъема $h = 20м$, скоростью подъема $v = 0.5м/с$ и давлением в гидравлической системе $p_n = 20МПа$.

Жесткость каната определялась по формуле продольной жесткости стержня $k = E_d \cdot S / L$, где E_d - динамический модуль упругости. При численных расчетах учитывалось изменение длины каната с течением времени: $L = L(t)$. Для определения величины E_d использовались данные работы [5], согласно которым скорость распространения продольной волны a в спиральных канатах с внутренней структурой (1+6, 6+12) составляет $a = 4948м/с$. Тогда величину E_d находим как:

$$E_d = \frac{\rho L}{S} \cdot a^2. \quad (3)$$

В выражении (3) ρ_L - линейная плотность каната.

Из условия прочности, по разрывному усилию каната $S_p = K \cdot Q_{\max}$ (где $K = 5.5$ - коэффициент запаса прочности при среднем режиме работы), определим его геометрические параметры, площадь поперечного сечения S и ρ_L [6]. Для рассмотренного механизма подъема выбран канат марки ЛК-36×25(1+6;6+12)+10.c., маркировочной группы 180, диаметром $d_k = 11.5 \text{ мм}$, площадью сечения $S = \pi \cdot d_k^2 / 4$ и линейной плотностью $\rho_L = 0.46 \text{ кг/м}$.

Величина ускорения подъема груза a_u зависит от закона изменения частоты вращения мотора $\omega_m(t)$. Зависимость частоты вращения мотора от времени определена по программе для численного расчета [2]. Если зависимость $\omega_m(t)$ известна, то a_u находится как тангенциальное ускорение точек, находящихся на окружности барабана подъемного устройства

$$a_u = \frac{dv}{dt} = \frac{D_{\text{бл}}}{2} \cdot \frac{d\omega_m}{dt}. \quad (4)$$

Решая дифференциальное уравнение (2), находим зависимость изменения длины каната $y(t)$ от времени. Сила натяжения каната будет равна $k \cdot y$, а момент внешней нагрузки M_c (приведенный к валу гидромотора), определим как:

$$M_c = k \cdot y \cdot n \cdot D_{\text{бл}} / 2. \quad (5)$$

Подставляя величину M_c в уравнение моментов (1), решаем систему уравнений модели [2,3] и находим временные зависимости $p_n(t)$ и $\omega_m(t)$, которые описывают переходной процесс в гидравлической системе подъемного устройства.

В серии 403 регулируемых аксиально-поршневых гидравлических машин с наклонным блоком цилиндров предусмотрены максимальные рабочие объемы $V = 12; 28; 56; 112; 224 \text{ см}^3$. Угол наклона оси блока цилиндров к оси поршне-

вого блока γ может меняться в пределах $\gamma = 7...25^\circ$, что приводит к изменению рабочего объема в соответствии с зависимостью [7]:

$$V = S_n \cdot z \cdot D_n \cdot \sin \gamma, \quad (6)$$

где S_n - площадь поверхности поршня; z - число поршней; D_n - диаметр поршневого блока.

Гидравлические машины 403 серии обратимы, поэтому могут использоваться как насос, и в качестве мотора. Каждая из них может иметь до трех фиксированных углов наклона γ .

Для компоновки гидропривода выбирались гидравлические машины, параметры которых удовлетворяли следующим условиям:

- по объему гидравлического мотора $V_m > \pi \cdot Q_{\max} \cdot D_{\text{бл}} / 0.95 \cdot p_n \cdot n$,

где n - передаточное число редуктора между мотором и блоком подъемного устройства, обеспечивает необходимый максимальный крутящий момент гидромотора;

- частота вращения мотора $\omega_{\min} \leq \omega_m \leq 2 \cdot v \cdot n / D_{\text{бл}} \leq \omega_{\max}$, выполняет условие по заданной скорости подъема груза.

