

presents the linear dependence the dependence of the tension of the flexible body on the line of contact with the block under friction; the direct expressions for calculating the friction coefficient and the normal reaction between the bodies unaffected by the friction properties of bodies; describes the full range of possible forces that can be applied to the ends of the flexible body tested.

Practical value. The new solution overcomes the contradictions between the accumulated experimental data and earlier solutions. It allows us to specify the test normal reaction between the bodies and determine their coefficient

of friction directly. The knowledge obtained develops mathematical methods for solving systems of differential equations of mechanics and physics; it enriches representation of friction flexible bodies; and contributes to progress in research, education, and engineering.

Keywords: *differential equation, flexible body, block, tension, normal reaction, friction, coefficient of friction, potential energy, energy conservation, extension, wrap angle*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.В. Процівом. Дата надходження рукопису 25.06.13.

УДК 624.191.6

**К.С. Заболотный, д-р техн. наук, проф.,
А.Л. Жупиев, А.А. Сирченко**

Государственное высшее учебное заведение “Национальный горный университет”, г.Днепропетровск, Украина, e-mail: kundul@rambler.ru

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОПРИВОДА ПОДЪЕМА МАНИПУЛЯТОРА ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА

**K.S. Zabolotnyy, Dr. Sci. (Tech.), Professor,
A.L. Zhupiev, A.A. Sirchenko**

State Higher Educational Institution “National Mining University”, Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: mmf@ua.fm

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL OF HYDRAULIC LIFT OF TUNNEL LINING MACHINE MANIPULATOR

Цель. Разработка математической модели для обоснования рациональных параметров привода поступательного перемещения манипулятора тоннельного укладчика.

Методы. Решение оптимизационных задач путем определения класса пробных функций, проведения расчета для некоторых функций из этого класса и доказательства единственности полученного решения; математическое моделирование с использованием методов расчета движения жидкости в гидравлических системах при ламинарном и турбулентном режимах.

Результат. Разработана математическая модель гидропривода манипулятора, позволяющая для любого закона движения блока найти закон управления перемещением золотника гидрораспределителя. Из проведенных исследований на математической модели следует, что в случае необходимости уменьшения опережения управляющего сигнала следует увеличивать площадь штоковой полости при заданном значении давления в магистрали.

Научная новизна. Доказано, что: при заданном ограничении величины ускорения подъем блока на определенную высоту быстрее всего осуществляется при П-образном законе движения; в случае необходимости уменьшить время опережения сигнала, управляющего перемещением золотника, по сравнению со временем изменения скорости движения блока, следует увеличивать площадь штоковой полости при заданном значении давления в магистрали.

Практическая значимость. Разработанная математическая модель гидропривода подъема, с использованием полученной методики ее применения, позволяет определить рациональные параметры манипулятора тоннельного укладчика для создания конкурентоспособных на мировом рынке тоннельных укладчиков, отличающихся уменьшенной массой, повышенной прочностью и долговечностью.

Ключевые слова: *манипулятор тоннельного укладчика, закон управления перемещением золотника, закон движения элемента обделки, гидропривод манипулятора, методы решения оптимизационных задач*

Постановка проблемы. В современных условиях возрастающей технологической конкуренции большое значение имеет сокращение сроков разработки новых конструкций машин, а также повышение их качества и надежности. В связи с этим оптимальное проектирование занимает одну из основных позиций при создании современных конкурентоспособных машин, в частности тоннельных укладчиков.

Создание математических моделей укладчиков и определение их рациональных параметров на основании проведения исследований современными методами является актуальной научной проблемой механики горных машин.

Решение этой проблемы возможно только при применении современных вычислительных методов.

Анализ публикаций. Первые работы, определяющие подход к решению данной проблемы, появились только в последние годы.

Сергін Д.В. [1] розробив схему нагрівання робочого органу тунельного укладчика і його функціональну схему управління.

В роботах HAO Wanjun, ZHANG Yanwei, CUI Guohua, Hu Shi, Guofang Gong, Huayong Yang, Rulin Zhou [2,3] представлено попереднє дослідження технічного стану укладчика щитової тунельної машини.

Дослідники Gong Yadong, Cheng Jun, Wang Chao, Zhang Qingguo, Li Shu, Wang Lintao, Shi Hu, Hou Dianqing, Gang Li, Bo Wang, Ya Dong Chen, Wan Shan Wang в своїх роботах [4–6] запропонували методику динамічного моделювання тунельного укладчика на виртуальному прототипі.

Виділення нерешених раніше частей загальної проблеми. З боку уваги дослідників залишилися такі наукові задачі, що стосуються розглянутої проблеми, як:

1. Знаходження оптимального закону переміщення елемента обробки (блока) маніпулятором укладчика на задану висоту і необхідної для цього тягової сили.

2. Розробка математичної моделі гідравлічного привода поступального переміщення маніпулятора і отримання необхідного закону управління переміщенням золотника на основі проведених досліджень.

3. Дослідження впливу параметрів привода на величину опереження управляючого сигналу (закон управління переміщенням золотника) по порівнянню з переміщенням блоку.

