

Висновки. В даній статті розглянута актуальність проблеми управління великими заходами, розглянуто термін «великий захід» та визначені властиві йому особливості, проведено огляд існуючих систем. На основі одержаної інформації було прийнято рішення про використання механізму WF, а саме компоненту WWF. Було розглянуто послідовність створення моделі процесу та механізм його виконання. У подальшому планується розвиток даної теми за наступними напрямками: 1) розробка прототипу ІС управління великими заходами на прикладі Нью-Йоркського марафону 2) подальше розширення розробленого прототипу шляхом збільшення кількості послуг, що пропонуються користувачу.

Список літератури: 1. Опыт практической реализации комплексной WorkFlow системы на базе платформы DocsVision. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.URL: http://www.sdteam.com/t5278](http://www.sdteam.com/t5278). – 13.12.2010. 2. Система Function Tracker [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.URL: http://www.functiontracker.com](http://www.functiontracker.com). – 13.12.2010. 3. Система TactiCom's Event Management system. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.URL: http://www.eventmanagementsystems.com](http://www.eventmanagementsystems.com). – 13.12.2010. 4. Система Events Solutions 360. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.URL: http://www.tmiexpos.com/es360.php](http://www.tmiexpos.com/es360.php). – 13.12.2010. 5. Перспективы Workflow систем. [Электронный ресурс].- Режим доступа: <http://www.intalev.ru/index.php?id=11281>. – 13.12.2010. 6. Автоматизация процесса Workflow. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.URL: http://www.regcons.ru/5-step-1-6.htm](http://www.regcons.ru/5-step-1-6.htm). – 13.12.2010. 7. Workflow Engine. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.URL: http://en.wikipedia.org/wiki/Workflow_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Workflow_engine). – 13.12.2010. 8. Дубова О. Платформы управления бизнес-процессами // Открытые системы. – 2005. – №10. 9. Знакомство с Windows Workflow Foundation. [Электронный ресурс].- Режим доступа: [www.URL: http://itc.ua/articles/znakomstvo_s_wwf](http://itc.ua/articles/znakomstvo_s_wwf). – 13.12.2010. 10. Ларман К. Применение UML и шаблонов проектированию. Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2004

Поступила в редколлегию 17.03.2011

УДК 621. 9. 06

Ю.А.САХНО, докт. техн. наук, проф., ЧДТУ, г. Чернигов

Е.Ю.САХНО, докт. техн. наук, доц. г. Чернигов

Я.В.ШЕВЧЕНКО, ст. препод., г. Чернигов

ПОСТРОЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕНВАЛА В ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЕ

В статье приведена структурная схема модернизированной системы автоматического управления для стабилизации положения коленвала в гидростатической опоре под нагрузкой. Построена математическая модель системы автоматического регулирования и определена общая передаточная функция технологической системы.

В статті наведена структурна схема модернізованої системи автоматичного управління для стабілізації положення кривошипа в гідростатичній опорі під навантаженням. Побудована математична модель системи автоматичного регулювання та визначена загальна передатна функція технологічної системи.

The article presents a block diagram of the modernize control system for the stabilization of the crankshaft in a hydrostatic support under load. A mathematical model of the automatic control system and determined the overall transfer function of the technological system.

Введение. Известно, что при работе двигателя внутреннего сгорания под нагрузкой возникают силы, которые смещают коленчатый вал в гидростатической опоре из исходного положения, что приводит к появлению износа на шейках кривошипа. Авторами в работе [1], разработана модернизированная система корректировки положения коленвала в опоре, которая предусматривает импульсную подачу дополнительного объёма рабочей жидкости в карманы гидроопоры в момент наибольших нагрузок на вал. Поэтому исследование динамических характеристик новой системы является основной задачей, решение которой связано с построением структурной схемы системы автоматического управления, что и обуславливает цели данной работы.