Насос выбирается по требуемому давлению в гидравлической системе и максимальному расходу жидкости $Q \geq V \cdot \omega / 2 \cdot \pi \cdot 0.9$. При $n = 10$ и $Q_{\text{нагр}} = 1170 \text{ кг}$ всем вышеперечисленным условиям удовлетворяют рабочие объемы гидромашин

$$V_{m_max} = 12 \text{ см}^3 (\gamma_{\max} = 25^\circ; \gamma = 17^\circ);$$

$$V = 56 \text{ см}^3.$$

Аналитическое решение

При известной зависимости $\omega_m(t)$, дифференциальное уравнение (2) можно решить аналитически, используя метод вариации произвольных постоянных. При нулевых начальных условиях на начальное изменение длины каната и его скорость, пренебрегая (при исследовании переходных процессов) зависимостью длины каната от времени, можно записать формулы

(7), которые можно использовать для предварительной, качественной оценки характера переходного процесса в подъемном канате. Для получения точной зависимости $\omega_m(t)$ необходимо численное решение уравнения (1) совместно с системой нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих работу гидропривода [2, 3].

$$y = e^{-\frac{\tau_{mp} \cdot \omega_0^2}{2} \cdot t} \cdot (C_1(t) \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2(t) \cdot \sin(\beta \cdot t));$$

$$C_1(t) = \frac{1}{\beta} \cdot \int e^{\frac{\tau_{mp} \cdot \omega_0^2}{2} \cdot t} \cdot f(t) \cdot \sin(\beta \cdot t) dt;$$

$$C_2(t) = \frac{1}{\beta} \cdot \int e^{\frac{\tau_{mp} \cdot \omega_0^2}{2} \cdot t} \cdot f(t) \cdot \cos(\beta \cdot t) dt;$$

$$f(t) = g + \frac{D_{bp}}{2} \cdot \frac{d\omega_m}{dt}; \quad \beta = \sqrt{\frac{k}{M} - \left(\frac{\tau_{mp} \cdot \omega_0^2}{2}\right)^2}.$$

Численный эксперимент

Программа для численного счета реализована в пакете блочного имитационного моделирования *SIMULINK_7*. В программе предусмотрены блоки моделирования работы насоса, мотора и переливного клапана, управления внешней нагрузкой, блоки – интеграторы, регистрирующие устройства. Программа рассчитана на вывод данных решения как в размерной, так и в безразмерной формах. Программа учитывает неравномерность подачи и расхода рабочей жидкости, связанную с конструктивными особенностями работы насоса и мотора и зависимость модуля объемного сжатия рабочей жидкости от давления в напорной линии и наличия в ней воздушной фазы. Предусмотрена возможность динамической оптимизации параметров математической модели с целью улучшения характеристик переходного процесса. При реализации численного счета использовался решатель *ode3* (*Bogacki – Shampine*) с фиксированным шагом по времени $\Delta t = 0.0001$ с.

Приведем результаты численных расчетов относительно работы описанного выше механизма подъема с гидравлическим приводом.

На рис. 1 приводятся результаты расчета изменения величины давления $p_n(t)$ на начальном этапе подъема груза.

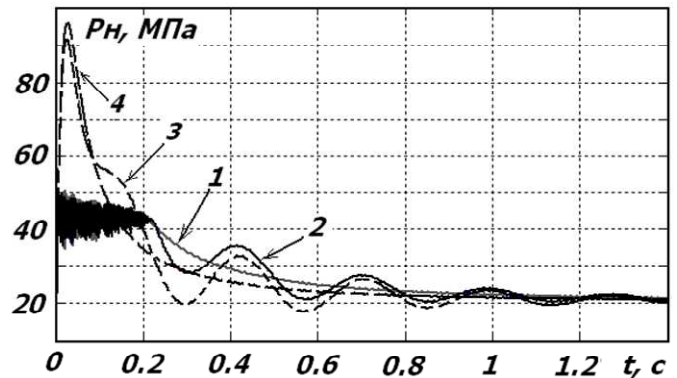


Рис.1. Зависимость $p_n(t)$ на начальном этапе подъема

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 (1). 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 (1)).

