

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ШАГАЮЩЕЙ МАШИНЫ

Abstract: It is searched the possibility of using six-legged striding machine of the hydraulic drive with machine throttle controlling. Short description of the mathematic model of the hydro-system with LS-controlling is adduced. With the help of the considered mathematic model modeling of one legged hydro-system of the striding machine with pump with LS-controlling. Was performed the results of modeling are given.

Key words: mathematical modeling, hydraulic system, standing machine.

Анотація: Досліджується можливість використання на шестиногій крокуючій машині гідравлічного приводу з машино-дросельним керуванням. Коротко описано математичну модель гідросистеми з LS-керуванням. За допомогою розглянутої математичної моделі було виконано моделювання гідросистеми однієї ноги керуючої машини з насосом з LS-керуванням. Подані результати моделювання.

Ключові слова: математичне моделювання, гідравлічні системи, крокуюча машина.

Аннотация: Исследуется возможность применения на шестиногой шагающей машине гидравлического привода с машинно-дросельным управлением. Приведено краткое описание математической модели гидросистемы с LS-управлением. С помощью рассмотренной математической модели было выполнено моделирование гидросистемы одной ноги шагающей машины с насосом с LS-управлением. Приведены результаты моделирования.

Ключевые слова: математическое моделирование, гидравлические системы, шагающая машина.

1. Введение

Интерес к шагающим машинам (ШМ), который наблюдается во всем мире, вызван прежде всего их уникальными возможностями, которые делают их применение незаменимым во многих областях человеческой деятельности. На сегодняшний день можно говорить о том, что ШМ найдут широкое применение в атомной, химической, космической, строительной, нефтедобывающей промышленности, где они могут использоваться для инспекционных целей и ремонтных работ, в местах, не доступных и опасных для человека. Шагающие машины могут оказаться незаменимыми при ликвидации последствий стихийных бедствий (землетрясения, наводнения, ураганы и т.д.) или катастроф техногенного характера.

Одной из основных проблем при разработке ШМ, предназначенных для выполнения транспортных, грузоподъемных и других работ, является проектирование привода ног. Гидравлический привод, по сравнению с электрическим и пневматическим приводами, имеет большую удельную мощность, высокое быстродействие, высокую точность регулирования, простоту регулирования скорости выходного звена, простоту обеспечения поступательного движения. В настоящее время уровень развития технологии не позволяет электроприводу обеспечить такие же динамические характеристики.

Примерами существующих автономных ШМ с гидравлическим приводом являются Adaptive Suspension Vehicle (ASV) [1–3], Walking harvester [4], Mecant [5]. Компания Boston Dynamics разработала прототип четвероногого робота (его название BigDog), который может нести на себе до 40 килограммов полезной нагрузки (это, примерно, 30% от его собственного веса) [6].

Шагающая машина ASV имеет следующие характеристики: масса – 3200кг, полезная нагрузка – 225кг, максимальная скорость – 3,6м/с, мощность приводного двигателя – 52кВт; для привода ног используется гидропривод с объемным регулированием, включающий в себя 18 регулируемых насосов с максимальной подачей 1,83 л/с и давлением 21 МПа [1–3].

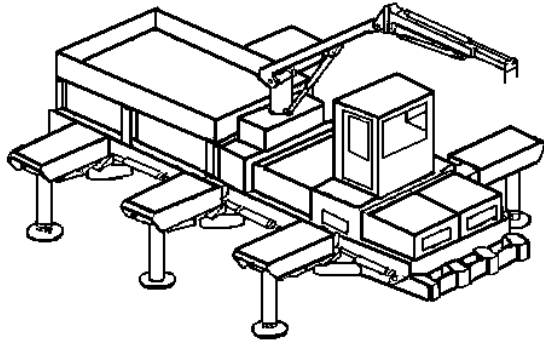


Рис. 1. Общий вид шагающей машины

гидроцилиндры и их скорости перемещения. Величины нагрузок и скоростей ноги за один шаговый цикл для всех гидроцилиндров были получены при движении ШМ наиболее динамичной походкой «трёшками» [7] и представлены на рис. 3, 4.

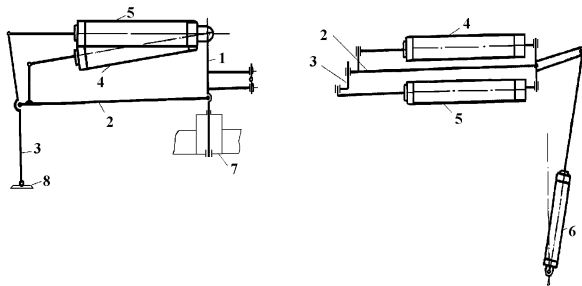


Рис. 2. Кинематика и конструктивные параметры ноги. Обозначения: 1 – стойка, 2 – бедро, 3 – голень, 4 – ГЦ привода бедра, 5 – ГЦ привода голени, 6 – ГЦ поворота стойки, 7 – корпус, 8 – стопа