Ціль роботи: рішення вищеперелічених наукових задач для обґрунтування раціональних параметрів привода поступального переміщення маніпулятора тунельного укладчика.

Основна частина. Конструкція маніпулятора одноричажного тунельного укладчика складається з двох незалежних гідравлічних приводів: поступального і вращального рухів. В даній статті будемо розглядати тільки привод поступального переміщення блоку.

При поступальному переміщенні маніпулятора, блок крім поступального переміщення виконує незначительні колибальні рухи, величина яких буде оцінена в наступних роботах. Тому в даній статті будемо вважати блок і поступально переміщуються з ним частини маніпулятора однією матеріальною точкою масою M (рис. 1, а).

При розробці закону переміщення блоку на висоту L (рис. 1, б) можна виходити з вимоги мінімальної підйомної сили $F_{\text{п}}$ – тоді час підйому T буде нескінченним, або з мінімального часу підйому – з нескінченною величиною сили. Оскільки підйомна сила змінюється во часі (а разом з нею змінюється прискорення $\frac{d^2x}{dt^2}$, де x – вертикальне переміщення матеріальної точки), цілком справедливо в якості мінімального значення функції цілі оптимізаційної задачі прийняти час

підйому T з обмеженням на величину допустимого прискорення a^* .

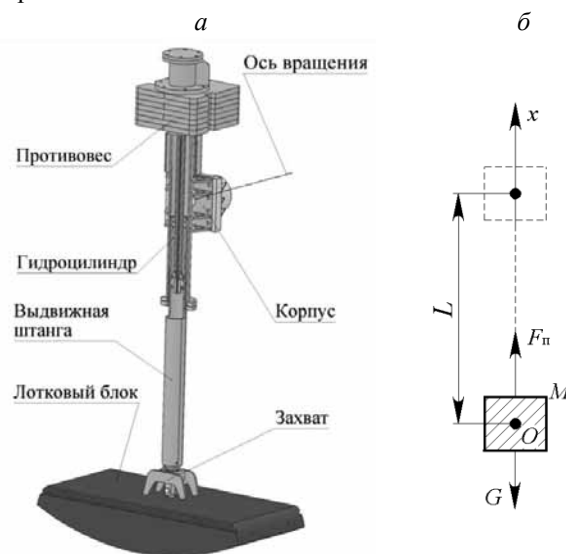


Рис. 1. Маніпулятор з блоком (а) і його розрахункова схема (б)

При поступальному переміщенні матеріальної точки масою M на висоту L передбачається, що розгон і гальмування буде виконуватися за однакове кількість часу $\frac{T}{2}$. Оскільки мінімальним значенням функції цілі оптимізаційної задачі є мінімально можливе час підйому, то необхідно для визначення часу t досягнення заданої точки x ввести функцію $t(x)$, являючись оберненою для функції $x(t)$. Тоді для часу підйому T на висоту L справедливо вираження $T = t(L)$.

Предбачається, що в початку і в кінці підйому відсутній удар, т.е. швидкість $\frac{dx}{dt}$ дорівнює нулю.

З математичної точки зору вищеперелічена оптимізаційна задача примет наступний вигляд.

$$\text{Знайти } x^* : \|x^*\| = \min_{x \in \mathbb{X}} \|x\|,$$

де $\|x\| = x^{\text{inv}}(L)$, $x^{\text{inv}} = t(x)$ – обернена функція для $x(t)$; \mathbb{X} – допустиме множество функцій, друга похідна яких нечетна відносно $\frac{T}{2}$, удовлетворяющих условиям

$$\left| \frac{d^2x}{dt^2} \right| \leq a^*; \quad x(0) = 0; \quad x(T) = L; \quad \frac{dx}{dt}(0) = \frac{dx}{dt}(T) = 0. \quad (1)$$

Для спрощення аналізу оптимізаційної задачі і скорочення кількості входять в неї величин введемо безрозмірні змінні

$$\xi = \frac{x}{L}; \quad \tau = \frac{t}{T}.$$

Так как с переходом к безразмерным величинам время подъема перестает быть переменной величиной, то минимальным значением функции цели оптимизационной задачи будет минимальное ускорение за безразмерное единичное время при подъеме на единичную высоту.

Оптимизационная задача (1) принимает вид

$$\text{Найти } \xi^* : \|\xi^*\| = \min_{\xi \in Y} \|\xi\|,$$

где $\|\xi\| = \sup\{|\xi''(\tau)| : \tau \in [0,1]\}$; Y – допустимое множество функций, удовлетворяющих условиям

$$\xi(0) = 0; \xi(1) = 1; \xi'(0) = \xi'(1) = 0. \quad (2)$$

$$\text{Здесь } \xi'(\tau) = \frac{d\xi(\tau)}{d\tau}.$$

Определим класс функций путем введения пяти элементарных функций перемещения $\xi(\tau)$ с максимальной величиной ускорения A_i ($i = 1..5$), удовлетворяющих условиям (2)

$$\xi(\tau)_1 = \frac{A_1}{\pi^2}(1 - \cos \pi\tau); \xi(\tau)_2 = A_2 \begin{cases} \frac{\tau^2}{2}, & \tau < 0,5 \\ -\frac{\tau^2}{2} + \tau - \frac{1}{4}, & \tau \geq 0,5 \end{cases};$$

$$\xi(\tau)_3 = A_3 \left(\frac{\tau^2}{2} - \frac{\tau^3}{3} \right); \xi(\tau)_4 = \frac{A_4}{2\pi} \left(\tau - \frac{\sin 2\pi\tau}{2\pi} \right);$$

$$\xi(\tau)_5 = \frac{A_5}{6\pi^2} \left(2\pi\tau - \sin 2\pi\tau - \frac{1}{6} \sin^3 2\pi\tau \right).$$