Анализ последних достижений и публикаций. В работе [2] рассмотрена гидравлическая система для улучшения демпфирующих способностей гидростатической опоры (ГСО) путём введения RC – цепей, подключаемых между противоположными опорами, и представляющие собой последовательно включенные гидравлические сопротивление R_A и ёмкость C_A . Составлена математическая модель системы и проведена её линеаризация. Определена передаточная функция разомкнутой системы автоматического регулирования. Известны также [3] схемы управления ГСО шпиндельных узлов: дроссельная, насос-карман, комбинированная. Построены структурная и расчётная схемы ГСО для определения логарифмических амплитудно-фазовых и фазовочастотных характеристик. В работе [4] рассмотрена задача разработки методики расчёта нового поколения виброопор силовых агрегатов машин. Определена геометрия упругих элементов и геометрические характеристики инерционного и дроссельных каналов в зависимости от жёсткости и вязкости рабочей жидкости.

В работах [5, 6] рассмотрена гидростатическая опора с дроссельным регулированием. Определены условия равновесия вала в опоре, передаточная функция системы и значения динамических коэффициентов для различных систем питания ГСО.

Постановка целей и задач исследований. В данной статье поставлена задача построения структурной схемы модернизированной системы автоматического управления положением коленвала в гидростатической опоре для определения динамических характеристик двигателя внутреннего сгорания автомобиля, возникающих при его перегрузках.

Результаты исследований. Структурная схема системы управления гидростатической опоры на базе электрогидравлической системы автоматического управления (САУ) представлена на рис. 1, а.

В качестве измерительного элемента в данной системе используется электромагнитный датчик $Д1$, который имеет катушку индуктивности и работа которого основана на электромагнитном эффекте.

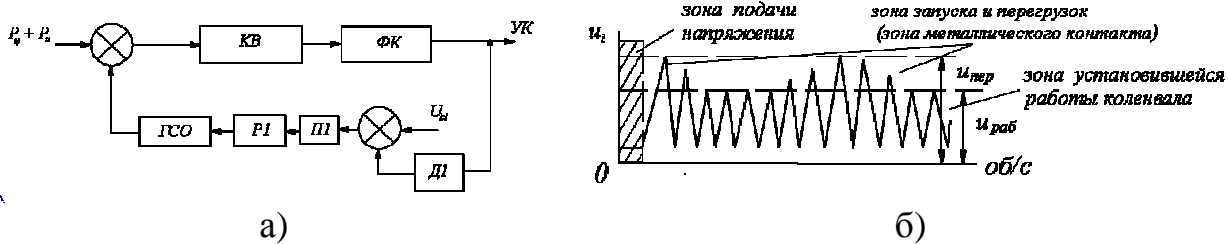


Рис. 1. а) схема электрогидравлической САУ: *КВ* – коленчатый вал; *ФК* – ферромагнитное кольцо; *ДИ* – датчик электромагнитных импульсов; *ПИ* – усилитель сигнала; *PI* – управляющий золотник; *ГСО* – гидростатическая опора, б) прыжок напряжения в усилителе сигнала

Система имеет так же операционный усилитель сигнала, принцип действия которого основывается на эффекте усиления магнитного потока [7].

Сигнал, поступающий на САУ, это нагрузка на коленчатый вал, со стороны поршня и зубчатой передачи, который смещается в радиальном направлении. Этот сигнал воспринимает кольцо с ферромагнитными вставками, которое жёстко связано с валом. После уменьшения зазора между кольцом *ФК* и датчиком *ДИ*, в катушке последнего происходит прыжок напряжения (рис. 1, б), который воспринимается усилителем импульсов *ПИ*.

При достижении пика напряжения $U \approx 12\text{В}$ (при зазоре между ферромагнитным кольцом и датчиком $\delta \approx 40\text{ мкм}$) сигнал подаётся на электрогидравлический распределитель *PI*, что приводит к его срабатыванию. В результате чего открывается дополнительный проход для смазывающей жидкости от насоса *Н2* в карман *ГСО* (рис. 2).