Гидравлическая схема должна обеспечить движение ШМ с заданной скоростью, а также

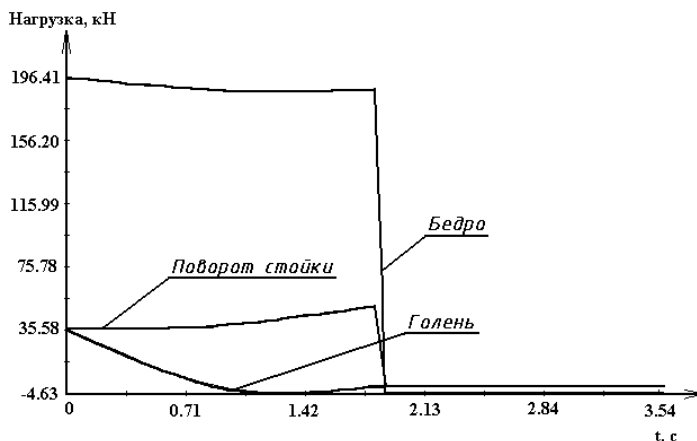


Рис. 4. Графики зависимостей от времени усилий в шарнирах ноги, развиваемых гидроцилиндрами: 1 – поворот стойки, 2 – бедро, 3 – голень

которые приводят к значительному усложнению конструкции машины и, следовательно,

2. Постановка задачи

В статье рассматривается схема гидропривода для шестиногой ШМ, имеющей массу 10т и максимальную скорость передвижения 0,6 м/с [8]. На рис. 1 приведен общий вид ШМ.

Кинематика и конструктивные параметры ноги приведены на рис. 2 [8].

Для выбора конструктивных параметров приводов в шарнирах ног необходимо знать нагрузки, действующие на исполнительные

гидроцилиндры и их скорости перемещения. Величины нагрузок и скоростей ноги за один шаговый цикл для всех гидроцилиндров были получены при движении ШМ наиболее динамичной походкой «трёшками» [7] и представлены на рис. 3, 4.

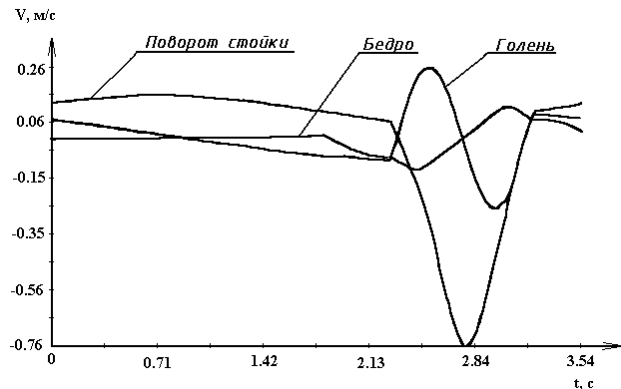


Рис. 3. Графики зависимостей от времени скоростей в шарнирах ноги: 1 – поворот стойки, 2 – бедро, 3 – голень

иметь высокие энергетические характеристики. Это важно ввиду ограниченной мощности приводного двигателя. Из основных типов гидроприводов, применяемых в технике, из рассмотрения был исключен гидропривод с дроссельным регулированием из-за его низкого к.п.д. Гидропривод с объёмным регулированием наряду с преимуществами, присущими данному типу, главным из которых является высокий к.п.д., имеет ряд недостатков,

увеличению её массы. В частности, применение гидропривода с объёмным регулированием требует использования 18 регулируемых насосов, по числу степеней свободы ног машины. Такая схема требует разработки сложной трансмиссии для привода всех насосов, что, в свою очередь, ведет к увеличению массы и габаритов машины. Однако такой тип гидропривода был применен на ШМ ASV, построенной в Университете штата Огайо [1–3].

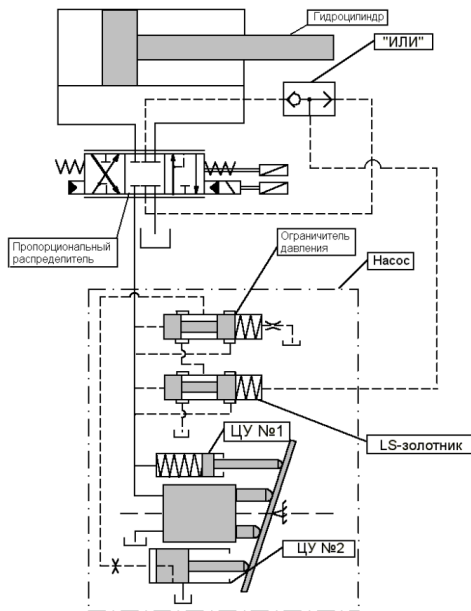


Рис. 5. Принципиальная схема привода с LS-управлением

Для управления скоростью штоков исполнительных гидроцилиндров применяются дросселирующие распределители с пропорциональным управлением.