Тогда для безразмерных скоростей ω и ускорений α справедливы выражения

$$\omega(\tau)_1 = \frac{A_1}{\pi} \sin \pi\tau; \omega(\tau)_2 = A_2 \begin{cases} \tau, & \tau < 0,5 \\ -\tau + 1, & \tau \geq 0,5 \end{cases};$$

$$\omega(\tau)_3 = A_3 (\tau - \tau^2); \omega(\tau)_4 = \frac{A_4}{2\pi} (1 - \cos 2\pi\tau);$$

$$\omega(\tau)_5 = \frac{A_5}{6\pi} (2 - 3 \cos 2\pi\tau + \cos^3 2\pi\tau);$$

$$\alpha(\tau)_1 = A_1 \cos \pi\tau, \alpha(\tau)_2 = A_2 \begin{cases} 1, & \tau < 0,5 \\ -1, & \tau \geq 0,5 \end{cases};$$

$$\alpha(\tau)_3 = A_3 (1 - 2\tau), \alpha(\tau)_4 = A_4 \sin 2\pi\tau;$$

$$\alpha(\tau)_5 = A_5 \sin^3 2\pi\tau,$$

где максимальные значения ускорений находятся из условия $\xi(1) = 1$

$$A = \begin{pmatrix} \frac{\pi^2}{2} \\ 4 \\ 6 \\ 2\pi \\ 3\pi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 4,93 \\ 4 \\ 6 \\ 6,28 \\ 9,42 \end{pmatrix}.$$

На рис. 2–4 изображены графики функций перемещений, скоростей и ускорений соответственно для пяти рассмотренных законов движения блока.

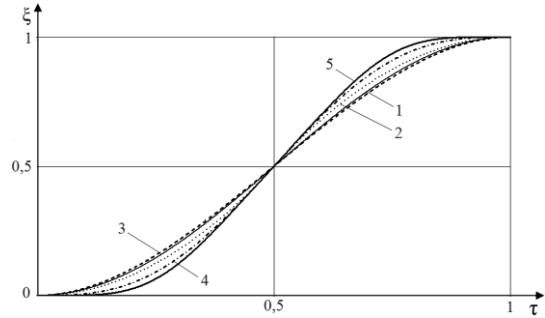


Рис. 2. Графики функций перемещений: 1 – $\xi(\tau)_1$; 2 – $\xi(\tau)_2$; 3 – $\xi(\tau)_3$; 4 – $\xi(\tau)_4$; 5 – $\xi(\tau)_5$

На рис. 2 видно, что выбранные законы перемещения незначительно отличаются друг от друга.

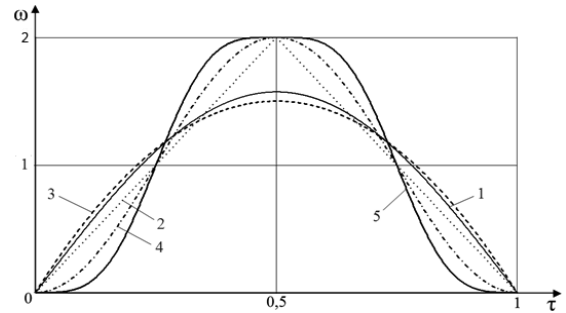


Рис. 3. Графики функций скоростей: 1 – $\omega(\tau)_1$; 2 – $\omega(\tau)_2$; 3 – $\omega(\tau)_3$; 4 – $\omega(\tau)_4$; 5 – $\omega(\tau)_5$

Из условия достижения единичного безразмерного перемещения за единичное время следует, что площади криволинейных трапеций, образованных каждой кривой, должны быть одинаковы (рис. 3).

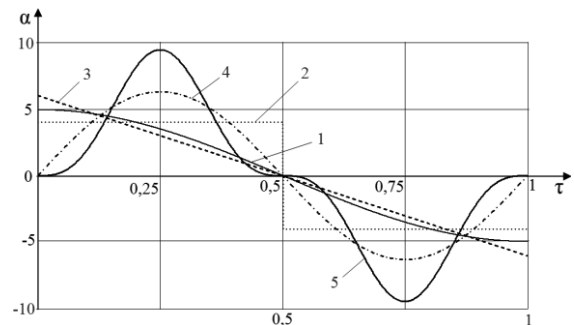


Рис. 4. Графики функций ускорений: 1 – $\alpha(\tau)_1$; 2 – $\alpha(\tau)_2$; 3 – $\alpha(\tau)_3$; 4 – $\alpha(\tau)_4$; 5 – $\alpha(\tau)_5$

На рис. 4 видно, что функции ускорений – нечетные относительно безразмерного времени $\tau = 0,5$ и различаются углом наклона в этой точке. Поскольку наиболее явно различаются виды движения

блока по его ускорению, условимся называть эти законы движения по виду их ускорений: 1 – косинусоидальный; 2 – П-образная функция; 3 – линейный; 4 – синусоидальный; 5 – синусоидальный кубический.