Длинноволновые колебания на кривых 2, 3 вызваны колебаниями системы груз – подъемный канат, которые прекращаются приблизительно через $\Delta t = 1.5$ с после начала подъема. Высокочастотные колебания (кривые 1, 2) на начальном этапе подъема ($t = 0 \div 0.25$ с) соответствуют работе переливного клапана, ограничивающего рост давления в напорной линии гидропривода. С течением времени, величина давления в напорной линии гидропривода стремится к стационарному значению, которое можно оценить по формуле

$$p = \frac{\pi \cdot Q_{нагр} \cdot D_{бл}}{0.95 \cdot n \cdot V_m} = 19.86 \text{ МПа}, \text{ что хорошо}$$

соответствует результатам динамического расчета. Максимум кривой 3 расположен ниже, чем на кривой 4, что объясняется демпфирующими свойствами упругого каната, который передает ступенчатую на-

грузку от груза на вал гидромотора за конечное время.

На рис. 2 представлены временные зависимости круговой частоты $\omega_m(t)$ вращения гидромотора и расхода рабочей жидкости ($-Q_m$) на обеспечение его работы (кривая 1 на внутреннем графике); кривая 2 показывает величину утечек в гидромоторе.

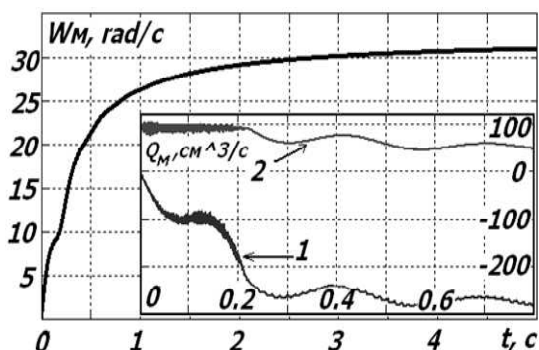


Рис. 2. Круговая частота и потребление рабочей жидкости гидромотором на начальном этапе подъема

Из рис. 2 следует, что на стационарном этапе работы гидропривода, круговая частота вращения гидромотора составит величину порядка $\omega_{m_ст} \approx 32 \text{ рад/с}$, а суммарный расход жидкости на гидромоторе $Q_m \approx 330 \text{ см}^3/\text{с}$. Эти данные также хорошо согласуются с предварительной оценкой:

$$Q_m = \frac{V_m \cdot \omega_m}{2 \cdot \pi \cdot 0.9} = 344.5 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}.$$

На рис. 3 представлены зависимости $M_c(t)$ и $L(t)$. Кривая 1 зависимости $M_c(t)$ (штриховая линия) построена при отключенном, а кривая 2 – при работающем клапане. По мере затухания колебаний в канате момент внешних сил стремится к величине $M \cdot g \cdot D_{\text{бл}} / 2 \approx 1684 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Коэффициент динамичности нагрузки, оцененный по первому пиковому значению момента внешних сил, составляет величину

$$\psi = \frac{M_{c_max}}{M_{c_stat}} = \frac{3400}{1684} \approx 2. \quad \text{Это значение}$$

близко к величине оценки коэффициента динамичности в работе [8]:

$$\psi_M = 1 + \frac{v}{\sqrt{M \cdot g^2 / k}} = 2.12.$$

Скорость движения груза можно найти по внутреннему графику рис. 3. Рассматри-

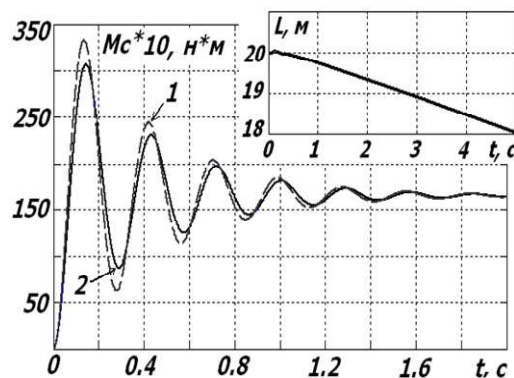


Рис. 3. Динамика момента внешней нагрузки и длины каната на начальном этапе подъема

вая промежуток времени $\Delta t = 5 \text{ с} - 3 \text{ с}$, найдем $\Delta L = 1 \text{ м} \Rightarrow v = 0.5 \text{ м/с}$.