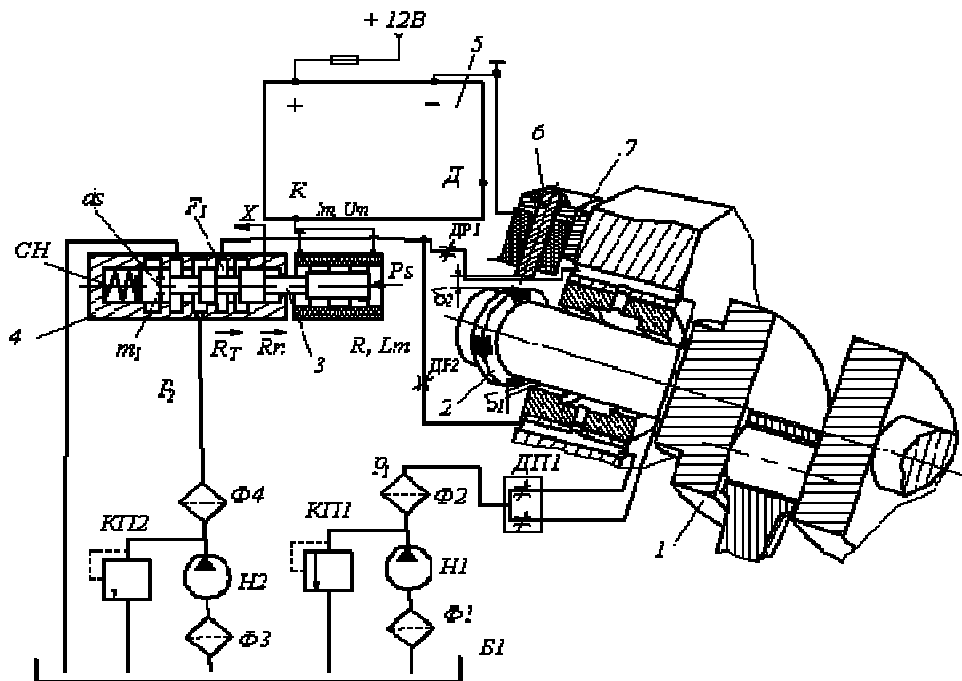


Рис. 2. Функциональная схема электрогидравлической САУ: 1 – коленчатый вал; 2 – кольцо с ферромагнитными вставками; 3 – плунжер; 4 – корпус золотника; 5 – фазочувствительный усилитель напряжения; 6 – датчик магнитоэлектрический; 7 – корпус датчика

При этом несущая способность подшипника увеличивается и зазор δ между сопряжёнными поверхностями шейки коленвала и сегментом

гидростатической опоры, сначала стабилизируется, а со временем увеличивается до допустимых границ. Далее величина индукции между кольцом ΦK и датчиком $Д1$ уменьшается. Напряжение в катушке $Д1$ падает и САУ возвращается в начальное положение.

В данной схеме (рис. 2) для усиления сигнала датчика использован электронный усилитель переменного тока, так как он не имеет дрейф нуля и обеспечивает создание простых схем управления во всех тех случаях, когда не требуется фазочувствительный усилитель. При этом электронные усилители могут соединяться каскадно, что увеличивает коэффициент усиления от 10 до 20 единиц. Электронные усилители обладают большой чувствительностью, и коэффициент чувствительности колеблется от 2 до 5 [7].

Для управления процессом стабилизации положения вала рекомендуется использовать двухпозиционный гидравлический распределитель с двумя или одним электромагнитом, как с обычным так и с реверсивным управлением, типов ПГ73-1, БМГ73-1, отечественного производства и распределители типов WE10 6/С компании Rexroth, в которых переключаемые электромагнитами золотниковые распределители типа WE управляют пуском, остановкой и направлением движения потока жидкости. При этом в ненагруженном состоянии жидкость из насоса $H2$ через распределитель сливается в бак. При срабатывании датчика $Д1$ золотник перемещается в другое положение, и дополнительный объём жидкости поступает в гидроопору. Двухпозиционные распределители имеют фиксацию золотника в крайних позициях, что позволяет отключать электромагнит после срабатывания распределителя и не держать его длительное время под напряжением.