Из постановки оптимизационной задачи вытекает, что искомая функция $\omega(\tau)$ должна иметь минимальный наклон на всем периоде.

В качестве базовой функции выберем функцию скорости при П-образном движении. Назовем пробной функцией производную $\omega(\tau)$ произвольной функции $\xi(\tau)$ из допустимого множества Y . Возможны два случая. Пробная функция в нуле имеет наклон (а значит и ускорение) больше, чем в базовой. Поэтому выбранная функция $\xi(\tau)$ не может являться решением оптимизационной задачи. Рассмотрим второй случай, в котором угол наклона в нуле меньше базового. В начале движения площадь криволинейной трапеции, образованной пробной функцией, меньше площади, образованной базовой функцией. Поэтому обязательно должна быть точка пересечения пробной функции с базовой, где наклон пробной должен быть больше базовой, для уравнивания площадей. Отсюда следует, что произвольная функция $\xi(\tau)$ не может быть решением, так как найдется время τ , в котором ее вторая производная $\alpha(\tau)$ будет больше, чем при П-образном движении.

Поэтому в дальнейшем можно считать П-образную функцию движения единственной, обладающей минимальным ускорением.

Перейдем к размерным переменным и представим выражения для времени подъема T , ускорения $a(t)$, скорости $v(t)$, перемещения блока $x(t)$ и растягивающего усилия в штоке гидроцилиндра $F(t)$ для всех пяти рассмотренных законов движения ($i = 1..5$)

$$T_i = \sqrt{\frac{A_i L}{a^*}}; \quad (3)$$

$$x_i = L \xi\left(\frac{t}{T_i}\right); \quad v_i(t) = \frac{L}{T_i} \omega_i\left(\frac{t}{T_i}\right);$$

$$a_i(t) = \frac{L}{T_i^2} \alpha_i\left(\frac{t}{T_i}\right); \quad F_i(t) = M(g + a_i(t)),$$

где g – ускорение земного притяжения, m/c^2 .

Разработаем математическую модель, позволяющую найти оптимальный закон управления перемещением золотника гидрораспределителя при подъеме железобетонного блока по заданному закону движения блока.

На рис. 5 представлена принципиальная гидравлическая схема (с идеализированными элементами) привода манипулятора укладчика с железобетонным блоком, который состоит из: гидронасоса постоянно высокого давления p_0 , гидробака, 4-х линейного гидрораспределителя с зависящим от времени ходом золотника $u(t)$, гидравлического цилиндра двухстороннего

действия (далее гидроцилиндр), в котором площади поперечного сечения: A – штоковой камеры, B – поршневой камеры, $u(t)$ – перемещение поршня и железобетонного блока весом Mg . В процессе идеализации гидравлического привода манипулятора укладчика были приняты следующие допущения:

1. Пренебрегаем гидравлическим сопротивлением в трубопроводах, коленах и т.д.
2. Пренебрегаем утечками и сжимаемостью жидкости.
3. Пренебрегаем инерцией золотника гидрораспределителя.
4. Принимаем насос неограниченной мощности и постоянного давления.
5. Предполагается мгновенное переключение с ламинарного на турбулентный режим движения жидкости при превышении числа Рейнольдса его критического значения.

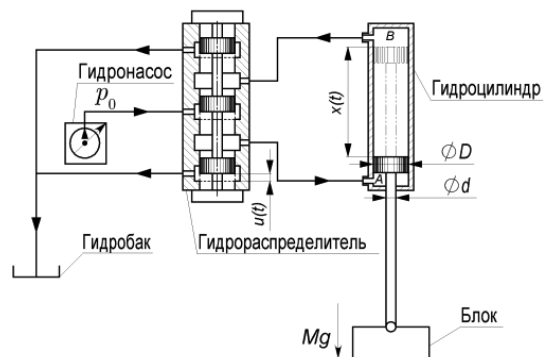


Рис. 5. Принципиальная гидравлическая схема модели гидравлического привода манипулятора: усл. обознач. – рис. 4

Для каждого канала золотника, в предположении, что инерция жидкости не учитывается, справедлива формула (4) [7], связывающая расход жидкости, ход золотника и перепад давления в его полостях

$$q = \begin{cases} C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|} \operatorname{sgn} \Delta p, & \text{при } Re \geq Re_{кр} \\ 2 \frac{C_D^2}{Re_{кр}} A \frac{D_u}{\nu \rho} \Delta p & \text{при } Re < Re_{кр} \end{cases}, \quad (4)$$