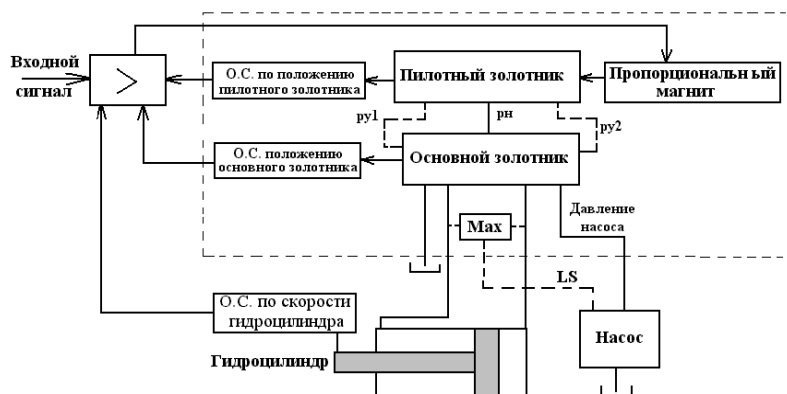


Рис. 6. Структурная схема гидропривода рабочей жидкости и уравнения движения отдельных механических звеньев [8–11]. Математическая модель гидропривода, принципиальная схема которого представлена на рис. 5, 6, состоит из математических моделей аксиально-поршневого насоса с регулируемой подачей; гидравлических линий; исполнительного гидроцилиндра; пропорционального распределителя.

В настоящее время все более широко применяются гидроприводы с машинно-дроссельным регулированием, в которых используются насосы с LS-управлением (load sensing). Данный тип гидропривода позволяет обеспечить высокий к.п.д. и одновременно высокое быстродействие (рис. 5, 6). Основным преимуществом насосов с LS-управлением является то, что они подают к гидродвигателю только требуемый объём рабочей жидкости. Давление же, развиваемое насосом, будет равно давлению нагрузки плюс перепад давления на регулируемом дросселе, что обычно составляет 14–18 атм. Кроме того, использование такого насоса позволяет для подачи рабочей жидкости к нескольким приводам применять один насос, что значительно упрощает трансмиссию машины и

2. Математическая модель гидросистемы ШМ при использовании насоса с LS-управлением

Математическая модель гидропривода основана на уравнениях, определяющих расходы жидкости через дроссельные устройства, на уравнениях неразрывности течения, уравнениях состояния

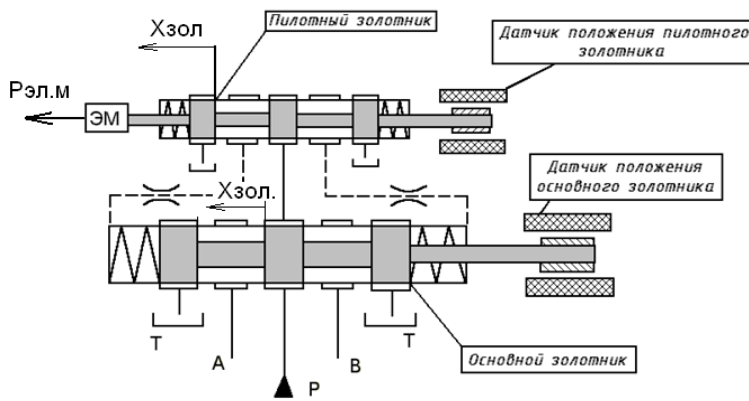


Рис. 7. Принципиальная схема пропорционального распределителя

Чтобы обеспечить большие расходы жидкости и высокие динамические характеристики гидропривода используются двухступенчатые распределители с пропорциональным управлением (применение одноступенчатого распределителя приведет к необходимости использования электромагнита большой мощности) (рис. 7).

Математическая модель гидрораспределителя с пропорциональным управлением представляет собой совокупность уравнений, записанных для отдельных его элементов [8].

Уравнение напряжений в электрической цепи магнита (ЭМ):

$$U_{yc} = R_y I_y + L_y \frac{dI_y}{dt} + C_l \frac{dx_{n.3}}{dt},$$

где U_{yc} – напряжение на выходе электронного усилителя, R_y – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, L_y – индуктивность обмотки управления электромагнита, C_l – коэффициент противо-ЭДС, $x_{n.3}$ – смещение якоря электромагнита пилотного золотника.

Уравнение расходов рабочей жидкости в управляющем каскаде:

$$Q_{yi} = F_3 \frac{dx_3}{dt} + k_{сжи} \frac{dp_{yi}}{dt},$$

где Q_{yi} – расходы рабочей жидкости, обеспечивающие управление золотником, F_3 – площадь торца плунжера основного золотника, x_3 – перемещение плунжера основного золотника,

$k_{сжи} = \frac{V_{yi}}{B_{жи}}$ – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости в торцевых камерах

основного золотника, V_{yi} – объём торцевой камеры основного золотника, $B_{жи}$ – объёмный модуль упругости жидкости, находящейся в торцевой камере основного золотника, p_{yi} – давление жидкости в камерах по торцам основного золотника.

Расход Q_{yi} определяется известными из гидравлики соотношениями:

$$Q_{yi} = k_{n.3} \sqrt{|p_n - p_{yi}|} \text{sign}(p_n - p_{yi}),$$

где $k_{n.3} = \mu_{n.3} \pi \cdot d_{n.3} k_{n.л.3} x_{n.3} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – проводимость рабочих щелей пилотного золотника, p_n –

давление насоса, ρ – плотность рабочей жидкости, $\mu_{n.3}$ – коэффициент расхода жидкости через

щели пилотного золотника, $k_{н.з}$ – коэффициент перекрытия гильзы пилотного золотника, $d_{н.з}$ – диаметр плунжера пилотного золотника.

