

Моделирование гидропривода с объемным регулированием амфибийного транспортного средства

© Н.Г. Сосновский, В.А. Брусов, Нгуен Ван Хоа

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Рассмотрен гидравлический привод, предназначенный для трансмиссии вентиляторов, которая реализует шасси на воздушной подушке амфибийного транспортного средства. Разработана математическая модель динамики силовой части гидравлического привода вращательного действия с объемным регулированием, которое предлагается осуществлять путем направленного изменения рабочего объема насоса. Рассчитана динамика выходного звена гидропривода при подаче сигнала управления на изменение угла наклона шайбы насоса. Значение этого сигнала варьировалось от нулевого значения до сигнала, составляющего 70 % максимального и от 70 до 100 % от максимального. Приведены принципиальная и структурная схемы гидропривода, а также получены его переходные характеристики при движении амфибийного транспортного средства в случае изменения момента инерции на валу гидромотора. Исследование моделирования фокусируется на изменении момента инерции на валу гидромотора при различных режимах движения. Кроме того, расчетным путем определяются время переходного процесса, динамическая ошибка, а также требуемое быстродействие гидропривода. Показано, что разработанная математическая модель помогает выбрать оптимальное соотношение параметров гидравлического привода для амфибийного транспортного средства.

Ключевые слова: амфибийное транспортное средство, гидромотор, динамика гидропривода, насос, объемное регулирование

Введение. В современной технике широко применяются гидравлические системы, обеспечивающие передачу мощности на ходовую часть и рабочие органы, для того чтобы регулировать положение последних и адаптировать их к условиям эксплуатации. Наблюдается тенденция к расширению использования объемных гидроприводов рабочих органов и исполнительных механизмов, совершающих возвратно-поступательные и вращательные движения.

Гидроприводы подразделяют на гидроприводы с дроссельным регулированием и с объемным регулированием. При объемном способе регулирования скорость движения выходного звена гидропривода изменяется в результате изменения либо рабочего объема насоса или гидромотора по отдельности, либо рабочих объемов обеих гидромашин. В гидроприводах больших мощностей применяют дорогостоящее объемное регулирование со значительно большим КПД, чем при дроссельном регулировании [1].

Объемными гидроприводами, обеспечивающими снижение динамических нагрузок и энергопотребления, оснащают строительную и дорожную технику. В связи с этим важной задачей является повышение энергоэффективности объемных гидроприводов различными методами регулирования. Для ее решения проектировщики гидроприводов должны реализовать их главное преимущество — бесступенчатое регулирование скорости выходного звена [2].

Цель работы — исследование динамических характеристик выходного звена гидравлического привода при направленном регулировании рабочего объема насоса. Для этого необходимо определить, как быстро может изменяться частота вращения вала гидромотора вентилятора, подающего сжатый воздух в секции шасси на воздушной подушке. При управлении массовыми расходами воздуха в секциях воздушной подушки следует обеспечить необходимое быстродействие изменения характеристик шасси при подаче сигнала управления на изменение рабочего объема насоса предлагаемого гидропривода.

Гидропривод как объект моделирования. В транспортных средствах на воздушной подушке применяются гидросистемы для вращения аэродинамического маршевого движителя и вентиляторов, подающих сжатый воздух в секции подушки. Поскольку к подобным гидросистемам предъявляются жесткие требования по динамике исполнительного механизма, возникает необходимость в моделировании такой гидросистемы и исследовании ее динамических характеристик.