где

$$A = u \frac{A_{max}}{u_{max}}; \quad Re = \frac{q D_u}{A \nu}; \quad D_u = \sqrt{\frac{4A}{\pi}};$$

q – расход жидкости, m^3/c ; Δp – перепад давления в полостях гидроцилиндра, МПа; C_D – коэффициент расхода жидкости золотника; A – мгновенная площадь проходного сечения гидрораспределителя, m^2 ; A_{max} – площадь полностью открытого сечения, m^2 ; u – перемещение золотника, м; u_{max} – максимально возможное перемещение золотника, м; ρ – плотность жидкости, kg/m^3 ; ν – кинематическая вязкость жидкости, m^2/c ;

D_u – мгновенный гидравлический диаметр отверстий гидрораспределителя, м; Re – число Рейнольдса; $Re_{кр}$ – критическое значение числа Рейнольдса, разделяющее ламинарный и турбулентный режим.

Закон движения поршня в гидравлическом цилиндре двухстороннего действия

$$Ma = p_0 A_A - Mg - p_A A_A - p_B A_B, \quad (5)$$

где

$$A_A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2); \quad A_B = \frac{\pi D^2}{4}; \quad a = \frac{d^2 x}{dt^2};$$

$$q_A = v A_A; \quad q_B = v A_B; \quad v = \frac{dx}{dt};$$

A_A – площадь поперечного сечения штоковой полости гидроцилиндра, m^2 ; A_B – площадь поперечного сечения поршневой полости гидроцилиндра, m^2 ; v – скорость поршня гидроцилиндра, м/с; a – ускорение поршня гидроцилиндра m/c^2 ; q_A, q_B – расходы жидкости через соответствующие полости гидроцилиндра, m^3/c ; D – диаметр поршня, м; d – диаметр штока, м; M – суммарная масса железобетонного блока, поршня и штока гидравлического, кг.

Тогда для ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости в гидрораспределителе, при заданных $v(t)$ и $a(t)$ перемещениях золотника ($u_n(t)$ и $u_r(t)$ соответственно), оно должно осуществляться по закону, полученному из разработанной математической модели гидравлического привода (4,5)

$$u_n(t) = \frac{u_{max}}{A_{max}} \left[\frac{v(t) v \rho Re_{кр} \sqrt{\pi(A_A^2 + A_B^2)}}{4 C_D^2 (p_0 A_A - Mg - Ma(t))} \right];$$

$$u_r(t) = \frac{u_{max}}{A_{max}} v(t) \sqrt{\frac{\rho(A_A^3 + A_B^3)}{p_0 A_A - Mg - Ma(t)}}. \quad (6)$$

В качестве примера рассмотрим подъём железобетонного блока на высоту 2 метра по двум рассмотренным законам его движения (П-образному, косинусоидальному) с минимальными значениями ускорений за весь период. Суммарная масса железобетонного блока, поршня и штока гидроцилиндра $M = 2$ тонны, предельное ускорение $a^* = 2 m/c^2$.

Характеристики жидкости ($\rho, \frac{кг}{м^3}; v, \frac{м^2}{с}$)

$$\rho = 841,1; \quad v = 9,686 \cdot 10^{-6}.$$

Характеристики гидрораспределителя ($A_{max}, m^2; u_{max}, m$)

$$C_D = 0,7; \quad Re_{кр} = 12;$$

$$A_{max} = 3,11 \cdot 10^{-4}; \quad u_{max} = 3,11 \cdot 10^{-4}.$$

Характеристики гидроцилиндра, m^2

$$A_A = 3,467 \cdot 10^{-3}; \quad A_B = 3,4677 \cdot 10^{-3}.$$

Характеристики гидронасоса, МПа

$$p_0 = 6,3.$$

Из формулы (3) следует, что $T_1 = 2,22$ с и $T_2 = 2$ с.

На рис. 6, 7 приведены, полученные для рассматриваемого примера, законы управления перемещением золотника при ламинарном и турбулентном режимах.

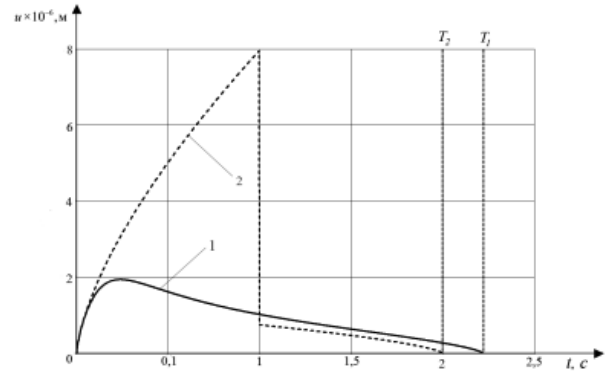


Рис. 6. Закон управления перемещением золотника при ламинарном режиме для: 1 – косинусоидального закона движения блока; 2 – П-образного