В функциональной схеме электрогидравлической САУ (рис. 2) использована дроссельная система питания гидростатических подшипников. В качестве системы возбуждения напряжения между ферромагнитным кольцом 4 и датчиком 6, рекомендуется использовать известную транзисторную схему зажигания автомобиля [8].

Принципиальная схема коммутатора представлена на рис. 3. В состав коммутатора входит блокинг-генератор, собранный на транзисторе $VT1$, импульсный трансформатор $T1$, накопительный конденсатор $C3$ и схема разрядки – тиристор $VS1$ и диод $VD5$.

При этом такая электронная система зажигания предназначена для установки на автомобили, которые не имеют собственного контактного или бесконтактного коммутатора зажигания. Устройство при своей простоте исполнения обеспечивает высокие эксплуатационные характеристики.

Для определения структурных связей между элементами

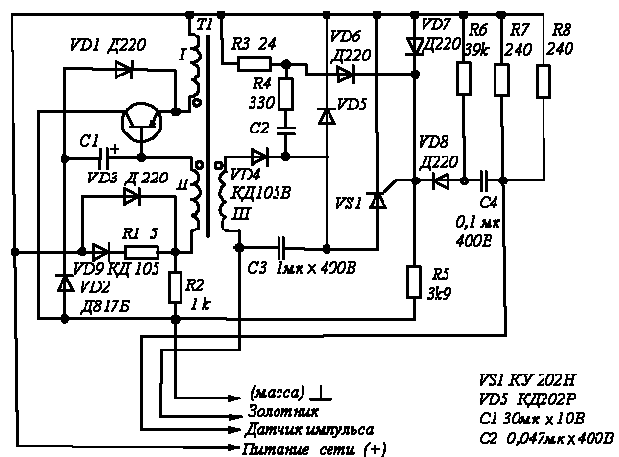


Рис. 3. Схема коммутатора

составим систему автоматического управления с обратным каналом управления и каналом обратной связи по выходному параметру. (рис. 4) Сума сил технологического возбуждения, (силы от давления газов которые действуют на поршни и силы инерции) $P_r + P_i$, подаётся на вход системы роторного узла (рис. 2), который имеет передаточную функцию W_{II}^K . Выходным сигналом действия этих сил есть величина смещения коленчатого вала. Коленвал смещается в опоре на величину δ , и если величина смещения не превышает допустимых значений, сигнал поступает на выход технологической системы. В другом случае сигнал поступает через канал обратной связи в цепь автоматического регулирования. Сигнал от упругой системы коленвала подаётся на статическое звено K_ϕ (ферромагнитного кольца), которое работает по пропорциональному закону $W_K = K_{peg}$. Смещение коленчатого вала $y_K(s)$

вместе с ферромагнитным кольцом будет выходным сигналом для датчика с передаточной функцией $W_D = K_D$, который связан с усилителем сигнала и срабатывает в том случае, если зазор $\delta_{СП}(s)$ станет достаточным для

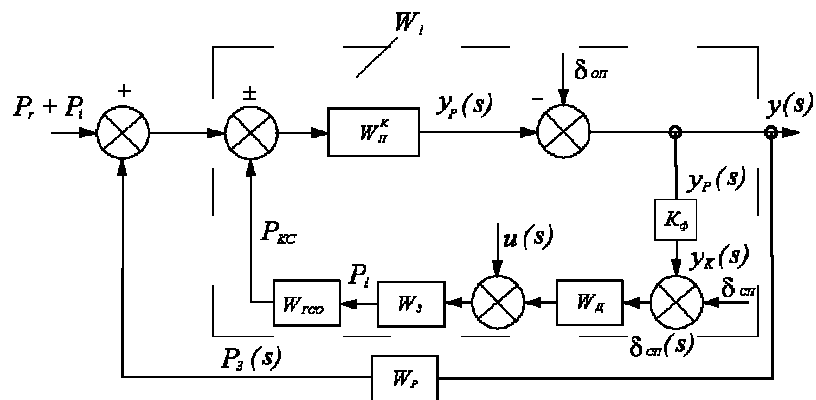


Рис. 4. Структурная схема системы управления положением коленвала в ГСО.