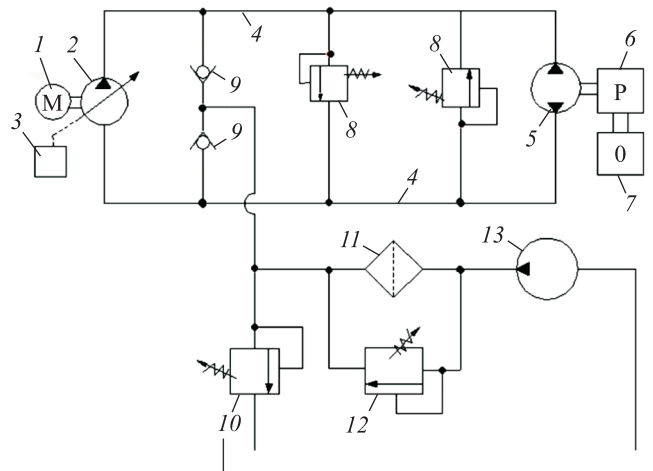


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема привода вращательного движения с объемным регулированием:
 М — двигатель; Р — редуктор; О — объект (вентилятор)

Гидравлическая схема, представленная на рис. 1, содержит две аксиально-поршневые гидромашины: основной насос 2 и гидромотор 5, приводящий в действие вентиляторы воздушной подушки.

Вал насоса приводится во вращение от двигателя 1. Подача насоса регулируется изменением угла наклона блока цилиндров (или угла наклона шайбы) с помощью механизма 3, которым может быть гидроусилитель, состоящий из гидроцилиндра и золотника. Насос двумя трубопроводами 4 соединен с гидромотором, вал которого через редуктор 6 соединен с управляющим объектом (вентилятором) 7.

Утечки рабочей жидкости восполняет вспомогательный насос (обычно шестеренный или пластинчатый) 13, приводимый во вращение от вала основного насоса. Если угол наклона блока цилиндров (угол наклона шайбы) основного насоса регулируется гидроусилителем, то вспомогательный насос используется также для питания гидроусилителя жидкостью под давлением. Переливной клапан 10 поддерживает давление в напорной магистрали вспомогательного насоса, которая через два подпиточных клапана 9 подключена к трубопроводам, соединяющим основной насос и гидромотор.

При падении значения давления в одном из трубопроводов ниже допустимого соответствующий подпиточный клапан открывается и пропускает жидкость под давлением из напорной магистрали вспомогательного насоса до тех пор, пока в трубопроводе не восстановится необходимый уровень давления. После этого подпиточный клапан под действием давления в трубопроводе закрывается. Подпиточные клапаны должны поддерживать в трубопроводе такое минимальное давление, чтобы в основном насосе не возникало кавитации. Для этого устанавливается необходимое давление в напорной магистрали вспомогательного насоса путем регулирования натяжения пружины (давления срабатывания) переливного клапана.

От возникновения чрезмерно высокого давления трубопроводы гидропривода защищены двумя предохранительными клапанами 8. При недопустимом повышении давления в одном из трубопроводов открывается соответствующий предохранительный клапан, пропускающий жидкость в другой трубопровод с низким давлением. В линии нагнетания вспомогательного насоса также имеется предохранительный клапан 12, защищающий насос от повышения давления при засорении фильтра 11 [3, 4].

При математическом моделировании гидропривода были приняты следующие основные допущения:

- двигатель 1 вращает вал насоса с угловой скоростью ω_n , величина которой не зависит от развиваемой насосом мощности;
- при работе гидропривода давление в трубопроводах не достигает значений, при которых открываются предохранительные клапаны;
- давление $p_{\text{под}}$ в магистрали перед подпиточными клапанами поддерживается постоянным;

– моменты, преодолеваемые гидромотором при управлении объектом, могут быть представлены суммой моментов, возникающих под действием приведенных к валу гидромотора инерционной нагрузки, позиционной нагрузки и гидравлического трения;

– трубопроводы приняты настолько короткими, что можно пренебречь в них инерцией жидкости и потерями давления, обусловленными сопротивлением трения;

– расход через подпиточные клапаны при малых изменениях значения давления может быть линеаризован уравнениями:

$$Q_{\text{под1}} = K_{\text{кл}} (p_{\text{под}} - p_1);$$

$$Q_{\text{под2}} = K_{\text{кл}} (p_{\text{под}} - p_2),$$

где $K_{\text{кл}}$ — проводимость подпиточного клапана; p_1 и p_2 — давление в трубопроводах, соединяющих насос и гидромотор.