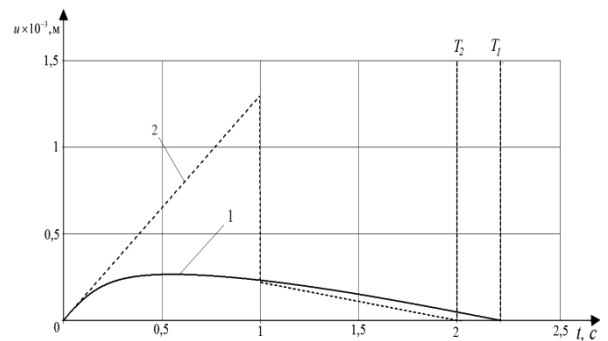


Рис. 7. Закон управления перемещением золотника при турбулентном режиме для: 1 – косинусоидального закона движения блока; 2 – П-образного

Из рис. 6, 7 следует, что применение П-образного закона движения блока сокращает время подъема на 11%, но требует разрывного закона управления перемещением золотника, что усложняет реализацию системы управления гидроприводом, поэтому целесообразно применить косинусоидальный закон.

На рис. 8, 9 приведены зависимости числа Рейнольдса потока жидкости в камере А гидроцилиндра от времени подъема блока при ламинарном и турбулентном режимах.

Из рис. 8, 9 следует, что при открытии отверстий в гидрораспределителе достигаемое число Рейнольдса значительно превышает его критическое значение, т.е. режим движения жидкости через гидрораспределитель – турбулентный.

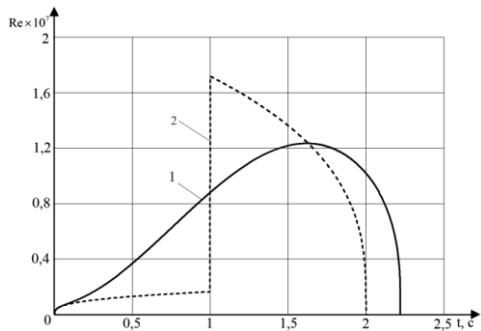


Рис. 8. Зависимость числа Рейнольдса от времени при ламинарном режиме для: 1 – косинусоидального закона движения блока; 2 – П-образного

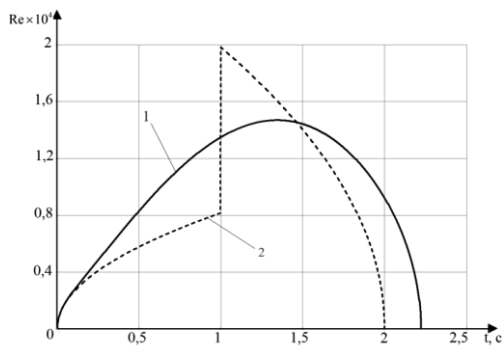


Рис. 9. Зависимость числа Рейнольдса от времени при турбулентном режиме для: 1 – косинусоидального закона движения блока; 2 – П-образного

Поэтому в дальнейшем ограничимся только косинусоидальным законом движения блока в предположении турбулентного режима движения жидкости.

Минимально допустимая площадь штоковой полости при отсутствии гидравлического сопротивления равна

$$A_{A,\min} = \frac{M(g + a^*)}{p_0}$$

Исследуем зависимость закона управления перемещением золотника от площади штоковой полости.

Обозначим $b = \frac{A_A}{A_{A,\min}}$.

Из (6) следует, что для косинусоидального закона движения блока закон управления перемещением золотника, как функция от безразмерного времени τ и b – превышения площади штоковой полости от минимальной, примет вид

$$f(\tau, b) = \frac{k_2(b) \sin \pi \tau}{\sqrt{k_1(b) - \cos \pi \tau}}, \quad (7)$$

где

$$k_1(b) = \frac{p_0 A_{A,\min} b^2 - Mg}{Ma^*};$$

$$k_2(b) = \frac{u_{\max} T_1 a^*}{A_{A,\max} \pi} \sqrt{\frac{\rho(1 + \lambda^3) A_{A,\min}^3 b^6}{Ma^*}};$$

$$\lambda = \frac{A_B}{A_A}; \quad \tau = \frac{t}{T_1}; \quad T_1 = \pi \sqrt{\frac{L}{2a^*}}.$$

Из (7) следует, что движение блока возможно только тогда, когда приложенное давление больше потерь на гидравлическое сопротивление, т.е. $k_1(b) > 1$.

Обозначим $h(\tau, b) = \frac{d}{d\tau} f(\tau, b)$.

На рис. 10 приведена зависимость функции управления перемещением золотника $f(\tau, b)$ и ее производной $h(\tau, b)$ (пунктирная линия) от безразмерного времени для двух значений превышения площади штоковой полости b : 1,03 и 1,5.