возбуждения напряжения в катушке датчика. Далее сигнал $u(s)$ после усиления подаётся в передаточную цепь W_3 управляющего золотника, и после его срабатывания сигнал в виде дополнительной величины давления $p(s)$ поступает к гидроопоре коленвала, где формируется дополнительная сила, P_{kc} которая имеет направление противоположное сумме сил $P_r + P_i$. Разница между силами P_{kc}, P_r, P поступает на вход технологической системы и далее цикл повторяется.

В результате подачи дополнительного объёма жидкости в гидроопору положение коленвала стабилизируется и жёсткая система возвращается в исходное положение. Полученный сигнал на выходе технологической системы $y(s)$ через датчик обратной связи с переданной функцией W_p поступает на вход упругой системы. Далее при изменении суммарной силы $P_r + P_i$ её значение сравнивается с силой $P(s)$ – выходным сигналом цепи обратной связи и цикл работы системы повторяется.

Разработанная схема состоит из двух контуров управления: внутреннего и внешнего. Пользуясь правилами преобразования передаточных функций цепи [7], определим общую передаточную функцию системы. Для этого

объединим цепи с передаточными функциями $K_\phi, W_D, W_{кл}, W_{zco}$ в общую цепь W_1 (рис. 4). Общая передаточная функция системы автоматического регулирования с учётом обратной связи процесса возбуждения W_p и передаточной функции w_1 будет иметь вид:

$$W_{общ} = \frac{W_1}{1 - W_1 \cdot W_p}; \quad W_1 = \frac{W_n^K}{1 \pm W_n^K \cdot K_\phi \cdot W_{кл} \cdot W_{zco} \cdot W_D}; \quad (1)$$

Заменяя W_1 её значением, получаем передаточную функцию в виде:

$$W_{общ} = \frac{\frac{W_n^K}{1 \pm W_n^K \cdot K_\phi \cdot W_{кл} \cdot W_{zco} \cdot W_D}}{1 - W_p \cdot \frac{W_n^K}{1 \pm W_n^K \cdot K_\phi \cdot W_{кл} \cdot W_{zco} \cdot W_D}} = \frac{1}{\frac{1}{W_n^K} \pm K_\phi \cdot W_{кл} \cdot W_{zco} \cdot W_p \cdot W_D}. \quad (2)$$

В общем виде уравнение движения вала двигателя внутреннего сгорания (ДВС) автомобиля записывают следующим выражением:

$$J_n \frac{d\omega}{dt} = M_\delta - M_c, \quad (3)$$

где J_n – момент инерции всех вращающихся сил, приложенный к выходному валу двигателя; ω – угловая скорость вращения вала; M_δ – движущий момент на валу двигателя; M_c – момент сопротивления на валу двигателя.

Для упрощения методов расчёта и проектирования систем автоматического регулирования уравнение динамики технологической системы приведём в виде изображений функции с помощью прямого преобразования Лапласа [7]. И если оригинал $x(t)$ представляет собой функцию времени t , то изображение этой функции $X(s)$ есть функция комплексной переменной s и задаётся с помощью интеграла:

$$X(s) = \int_0^{\infty} x(t) \cdot e^{-s \cdot t} \cdot dt. \quad (4)$$

При этом для дальнейших расчётов определим передаточные функции технологической системы в виде отношения входных и выходных величин, полученных при нулевых, начальных условиях.