Если уровень давления в трубопроводах превышает давление подпитки $p_{\text{под}}$, то $Q_{\text{под1}} = Q_{\text{под2}} = 0$, так как подпиточные клапаны закрыты под действием давления в трубопроводах;

– при малых отклонениях блока цилиндров (или наклонного диска) насоса от нейтрального положения его расход может быть линеаризован уравнением

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} (\gamma_{\text{н}}) \omega_{\text{н}} = K_{Q\gamma} \gamma_{\text{н}},$$

где $q_{\text{н}}$ — характерный объем насоса, приведенный к одному радиану угла наклона блока цилиндров; $\gamma_{\text{н}}$ — угол наклона шайбы или блока

цилиндров насоса; $K_{Q\gamma} = \frac{F_{\text{п}} Z_{\text{п}} D_{\text{п}}}{2\pi} \omega_{\text{н}}$ — коэффициент передачи насо-

са ($F_{\text{п}}$ — рабочая площадь одного поршня насоса; $Z_{\text{п}}$ — число поршней; $D_{\text{п}}$ — диаметр окружности, на которой расположены оси поршней насоса) [3].

Математическое моделирование гидропривода. Расчетная схема силовой части гидропривода представлена на рис. 2. На этой схеме стрелками показаны направления потоков жидкости в тот момент, когда давление p_1 больше давления p_2 .

Для того момента времени, когда при малом отклонении блока цилиндров (или наклонной шайбы) от положения равновесия насос подает жидкость по трубопроводу с давлением p_1 и всасывает жидкость из трубопровода с давлением p_2 , уравнения расходов можно записать в следующем виде:

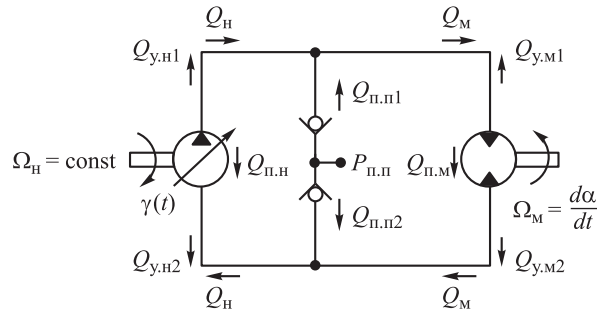


Рис. 2. Расчетная схема силовой части гидропривода:

Q_H , Q_M — расходы насоса и гидромотора; $Q_{у.н1}$, $Q_{у.н2}$ — расходы, которые идут на утечки из насоса; $Q_{у.м1}$, $Q_{у.м2}$ — расходы, идущие на утечки из гидромотора; $Q_{п.н}$ — расход перетечки в насосе; $Q_{п.м}$ — расход перетечки в гидромоторе; $Q_{п.п1}$, $Q_{п.п2}$ — расходы через

подпиточные клапаны; γ — угол наклона шайбы или блока цилиндров насоса

для трубопровода с давлением p_1

$$Q_H = Q_M + Q_{п.н} + Q_{п.м} + Q_{у.н1} + Q_{у.м1} + Q_{сж1} - Q_{подп1}; \quad (1)$$

для трубопровода с давлением p_2

$$Q_H = Q_M + Q_{п.н} + Q_{п.м} - Q_{у.н2} - Q_{у.м2} - Q_{сж2} + Q_{подп2}. \quad (2)$$

Расход гидромотора рассчитывают по формуле

$$Q_M = q_M \omega_M,$$

где q_M — рабочий объем гидромотора; ω_M — частота вращения гидромотора.