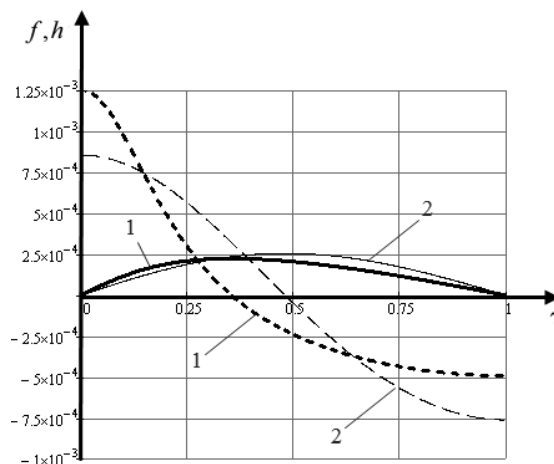


Рис. 10. Зависимость функции управления перемещением золотника и ее производной (пунктирная линия) от безразмерного времени для: 1 – $b = 1,03$; 2 – $b = 1,5$

Из рис. 10 следует, что при небольшом значении превышения площади полости ($b = 1,03$) возникает опережение управляющего сигнала Δ на 0,4 сек. Чтобы уменьшить опережение, нужно увеличивать площадь штоковой полости для уменьшения роли силы гидравлического сопротивления по сравнению с суммарной силой инерции и силой тяжести, т.е. снижения КПД системы.

На рис. 11 показана зависимость $\Delta(\beta)$ опережения управляющего сигнала, отнесенная к периоду движения, от коэффициента увеличения приведенного диаметра штоковой полости $\beta = \sqrt{\frac{A_A}{A_{A,\min}}}$.

Из рис. 11 видно, что для коэффициента увеличения приведенного диаметра штоковой полости $\beta > 1,6$ опережение управляющего сигнала не превышает 5%.

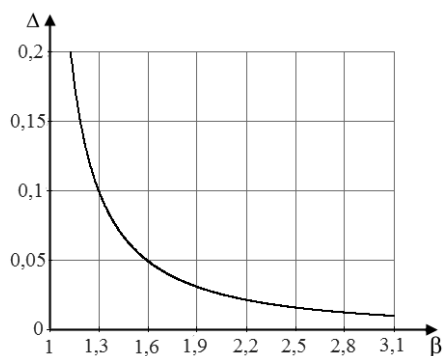


Рис. 11. Зависимость опережения управляющего сигнала Δ от коэффициента увеличения приведенного диаметра штоковой полости β

Выводы.

1. Доказано, что, при заданных ограничениях на величину ускорения, подъем блока на высоту L быстрее всего осуществляется при П-образном законе движения.

2. Получено время подъема для пяти рассмотренных законов движения блока.

3. Разработана математическая модель гидропривода манипулятора, позволяющая для любого закона движения блока найти закон управления перемещением золотника гидрораспределителя.

4. Поскольку число Рейнольдса потока жидкости в гидрораспределителе значительно превышает его критическое значение, следует пользоваться законом управления перемещением золотника, полученном в предположении турбулентного режима движения жидкости.

5. Применение П-образного закона движения блока сокращает время подъема на 11% по сравнению с косинусоидальным, но требует разрывного закона управления перемещением золотника, что усложняет реализацию системы управления гидроприводом.

6. В случае необходимости уменьшить время опережения сигнала, управляющего перемещением золотника, по сравнению со временем изменения скорости движения блока, следует увеличивать площадь штоковой полости при заданном значении давления в магистрали.

Список литературы / References

1. Серегин Д.В. Схема нагружения рабочего органа тоннельного укладчика / Д.В. Серегин // НТО РЭС им. А.С. Попова. – 2008. – С. 50–53.

Seregin, D.V. (2008), "Loading scheme of working body for tunnel lining machine", *Scientific session devoted to Radio Day Tula, A.S. Popov NTO RES*, pp. 50–53.

2. HAO Wanjun, ZHANG Yanwei, CUI Guohua (2009), "Research on the technical status of the segment erection system for the full shield tunneling machine", *Mining & Processing Equipment*, no. 37, pp. 1–5.

3. Hu Shi, Guofang Gong, Huayong Yang, Rulin Zhou (2009), "Position and attitude precision analysis of segment erector of shield tunneling machine", *Second Inter-*

national Conference ICIRA 2009, Singapore, Springer Berlin Heidelberg, pp. 355–363.

4. Gong Yadong, Cheng Jun, Wang Chao, Zhang Qingguo, Li Shu (2010), "Research of the segment erector of tunnel boring machine based on virtual prototype", *2010 Second International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics*, Geneva IHMSC, vol. 1, pp. 255–258.

5. Wang Lintao, Gong Guofang, Shi Hu, Hou Dianqing (2012), "Positioning precision and impact force control of segment erector for shield tunneling machine", *2012 Third International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, Guilin, ICDMA, pp. 612–617.

6. Gang Li, Bo Wang, Ya Dong Chen, Wan Shan Wang (2012), "Research of dynamics simulation of a six-dof segment erector for tunnel boring machine", *Applied Mechanics and Materials*, vol. 1, pp. 291–294.

7. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин / В.А. Васильченко – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

Vasilchenko, V.A. (1983), *Gidravlicheskiye oborudovaniye mobilnykh mashin* [Hydraulic Equipment of Mobile Machines], Handbook, Mashinostroyeniye, Moscow, Russia.

Мета. Розробка математичної моделі для обґрунтування раціональних параметрів приводу поступального переміщення манипулятора тунельного укладача.