Уравнение движения плунжера пилотного золотника:

$$m_{н.з} \frac{d^2 x_{н.з}}{dt^2} + k_{мп.н.з} \frac{dx_{н.з}}{dt} + c_{пр.н.з} x_{н.з} + R_{зд.н.з} = P_{элм},$$

где $m_{н.з}$ – масса плунжера пилотного золотника, $k_{мп.н.з}$ – коэффициент, учитывающий вязкое трение в зазоре между плунжером пилотного золотника и гильзой, $R_{зд.н.з}$ – гидродинамическая сила, действующая на пилотный золотник со стороны рабочей жидкости, $P_{элм}$ – сила электромагнита, $c_{пр.н.з}$ – жесткость пружины пилотного золотника.

Уравнение движения плунжера основного золотника имеет такой же вид, как и для пилотного золотника.

Расход через основной золотник:

$$Q_3 = \mu_3 \pi \cdot d_3 k_{н.з} x_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_n - p_{ц.с}|} \text{sign}(p_n - p_{ц.с}),$$

где μ_3 – коэффициент расхода окна гильзы, d_3 – диаметр плунжера основного золотника, x_3 – перемещение плунжера основного золотника, $k_{н.з}$ – коэффициент перекрытия гильзы золотника, p_n – давление насоса, $p_{ц.с}$ – давление в силовом цилиндре.

Гидродинамические силы $R_{зд.з}$, действующие на золотник, определяются по формулам для «гидродинамической пружины».

Уравнение движения поршня силового гидроцилиндра (рис. 5) имеет вид

$$m_{ц.с} \frac{d^2 z_{ц.с}}{dt^2} + k_{мп.ц.с} \frac{dz_{ц.с}}{dt} + P_{нагр}^\Sigma = p_{пор} F_{порш} - p_{шт} F_{шт},$$

где $m_{ц.с}$ – приведенная масса поршня и подвижных элементов силового гидроцилиндра, $k_{мп.ц.с}$ – коэффициент вязкого трения в гидроцилиндре, $P_{нагр}^\Sigma$ – внешняя нагрузка, действующая на шток, $F_{шт}$ – площадь, равная площади поршня гидроцилиндра за вычетом площади штока, $F_{порш}$ – площадь поршня, $p_{пор}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра, $p_{шт}$ – давление в штоковой полости гидроцилиндра, $z_{ц.с}$ – перемещение поршня силового цилиндра.

Трубопроводы, соединяющие насос с гидроприводами, считаем достаточно короткими, чтобы процессы в них можно было рассматривать без учета распределенности параметров рабочей среды по длине гидролинии. Тогда, исходя из условия неразрывности течения жидкости, уравнение расходов в напорной гидролинии запишем в виде

$$K_{сж} \frac{dp_n}{dt} = Q_n - Q_s - Q_y,$$

где Q_n – подача насоса, Q_s – расход, необходимый для работы гидроприводов, Q_y – расход жидкости, идущей на управление, $K_{сж}$ – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости в напорной гидролинии.

Расход жидкости, необходимый для работы гидроприводов: $Q_s = \sum_{i=1}^n Q_i$, где Q_i – расход, потребляемый i -м гидроприводом, n -число гидроприводов, подключенных к насосу.

Уравнение движения плунжера LS-золотника (рис. 5):

$$m_{3.ls} \frac{d^2 x_{3.ls}}{dt^2} + k_{mp.ls} \frac{dx_{3.ls}}{dt} + c_{np.ls} x_{3.ls} + P_{n.ls} + R_{20.ls} = (p_n - p_{y.c}) F_{3.ls},$$

где $m_{3.ls}$ – масса плунжера LS-золотника, $x_{3.ls}$ – перемещение плунжера LS-золотника, $k_{mp.ls}$ – коэффициент, учитывающий вязкое трение в зазоре между плунжером золотника и корпусом, $c_{np.ls}$ – жесткость пружины, $P_{n.ls}$ – сила предварительного поджатия пружины, $R_{20.ls}$ – гидродинамическая сила, действующая на золотник со стороны рабочей жидкости, $F_{3.ls}$ – площадь торца плунжера золотника.

Уравнение движения плунжера ограничителя давления аналогично уравнению движения LS-золотника.

В соответствии с принципиальной схемой насоса с ограничителем давления и LS-регулятором (рис. 5) условия работы этой схемы следующие:

$$\text{если } (x_{3.ls} < 0,1x_{3.ls \max}) \text{ и } (x_{o.d} < 0,1x_{o.d \max}), \text{ то } k_{o.d} = \mu_{o.d} \pi d_{o.d} k_{n.o.d} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad k_{ls} = \mu_{ls} \pi d_{ls} k_{n.ls} \sqrt{\frac{2}{\rho}}.$$

Расходы рабочей жидкости через золотники ограничителя давления, LS-золотника и дросселя:

$$Q_{o.d} = k_{o.d} (0,1x_{o.d \max} - x_{o.d}) \sqrt{|p_{o.d} - p_{ls}| \text{sign}(p_{o.d} - p_{ls})},$$

$$Q_{ls} = k_{ls} (0,1x_{3.ls \max} - x_{3.ls}) \sqrt{|p_{ls} - p_{cl}| \text{sign}(p_{ls} - p_{cl})},$$

$$Q_{dp} = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_{y.y.2} - p_{o.d}| \text{sign}(p_{y.y.2} - p_{o.d})},$$