Перетечки насоса и гидромотора могут быть представлены соотношениями расходов:

$$Q_{пер} = Q_{п.н} = Q_{п.м} = K_{пер} (p_1 - p_2),$$

где $K_{пер}$ — проводимость щелей, по которым в насосе и гидромоторе происходит перетечка жидкости из полостей с высоким давлением в полости с низким давлением.

Утечки насоса и гидромотора определяются выражениями:

$$Q_{ут1} = Q_{у.н1} = Q_{у.м1} = K_{ут} p_1;$$

$$Q_{ут2} = Q_{у.н2} = Q_{у.м2} = K_{ут} p_2,$$

где $K_{ут}$ — проводимость щелей, по которым происходит утечка жидкости из насоса и гидромотора [5].

Расход, идущий на сжатие рабочей жидкости,

$$Q_{сж1} = \frac{V_0}{B_{ж}} \frac{d}{dt} p_1;$$

$$Q_{сж2} = \frac{V_0}{B_{ж}} \frac{d}{dt} p_2,$$

где V_0 — внутренний объем трубопроводов с подключенными к нему объемами полостей насоса и гидромотора; $B_{ж}$ — модуль объемной упругости жидкости.

Из уравнений (1) и (2) получаем

$$\frac{q_M}{K_{Q\gamma}} \omega_M + \frac{V_0}{2B_{ж}K_{Q\gamma}} \frac{d}{dt} p_M + \frac{K_{\Sigma}}{K_{Q\gamma}} p_M = \gamma_H, \quad (3)$$

где $K_{\Sigma} = K_{yt} + 2K_{пер} + \frac{K_{кл}}{2}$; $p_M = p_1 - p_2$.

Уравнение движения вала гидромотора [6, 7]

$$M_M - M_{тр} - M_{поз} = J \frac{d\omega_M}{dt}, \quad (4)$$

где M_M — крутящий момент для объемной гидромашины, $M_M = q_M p_M$; $M_{поз}$, $M_{тр}$ — моменты от позиционной нагрузки и от трения; J — момент инерции вращающихся с валом гидромотора частей (приведенный момент инерции нагрузки и ротора мотора).

Момент трения $M_{тр}$ создается трением в гидромоторе и нагрузке. Для упрощения математической модели гидропривода будем учитывать только гидравлическое трение

$$M_{тр} = K_{тр} \omega_M,$$

где $K_{тр}$ — коэффициент трения.

Из уравнения (4) получаем уравнение, связывающее перепад давления гидромотора и частоту вращения его вала:

$$\frac{J}{q_M} \frac{d}{dt} \omega_M + \frac{K_{тр}}{q_M} \omega_M = p_M. \quad (5)$$

Введем следующие параметры: $K = K_{тр}/q_M$ — коэффициент передачи; $T = J/K_{тр}$ — постоянная времени.

Преобразуем уравнение (5) по Лапласу к виду

$$K(Ts + 1)\omega_M(s) = p_M(s), \quad (6)$$

где s — комплексная переменная, принятая в математике.

Подставив (5) в (3), получим

$$\begin{aligned} \frac{JV_0}{2B_{\text{ж}}q_M K_{Q\gamma}} \frac{d^2\omega_M}{dt^2} + \left(\frac{K_{\Sigma}J}{q_M K_{Q\gamma}} + \frac{K_{\text{тр}}V_0}{2B_{\text{ж}}q_M K_{Q\gamma}} \right) \frac{d\omega_M}{dt} + \\ + \frac{q_M}{K_{Q\gamma}} \left(1 + \frac{K_{\text{тр}}K_{\Sigma}}{q_M^2} \right) \omega_M = \gamma_H. \end{aligned} \quad (7)$$

Введем три параметра:

постоянная времени гидропривода

$$T_{\text{гп}} = \frac{q_M}{K_{Q\gamma}} \left(1 + \frac{K_{\text{тр}}K_{\Sigma}}{q_M^2} \right);$$