Методи. Рішення оптимізаційних задач шляхом визначення класу пробних функцій, проведення розрахунку для деяких функцій з цього класу та доказ єдиності отриманого рішення; математичне моделювання з використанням методів розрахунку руху рідини в гідравлічних системах при ламінарному й турбулентному режимах.

Результат. Розроблена математична модель гідроприводу манипулятора, що дозволяє для будь-якого закону руху блока знайти закон управління переміщенням золотника гідророзподільника. Із проведених досліджень на математичній моделі випливає, що в разі необхідності зменшення випередження керуючого сигналу слід збільшувати площу штокової порожнини при заданому значенні тиску в магістралі.

Наукова новизна. Доведено, що: при заданому обмеженні величини прискорення підйому блока на певну висоту найшвидше здійснюється при П-образному законі руху; у разі необхідності зменшити час випередження сигналу, керуючого переміщенням золотника, у порівнянні з часом зміни швидкості руху блока слід збільшувати площу штокової порожнини при заданому значенні тиску в магістралі.

Практична значимість. Розроблена математична модель гідроприводу підйому, з використанням отриманої методики її застосування, дозволяє визначити раціональні параметри манипулятора тунельного укладача для створення конкурентоспроможних на світовому ринку тунельних укладачів, що відрізняються зменшеною масою, підвищеною міцністю й довговічністю.

Ключові слова: *манипулятор тунельного укладача, закон управління переміщенням золотника, закон*

руху елемента опорядження, гідропривід маніпулятора, методи вирішення оптимізаційних задач

Purpose. Development of the mathematical model for justification of rational parameters of translational motion of tunnel lining machine manipulator.

Methods. Solving of optimization problems by defining the class of test functions; calculation of some of the features of this class; and confirmation of the uniqueness of the solution. Application of mathematical modeling methods for calculation of the motion of the fluid in the hydraulic systems in laminar and turbulent flows.

Findings. We have developed the mathematical model of the hydraulic drive arm allowing us to find the hydraulic control valve spool motion control law under any law of motion of the block. The results of the simulation show that to decrease the control signal anticipation the area of the rod end should be increased under given line pressure.

Originality. It is proved that: when acceleration rate value is limited, the U-shaped motion law provides the fastest lifting of the block to certain height; if necessary, to decrease the control signal anticipation over the time of movement speed change the area of the rod end should be increased under given line pressure.

Practical value. The mathematical model of the hydraulic drive lift has been developed. Its application allows determining of the rational parameters of the tunnel lining machine manipulator on order to create the tunnel lining machine manipulators of reduced weight, increased strength and durability, competitive at the world market.

Keywords: *tunnel lining machine manipulator, hydraulic control valve spool motion control law, lining element motion law, manipulator hydraulic drive, optimization problem solving methods*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Франчуком. Дата надходження рукопису 13.08.14

УДК 622.62

**K.M. Bass, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,
S.M. Kuvayev, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,
V.V. Plakhotnik, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,
V.V. Krivda**

State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: KMBass@yandex.ru

PLANAR AND SPATIAL MATHEMATICAL MOTION SIMULATION OF OPEN PIT MINING VEHICLES

**К.М. Бас, канд. техн. наук, доц.,
С.М. Куваєв, канд. техн. наук, доц.,
В.В. Плахотнік, канд. техн. наук, доц.,
В.В. Кривда**

Державний вищий навчальний заклад „Національний гірничий університет“, м.Дніпропетровськ, Україна, e-mail: AlekseevM@nmu.org.ua

ПЛОЩИННЕ ТА ПРОСТОРОВЕ МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КАР'ЄРНОГО АВТОТРАНСПОРТУ

The article presents the mathematical simulations of dump truck linear motion along a straight road segment as a motion of multimass system with eight degrees of freedom.

Purpose. To analyze the results of the study of dump truck dynamic and traction-speed performance in the course of motion.

Methodology. General scientific and special study methods, including scientific generalization, methods of integrated assessment of technical level, mathematical modeling and linear programming were used. To solve the problem we have formulated differential equations of motion, using the Lagrange equations of the second kind and the corresponding expressions of kinetic and potential energy as well as dissipative function.

Findings. By mathematical calculations in the Wolfram Mathematica software, the traction and dynamic characteristics calculation method for the dump truck moving along the road with longitude inclination was received.

Originality. A planar and spatial design diagrams and motion equations of the vehicle in the course of straight-line motion were made, considering elastic and dissipative characteristics of elastic constraints, longitudinal slope and road profile, changes of design characteristics which can provide a near real picture of motion dynamics.

Practical value. The method of calculation of the dump truck dynamic characteristics in motion has been developed. Based on the analysis of the dump truck design parameters presented, one may provide recommendations on reduction in capital expenditure for development of a quarry.

Keywords: *design diagram, dump truck*

Introduction. Study of the vehicle dynamic as a complex multimass system requires considering different

level of influence of mechanical characteristics of individual vehicle elements in the different motion modes.

A significant contribution to the development of the theory and practice of vehicle use in the open pit min-