где μ_{ls} , $\mu_{o.d}$, μ_{dp} – коэффициенты расхода щелей LS-золотника, золотника ограничителя давления и дросселя, d_{ls} , $d_{o.d}$ – диаметры плунжеров LS-золотника и золотника ограничителя давления, $k_{n.ls}$, $k_{n.o.d}$ – коэффициенты перекрытия LS-золотника и золотника ограничителя давления, p_{ls} – давление после LS-золотника, p_{cl} – давление слива, $x_{o.d}$ – перемещение плунжера золотника ограничителя давления, $p_{o.d}$ – давление после золотника ограничителя давления, μ_{dp} – коэффициент расхода дросселя, f_{dp} – площадь дросселя, $p_{y.y.2}$ – давление во втором цилиндре управления.

Если $(x_{3.l_s} > 0,1x_{3.l_s \max})$ и $(x_{o.d} < 0,1x_{o.d \max})$, то

$$Q_{o.d} = k_{o.d}(0,1x_{o.d \max} - x_{o.d})\sqrt{|p_{l_s} - p_{o.d}|} \operatorname{sign}(p_{l_s} - p_{o.d}),$$

$$Q_{l_s} = k_{l_s}(x_{3.l_s} - 0,1x_{3.l_s \max})\sqrt{|p_n - p_{l_s}|} \operatorname{sign}(p_n - p_{l_s}),$$

$$Q_{dp} = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_{o.d} - p_{u.y.2}|} \operatorname{sign}(p_{o.d} - p_{u.y.2}).$$

Если $(x_{o.d} > 0,1x_{o.d \max})$, то

$$Q_{o.d} = k_{o.d}(x_{o.d} - 0,1x_{o.d \max})\sqrt{|p_n - p_{o.d}|} \operatorname{sign}(p_n - p_{o.d}),$$

$$Q_{dp} = \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_{o.d} - p_{u.y.2}|} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_{u.y.2}).$$

Расход рабочей жидкости через канал во втором управляющем цилиндре:

$$Q_{кан} = k_{кан} \sqrt{|p_{u.y.2} - p_{cl}|} \operatorname{sign}(p_{u.y.2} - p_{cl}), \quad k_{кан} = \mu_{кан} \pi d_{u.y.2} \delta \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где $\mu_{кан}$ – коэффициент расхода канала, $d_{u.y.2}$ – диаметр цилиндра управления, δ – зазор между поршнем и гильзой цилиндра.

Уравнение движения поршней гидроцилиндров управления (ЦУ №1, ЦУ №2 на рис. 5):

$$m_{u.y} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{mp} \frac{dy}{dt} + c_{np.u.y.1} y + P_{n.n1} + (p_{u.y.1} - p_{cl}) F_{u.y.1} + P_{m.c} = (p_{u.y.2} - p_{cl}) F_{u.y.2},$$

где $m_{u.y}$ – суммарная масса поршней цилиндров управления и присоединенных частей, k_{mp} – коэффициент вязкого трения, $c_{np.u.y.1}$ – жёсткость пружины, $P_{n.n1}$ – сила предварительного поджатия пружины, $F_{u.y.1}, F_{u.y.2}$ – площади поршней цилиндров управления, $P_{m.c}$ – суммарный момент сопротивления, приложенный к органу регулирования насоса, y – перемещение поршней гидроцилиндров управления.

Уравнения расходов для управляющих гидроцилиндров:

$$Q_{u.y.1} = F_{u.y.1} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{u.y.1}}{B_{ж}} \frac{dp_n}{dt},$$

$$Q_{u.y.2} = F_{u.y.2} \frac{dy}{dt} + Q_{кан} + \frac{V_{u.y.2}}{B_{ж}} \frac{dp_{u.y.2}}{dt},$$

где $V_{u.y.1}, V_{u.y.2}$ – объёмы торцевых камер управляющих гидроцилиндров.

Из принципиальной схемы привода с LS-управлением (рис. 5) следует, что расходы жидкости, проходящие через дроссель и ограничитель давления, равны $Q_{dp} = Q_{o.d}$.

Зависимость между перемещениями поршней управляющих гидроцилиндров и углом наклона шайбы насоса определяется соотношением $y = \arctg \frac{y_{\max} - y}{R}$, где y – координата,

определяющая положение поршней гидроцилиндров, y_{\max} — максимальное значение, которое может принимать y , R — радиус опорной шайбы насоса.