Уравнение динамики ДВС представим в следующем виде [7]:

$$T_0 \frac{d\gamma}{dt} + \gamma(t) = K_0 \cdot \mu \cdot t, \quad (5)$$

где T_0 – постоянная времени движения; K_0 – передаточный коэффициент двигателя: $K_0 = \frac{(\partial M_\delta / \partial l) \cdot (l_0 / \omega_0)}{(\partial M_c / \partial \omega) - (\partial M_\delta / \partial \omega)}$, здесь ω_0 – установившееся значение угловой скорости вала двигателя; $\gamma = \Delta\omega / \omega_0$; $\mu = \Delta l / l_0$, где l_0 – начальное значение величины рейки топливного насоса, регулирующего подачу топлива в

двигатель и определяющее частоту вращения коленчатого вала;

$$T_0 = \frac{J_n}{(\partial M_c / \partial \omega) - (\partial M_\delta / \partial \omega)}.$$

Применив к уравнению (5) преобразование Лапласа, найдём передаточную функцию двигателя в виде: $W_0(s) = \frac{\Omega(s)}{L(s)} = \frac{K_0}{T_0(s) + 1}$.

Для дальнейшего моделирования системы автоматического регулирования на ПЭВМ будем рассматривать типовые динамические звенья с передаточными функциями первого или второго порядка.

Усилительное звено. Усилительное звено (безинерционное) имеет передаточную функцию $W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = K$, где K – коэффициент усиления.

Переходная функция такого звена определяется с помощью следующего выражения [7]: $h(T) = K$. Амплитудно-фазовая частотная характеристика усилительного звена определяется по формуле $H(\omega) = K$, а фазовая частотная характеристика определяется из соотношения $\theta(\omega) = 0$.

Золотниковый распределитель. Для исследования работы распределителя, с учётом [9, 10] разработана математическая модель, которая включает уравнение равновесия напряжения в электрической цепи электромагнита, уравнение магнитодвижущей силы электромагнита (6, 7), и уравнение сил действующих на золотник распределителя (8).

Математическая модель разработана с учетом следующих допущений:

- величины потока и давления на входе в распределитель постоянны (пульсации расхода и давления, которые обычно составляют 1 – 3%, не учитываем);
- считаем, что параметры системы сосредоточенные;
- волновые процессы не учитываются (потому, что длины гидролиний относительно малы);
- коэффициенты расхода через дроссельные и золотниковые элементы – постоянны;
- объём гидролиний за время переходного процесса не изменялся;
- потери давления в гидролиниях не учитывался.

С учётом принятых допущений, уравнения математической модели будут иметь вид:

$$U_m = L_m \frac{di}{dt} + i \cdot R + K_{n.e} \frac{dx}{dt}; \quad (6)$$

$$P_S = K_{Fi} \cdot i. \quad (7)$$

Значение коэффициента противодействующей ЭДС рассчитывается по следующим зависимостям [10]: $K_{n.e} = L_y \cdot \frac{l_\alpha^2}{\delta^2} \cdot I_y$, где l_α – длина средней линии якоря; $\delta = 3 \cdot \delta_0$; δ_0 – зазор между якорем и штоком.

Постоянная времени [10]: $T_L = \frac{L_m}{R}$.

Коэффициент, учитывающий зависимость силы толчка электромагнита от силы тока в катушке, определяется как: $K_{Fi} = \frac{P_{S_{\max}}}{i_{\max}}$.

С учетом вышесказанного уравнение движения золотника запишется в следующем виде (рис. 2):

$$m_x \frac{d^2x}{dt^2} = P_S - C_x(H_x + x) - R_h \pm R_T - p_2 F_1, \quad (8)$$

где R_h и R_T – соответственно гидродинамическая сила и сила трения.

При этом передаточная функция золотникового регулятора определена в работе [1] и её можно записать в виде: $W(s) = \frac{K}{T \cdot J \cdot \omega + 1}$, тут K – коэффициент передачи (усиления регулятора); T – постоянная времени; ω – частота, которая изменяется от 0 до ∞ .

Расход через золотник определится как [11]: $Q_3 = S\mu_k \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \Delta p$, где S – площадь проходного сечения; μ_k – коэффициент расхода; $\frac{\gamma}{g}$ – вязкость рабочей жидкости; Δp – перепад давления на золотнике.