Управление изменением объемов гидромашин позволяет влиять на характер протекания переходного процесса, снижая пиковые значения давления в зоне нагнетания.

На рис. 4 представлена временная зависимости $p_n(t)$ при регулируемом изменении объема насоса (кривая 1). Для сравнения, кривая 2 показывает гипотетическое повышение давления в гидроприводе при отсутствии переливного клапана.

На внутреннем графике рис. 4 показана временная зависимость объема насоса $V_n(t)$. Ступенчатое изменение объема насоса позволяет снизить пиковое значение давления в 2.5 раза, без участия клапана.

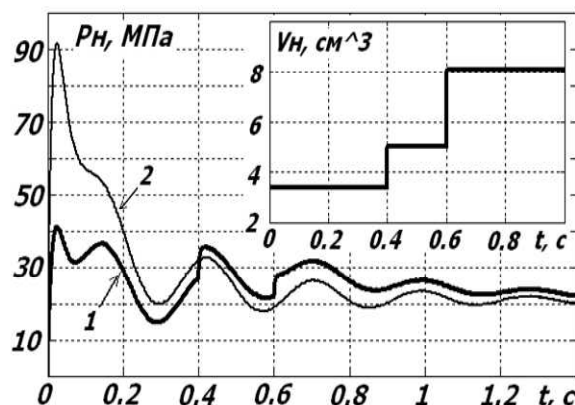


Рис. 4. Динамика переходного процесса при управлении объемом мотора

Из данных рис. 4. следует, что коэффициент динамичности по давлению составляет величину $\psi_p = \frac{90}{20} = 4.5$, что более чем в два раза превышает значение ψ_M .

Выводы

Разработана математическая модель гидравлического привода механизма подъема, которая учитывает взаимодействие системы груз – канат, обладающей конечной жесткостью, и гидравлической системы на основе аксиально-поршневых гидромашин, с дискретным регулированием рабочего объема.

На базе разработанной математической модели, в пакете блочного имитационного моделирования *SIMULINK* _ 7 создана программа для численных расчетов временных зависимостей основных параметров, описывающих переходные и стационарные процессы в механизме подъема с гидравлическим приводом. Проведен ряд численных расчетов, подтверждающих правильность работы программы в режиме перехода к стационарному процессу.

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

Показана возможность влияния на величину давления в гидравлическом приводе путем управления величиной рабочего объема гидромашин.

Литература

1. 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.
2. Рыжаков А. Н., Николенко И. В. Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием. – MOTROL, v. 11B, Simferopol – Lublin, 2009, P. 52 – 65.
3. Николенко И. В., Рыжаков А. Н. Оптимизация значений параметров и управляющих переменных в математической модели гидропривода с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов. – Вестник Сев.НТУ, вып. 110: Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. – Севастополь: Сев.НТУ, 2010. – С. 101 – 105.
4. Кувшинов Г. Е., Наумов Л. А., Чупина К. В. Системы управления глубиной погружения буксируемых объектов: монография. Владивосток: Дальнаука, 2005. – 285 с.
5. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты.– К.: Техника, 1966. – 327 с.
6. Иванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П., Барабанов В. Я. Расчеты грузо-подъемных и транспортирующих машин. – К.: Вища школа, 1975. – 520 с.
7. Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А., Кондаков Л.А. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. – М.: Машиностроение, 1969,
8. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин.– М.: Машиностроение, 1980. – 255 с.

Рецензент: М.К. Сукач, д-р т.н., проф.
(КНУБА, Київ)

Отримано: 12.12.2010 р.