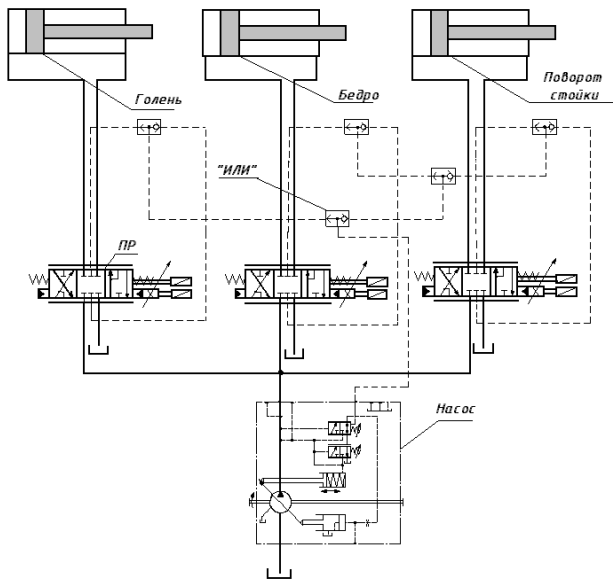


Рис. 8. Принципиальная схема гидропривода для одной ноги ШМ

Математическая модель гидропривода ноги ШМ в схеме с одним насосом, работающим на три исполнительных гидроцилиндра (рис. 8), состоит из уравнений, приведенных выше для одного исполнительного гидроцилиндра, к которым следует добавить соответствующие уравнения, описывающие работу еще двух исполнительных гидроцилиндров и двух пропорциональных усилителей. Система дифференциальных уравнений, описывающих работу ГСУ одной ноги с насосом с LS-управлением, записанных в нормальной форме Коши, имеет 41-й порядок.

3. Принятые допущения

При расчетах были приняты следующие допущения: коэффициенты расходов дросселей и рабочих окон золотника являются постоянными; гидродинамические силы, действующие на золотники LS-регулятора, ограничителя давления, пилотного золотника пропорционального распределителя, пренебрежимо малы; перетечки рабочей жидкости через радиальные зазоры золотников и гидроцилиндров пренебрежимо малы; нагружающий момент на шайбе насоса создается приведенной к штоку управляющего гидроцилиндра массой подвижных частей; давление слива постоянно; величины вязкости и модуля объёмной упругости в ходе численного эксперимента остаются неизменными.

4. Результаты моделирования гидросистемы ноги ШМ с одним насосом с LS-регулированием

Для моделирования была выбрана схема (рис. 8), в которой все три гидроцилиндра одной ноги работают от одного насоса с LS-регулированием. Моделирование проводилось на интервале времени, равном двум шаговым циклам. В качестве исполнительных механизмов применялись одноштоковые гидроцилиндры. Использование таких гидроцилиндров может привести к ухудшению работы привода в следящем режиме. Это объясняется разным объемом рабочей жидкости, подаваемой к цилиндру при прямом и обратном ходах. Однако в настоящее время ведущие фирмы-производители аппаратуры для гидроприводов выпускают распределители для одноштоковых цилиндров, которые позволяют устранить этот недостаток. Основное их отличие от наиболее часто используемых состоит в том, что при равных смещениях плунжера основного

золотника в противоположных направлениях обеспечивается разный расход рабочей жидкости к исполнительному гидроцилиндру.

Использование подобных распределителей делает возможным применение в приводах каждой из степеней свободы ноги одноштоковых гидроцилиндров. Это позволяет упростить гидравлическую схему привода шагающей машины и упростить компоновку ноги. Такие распределители обеспечивают хорошую работу привода в следящем режиме, при использовании одноштоковых гидроцилиндров. В этих распределителях предусмотрены дополнительные порты для осуществления LS-управления.

При моделировании на вход каждого следящего привода подавались напряжения, пропорциональные требуемым скоростям перемещения исполнительных гидроцилиндров шарниров ног (рис. 3).

Привод поворота стойки ноги. График скорости перемещения штока гидроцилиндра поворота стойки ноги показан на рис. 9 (1).

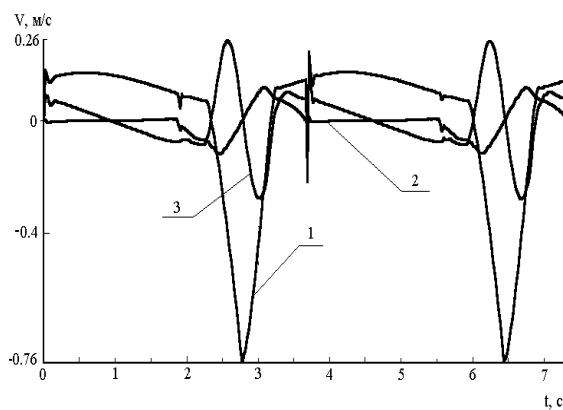


Рис. 9. Графики скоростей исполнительных гидроцилиндров ноги: 1 – привод поворота стойки, 2 – бедро, 3 – голень

На начальном участке скорость перемещения штока имеет колебательный характер. Это объясняется тем, что в начальный момент времени входной сигнал имеет ненулевое значение, т.е. это равносильно ступенчатому входному воздействию. Также нагрузка на исполнительный гидроцилиндр в начальный момент равна нулю, а затем резко возрастает до 36 кН (рис. 4 (1)). В дальнейшем изменение входного сигнала и нагрузки имеет гладкий характер. Поэтому в течение всего шагового