Гидростатическая опора. Гидроопора представляется как объект регулирования, в котором входной величиной является внешняя нагрузка, действующая на кривошип $P_B(t)$, а выходной зазор в опоре $h_1(t)$ [5].

Рассматривая замкнутую гидростатическую опору с дроссельным регулированием можно определить, что алгебраическая сумма внешней нагрузки P_B и реакции со стороны давления жидкости в карманах сообщает ускорение массе m ротора в опоре.

Движение кривошипа без учёта вращающего момента, его перемещение в радиальном направлении можно описать уравнением динамического равновесия:

$$\frac{mdh^2}{dt^2} = P_B + p_{k1} \cdot S_1 - (p_1 + p_2) \cdot S_2 - T_1, \quad (9)$$

где m – масса движущихся частей; dh^2 / dt^2 – ускорение движущихся частей; p_{k1} – давление в кармане 1 гидроопоры; T_1 – сила жидкостного трения; P_B – сила внешней нагрузки; h – перемещение коренной шейки коленвала относительно оси гидроопоры; t – время; $p_1 + p_2$ – сумма давлений в кармане 2 гидроопоры от основного насоса $H1$ и дополнительного $H2$.

При этом изменение давления на радиусе r в кармане с дополнительной системой подачи жидкости определяется уравнением:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{6\mu(Q_1 + Q_2)}{\pi \cdot r \cdot h_1^3}, \quad (10)$$

где p – давление жидкости в кармане; $Q_1 + Q_2$ – алгебраическая сумма расходов жидкости от двух насосов в момент срабатывания управляющего золотника.

В уравнении (9) силу трения T_l , вследствие её малости, можно не учитывать тогда уравнение приобретает вид [5]: $M\ddot{h}_1 - P_B - P_{k1} + P_{k2} = 0$.

При этом передаточная функция такой гидроопоры представляет собой отношение изображений по Лапласу изменение зазора к изменению усилия и в соответствии с [5] передаточная функция замкнутой гидростатической опоры с дроссельным регулированием определяется как:

$$W(s) = -\frac{\Delta h_1(s)}{\Delta P_1(s)} = K_y \frac{(T_2')^2 \cdot s^2 + T_1' \cdot s + 1}{T_4^4 \cdot s^4 + T_3^3 \cdot s^3 + T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1}, \quad (11)$$

где $\Delta h_1(s)$ и $\Delta P_1(s)$ – преобразования по Лапласу отклонений зазора и нагрузки; s – оператор Лапласа;

K_y – коэффициент усиления (статическая податливость); $T_1', T_2', T_4, T_3, T_2$, – постоянная времени.

Таким образом, общую математическую модель системы автоматического регулирования коленчатого вала можно представить в виде системы передаточных функций:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_1(s) = \frac{\Omega(s)}{L(s)} = \frac{K_0}{T_0(s)+1}; \\ W_2(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = K; \\ W_3(s) = \frac{K}{T \cdot J \cdot \omega + 1}; \\ W_D = K_D \\ W_{zco}(s) = -\frac{\Delta h_1(s)}{\Delta P_1(s)} = K_y \frac{(T_2')^2 \cdot s^2 + T_1' \cdot s + 1}{T_4^4 \cdot s^4 + T_3^3 \cdot s^3 + T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1}. \end{array} \right. \quad (12)$$

Разработанная математическая модель реализуется в системе визуального моделирования Simulink в пакете MATLAB.

Выводы. Таким образом, в работе составлена структурная схема автоматического управления, которая корректирует радиальное положение коленчатого вала автомобиля в гидростатической опоре, что позволяет уменьшить его износ и продолжить срок службы машины без ремонта. Определены передаточные функции элементов системы управления и получена общая математическая модель для определения динамических характеристик двигателя внутреннего сгорания автомобиля.