цикла график скорости штока гидроцилиндра поворота стойки ноги имеет гладкий характер и отслеживает входной сигнал с высокой точностью. Величина относительной ошибки не превышает 5%. Значительные возмущения скорости имеют место в моменты смены фазы переноса и опоры ноги, что обусловлено скачкообразным изменением нагрузки, действующей на исполнительный гидроцилиндр. В течение фазы опоры нагрузка плавно изменяется от 36 кН до 53 кН. В момент времени $t = 1,89c$ происходит смена фаз опоры и переноса. При этом величина нагрузки изменяется от 53 кН до нуля. На графике скорости штока гидроцилиндра в этот момент виден пик, который по продолжительности равен $0,01c$, далее следящая система возвращает величину скорости к заданной величине. В момент времени $t = 3,667c$ происходит смена фазы переноса на фазу опоры. Нагрузка на исполнительный гидроцилиндр привода поворота стойки изменяется от нуля до 36 кН практически мгновенно, что соответствует моменту постановки ноги на землю. В этот момент на графике скорости штока гидроцилиндра видно искажение, подобное тому, которое наблюдалось при начале фазы переноса, за исключением направления этого искажения. Это объясняется противоположным направлением действия нагрузки.

Привод бедра ноги. Изменение скорости перемещения штока гидроцилиндра (рис. 9 (2)) привода бедра имеет те же особенности, что и для гидроцилиндра привода поворота стойки, а именно на начальном участке скорость перемещения имеет колебательность, обусловленную ступенчатым характером входного сигнала и нагрузки. Как можно видеть из графика полезной нагрузки бедра (рис. 4 (2)), действующей на исполнительный гидроцилиндр, её величина меняется от 200 кН в течение фазы опоры и до 3,8 кН в течение фазы переноса. Ошибка по скорости показывает, что во время фазы опоры и переноса расхождение фактической скорости и заданной не превышает 5%. В момент смены фаз опоры и переноса ошибка достигает больших значений. Однако в связи с тем, что это происходит за очень короткий промежуток времени, равный приблизительно $0,01c$, то существенного влияния на перемещение штока гидроцилиндра это не оказывает.

Привод голени ноги. Из графика для скорости перемещения штока гидроцилиндра привода голени (рис. 9 (3)), как и в предыдущих случаях, следует, что привод обеспечивает хорошее отслеживание задаваемой скорости, за исключением моментов смены фаз опоры и переноса ноги.

К.п.д. гидропривода. Для оценки энергетической эффективности привода было определено к.п.д. привода (рис.10) и мощности насоса (рис. 11). В качестве полезной мощности принималось произведение нагрузки, действующей на исполнительные гидроцилиндры, и скорости каждого из них. Мощность, развиваемая насосом, определяется, как произведение давления насоса на его подачу. Из графика к.п.д. привода (рис. 10) следует, что данный тип привода (с машинно-дрессельным регулированием) дает выигрыш в энергии по сравнению с приводами с чисто дроссельным регулированием. Величина к.п.д. в течение фазы опоры в среднем равна 60%. Как известно, максимальный теоретический к.п.д. привода с дроссельным регулированием составляет 38%.

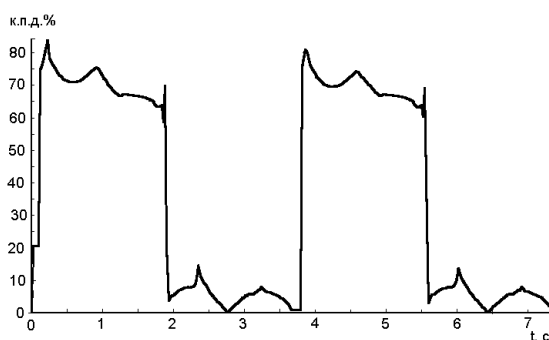


Рис. 10. График изменения к.п.д. привода

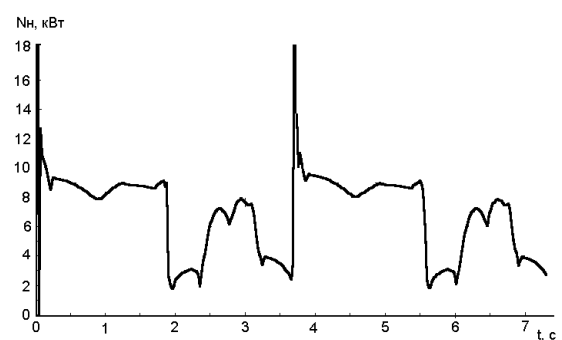


Рис. 11. График изменения мощности насоса

В интервалы времени, которые соответствуют фазе переноса ноги, величина к.п.д. изменяется практически от нуля до десяти процентов. Это объясняется тем, что в течение этой фазы нагрузка на исполнительный гидроцилиндр поворота стойки равна нулю, а для приводов бедра и голени является попутной. При этом расход рабочей жидкости, потребляемый гидроцилиндрами, является максимальным, что заставляет насос работать при подаче, близкой к максимальной. Потери давления на дросселирующих распределителях пропорциональны квадрату

расхода. Поэтому потери энергии достаточно велики. Но, несмотря на малое значение к.п.д., значение мощности, развиваемой насосом в этот период, равно в среднем 12кВт.

Суммарная мощность приводов ног, которые находятся в фазе опоры, равна 45кВт. Мощность приводов ног, находящихся в фазе переноса, равна 36кВт. Суммарная мощность всех приводов будет равна 81кВт, что позволяет использовать приводной двигатель сравнительно небольшой мощности.

Однако следует отметить, что при моделировании не учитывались некоторые факторы, которые могут привести к потерям энергии в приводе, а именно потери на трение рабочей жидкости в трубопроводах, потери на местных сопротивлениях (повороты, вентили, внезапные расширения, сужения и т. д.), механические потери. Учет этих факторов может привести к увеличению мощности требуемого приводного двигателя.

В начальный момент времени мощность, развиваемая насосом, достигает относительно больших значений. Это связано с тем, что моделирование проводилось при нулевых начальных значениях. При этом подача насоса имеет максимальное значение, которое превышает расход рабочей жидкости, необходимый для приводов. Давление же принимает большое значение в связи с тем, что скорости перемещения исполнительных гидроцилиндров равны нулю. В дальнейшем значение давления насоса уменьшается до величин, равных давлению в наиболее нагруженном цилиндре, плюс перепад давления на пропорциональном распределителе. Это связано с тем, что быстрое действие LS-регулятора ограничено, и подача насоса уменьшается с некоторой задержкой по времени, определяемой его конструктивными параметрами.

5. Заключение

Привод с машинно-дроссельным регулированием, в котором применяется насос с LS-управлением, показал энергетическую эффективность. Значения к.п.д. во время фазы опоры, требующей наибольших энергетических затрат от привода, равно в среднем 60%. Во время фазы переноса значение к.п.д. равно 8%. Такое значение к.п.д. объясняется малым значением полезной нагрузки, действующей на исполнительные гидроцилиндры, и их большой скоростью. Потери происходят на дросселирующих распределителях, которые пропорциональны квадрату расхода жидкости. Ошибка по скорости не превышает 5%, за исключением тех моментов, в течение которых происходит смена фаз опоры и переноса, когда нагрузка изменяется практически мгновенно. В наиболее известной гидравлической шагающей машине ASV используется гидропривод с объемным регулированием. Шесть ног машины имеют 18 степеней свободы, каждая из которых управляется гидроцилиндром. Рабочая жидкость к каждому гидроцилиндру подается при помощи регулируемого насоса. Всего на машине используется восемнадцать регулируемых насосов. Подобная схема имеет ряд недостатков, а именно довольно сложную трансмиссию. Все 18 насосов приводятся во вращение при помощи ременных передач. Кроме того, регулируемые насосы имеют большую массу, в среднем на 60% по сравнению с насосами с LS-регулированием такого же типоразмера. Преимуществом же гидросхемы ШМ ASV является высокий к.п.д. привода, который достигает 85%.

В гидросистеме с машинно-дроссельным регулированием при использовании насоса с LS-регулированием можно избежать такой сложной трансмиссии, как у ASV, так как в ней можно применить шесть насосов при работе каждого насоса на одну ногу или два насоса при работе на «трёшку». При этом гидропривод будет иметь достаточно высокий к.п.д., равный 60%.

Суммируя преимущества и недостатки двух схем, можно сделать выводы о том, что схема, используемая на ASV, имеет большую массу из-за использования 18 насосов и сложную трансмиссию для привода всех насосов. Схема, предлагаемая в работе, позволяет уменьшить массогабаритные характеристики машины и упростить конструкцию.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (Грант 07-01-00286).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Configuration design of the adaptive suspension vehicle / K.J. Waldron, V.J. Vohnout, A. Pery et al. // International J. of Robotics Research. – 1984. – N 2. – P. 37 – 48.
2. Technical description of the adaptive suspension vehicle / D.R. Pugh, E.A. Ribble, V.J. Vohnout et al. // International J. of Robotics Research. – 1990. – N 2. – P. 24 – 42.
3. Power system of a multi- legged walking robot / S.S. Nair, R. Singh, K.J. Waldron et al. // Robotics and Autonomous Systems. – 1992. – N 9. – P. 185 – 195.
4. Lehtinen H. Force control of a hydraulic walking machine. IFAC Workshop on trends in hydraulic and pneumatic components and systems. – Chicago: American Society of Mechanical Engineers, 1994. – P. 15 – 15.
5. Leppänen I., Halme A. Lehtinen H. Control of the hydraulic system of a walking machine mecat // Scandinavian International Conference on Fluid Power. – Tampere: Tampere University of Technology, 1995. – P. 190 – 203.
6. <http://forum.deeptown.org/index.php>.
7. Лапшин В.В. LEDY – (Leg Dynamics) – система расчета характеристик движения шагающих машин / В.В. Лапшин. – М., 1994. – (Препринт / Ин-т прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН; 40).
8. Боровин Г.К. Математические модели гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины / Г.К. Боровин, А.В. Костюк. – М., 2000. – (Препринт / Ин-т прикладной математики им. М.В. Келдыша; 56).
9. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидросистемы шагающей машины // Материалы 11-й научно-технической конф. «Экстремальная робототехника». – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. – С. 96 – 106.
10. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. – Теория и системы управления. – 2002. – № 4. – С. 150 – 159.
11. Моделирование гидравлической системы экзоскелетона / Г.К. Боровин, А.В. Костюк, Дж. Сит и др. // Математическое моделирование. – 2006. – Т.18, №10. – С. 39 – 54.

Стаття надійшла до редакції 13.11.2008