Список литературы: 1. Сахно Ю.О. Модернізація системи змащування підшипників колінчатого валу.[Текст] / Ю.О. Сахно, Є.Ю. Сахно, Я.В. Шевченко, С.В.Бойко // Вісник Чернігівського Державного Технологічного Університету Серія технічні науки, Чернігів. 2008. – № 34. С. 95 – 99. 2. Прокопенко В.А. Динамика шпиндельных гидростатических подшипников при использовании схемы управления с регуляторами [Текст] /В.А. Прокопенко, И.А. Чернов. // Теория механизмов и машин. 2007. – №1. Т.5. – С. 45 – 50. 3. Бундур М.С. Сравнительные исследования динамического качества при выборе системы управления шпиндельных гидростатических подшипников [Текст] / М.С. Бундур, В.А. Прокопенко, И.А. Чернов. // Теория механизмов и машин. – 2007 – №1. Т.5. – С. 51 – 59. 4. Мугин. О.О. О

проектировании и настройке на рабочую частоту гидропоры [Текст] / О.О. Мугин. // Вестник научно-технического развития 2009. №6 (22). - С. 20 – 24. 5. Ингерт Г.Х. Динамические характеристики гидростатических опор [Текст] / Г.Х. Ингерт, Б.Г. Лурье. // Станки и инструмент 1972. – №9. – С. 5 – 7. 6. Ингерт Г.Х. Переходные процессы в гидростатических опорах [Текст] / Г.Х. Ингерт. // Станки и инструмент. – 1986. – №5. С. 24 – 25. 7. Иващенко Н.И. Автоматическое регулирование теория и элементы систем. [Текст] / Н.И. Иващенко // – М.: Машиностроение, 1973. – 606 с. 8. Быков К.П. Мотоциклы «Урал», «Днепр». Эксплуатация, ремонт. Пособие по ремонту [Текст] / Состав. К.П. Быков, П.В. Грищенко; Ред. Т.А. Шлёнчик. // – Чернигов: ПКФ «Ранок». 2001. – 208 с. 9. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. [Текст] / Б.Л. Коробочкин // – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с. 10. Лозинський Д.О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин. [Текст] автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. / Д.О. Лозинський – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 20 с. 11. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственных машин [Текст] З.В. Ловкис // – Мн.: Урожай, 1986. – 216 с.

Поступила в редколлегию 15.03.2011

УДК 519.683:517.9:629.36

О.Я. НИКОНОВ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХП»
В.Ю. УЛЬКО, асп., ХНАДУ, м. Харків

ПОБУДОВА НЕЛІНІЙНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ ПРИВОДІВ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У статті розглянута задача побудови нелінійної математичної моделі електрогідравлічних слідкуючих приводів як підсистеми інформаційно-керуючої системи багатоцільових транспортних засобів. Отримана передавальна функція замкнутої системи електрогідравлічних слідкуючих приводів.

В статье рассмотрена задача построения нелинейной математической модели электрогидравлических следящих приводов как подсистемы информационно-управляющей системы многоцелевых транспортных средств. Получена передаточная функция замкнутой системы электрогидравлических следящих приводов.

In paper the problem of construction of nonlinear mathematical model of electrohydraulic servo drives as subsystems of an informational-controlling system of multi-purpose vehicles is considered. The transfer function of a looped system of electrohydraulic servo drives is obtained.

1. Постановка проблеми

Всі реальні технічні системи не мають ідеально прямолінійних статичних характеристик при будь-яких значеннях вхідної величини, тобто всяка система керування, власне кажучи, є нелінійною системою, тому що якщо об'єкт керування і вимірювальний елемент регулятора можна вважати в першому наближенні лінійними, то підсилювально-силовий елемент регулятора завжди буде нелінійним завдяки великого посилення і обмеженої потужності регулюючого елемента. У технічних розрахунках через неможливість точного урахування всіх явищ звичайно створюють деякий ідеалізований математичний опис досліджуваної системи за допомогою рівнянь, щоб, зберігши її головні