постоянная времени гидромотора

$$T_M = \sqrt{\frac{JV_0}{2B_{\text{ж}}q_M^2} \left(1 + \frac{K_{\text{тр}}K_{\Sigma}}{q_M^2} \right)};$$

коэффициент относительного демпфирования гидромотора

$$\zeta_M = \frac{2JB_{\text{ж}}K_{\Sigma} + K_{\text{тр}}V_0}{2\sqrt{2JB_{\text{ж}}V_0q_M^2}} \sqrt{\left(1 + \frac{K_{\text{тр}}K_{\Sigma}}{q_M^2} \right)}.$$

С учетом введенных параметров уравнение (6) преобразуем по Лапласу к виду

$$T_{\text{гп}}(T_M^2s^2 + 2\zeta_M T_M s + 1)\omega(s) = \gamma(s). \quad (8)$$

Структурная схема силовой части ЭГП в соответствии с уравнениями (7) и (8) представлена на рис. 3.

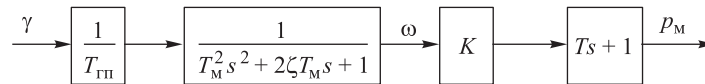


Рис. 3. Структурная схема силовой части ЭГП

Приняты следующие исходные данные гидропривода:

$$K_{\text{гп}} = 3,2 \cdot 10^{-13} \text{ м}^3/\text{Па}; \quad K_{\text{пер}} = 1,9 \cdot 10^{-13} \text{ м}^3/\text{Па};$$

$$K_{\text{кл}} = 7,73 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Па}; K_{\text{тр}} = 0,097 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{Па}; p_{\text{под}} = 1 \text{ МПа};$$

$$V_0 = 3,534 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3; B_{\text{ж}} = 1100 \cdot 10^6 \text{ Па}; \gamma_{\text{max}} = 0,296 \text{ рад}.$$

При движении транспортного средства с шасси на воздушной подушке необходимо поддерживать определенные частоты вращения вентиляторов, обеспечивающих функционирование шасси. Оптимальное значение этой частоты зависит от скорости движения транспортного средства и вида опорной поверхности. При этом будет изменяться кривая сопротивления пневматической системы элементов воздушной подушки, что отразится на изменении значений давления — расхода в рабочей точке вентилятора и момента сопротивления вращения вала вентилятора. Это учитывается варьированием момента инерции, входящего в математическую модель. Рассмотрим переходные процессы при трех значениях момента инерции вращающихся с валом гидромотора частей [8, 9]: $J_1 = 0,0225 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_2 = 0,045 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_3 = 0,0585 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Выбраны различные моменты инерции вала вентилятора, для того чтобы оценить расчетным путем возможное влияние нагрузки (крутящего момента на валу вентилятора), параметров движения по различным опорным поверхностям и изменяющейся пневматической системы баллонов воздушной подушки на динамику гидравлического привода. Большой момент инерции соответствует меньшей скорости движения амфибийного аппарата.

При моделировании входным сигналом является угол наклона шайбы насоса (рис. 4), а выходным — перепад давлений гидромотора.

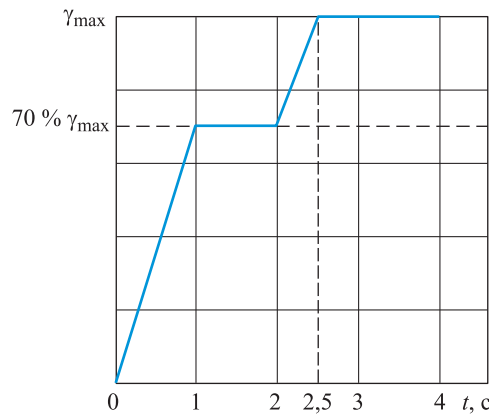


Рис. 4. Изменение угла наклона шайбы насоса γ во времени t

Для моделирования гидропривода был использован пакет MATLAB Simulink. Полученные результаты моделирования отражены в переходных процессах, представленных на рис. 5, 6.

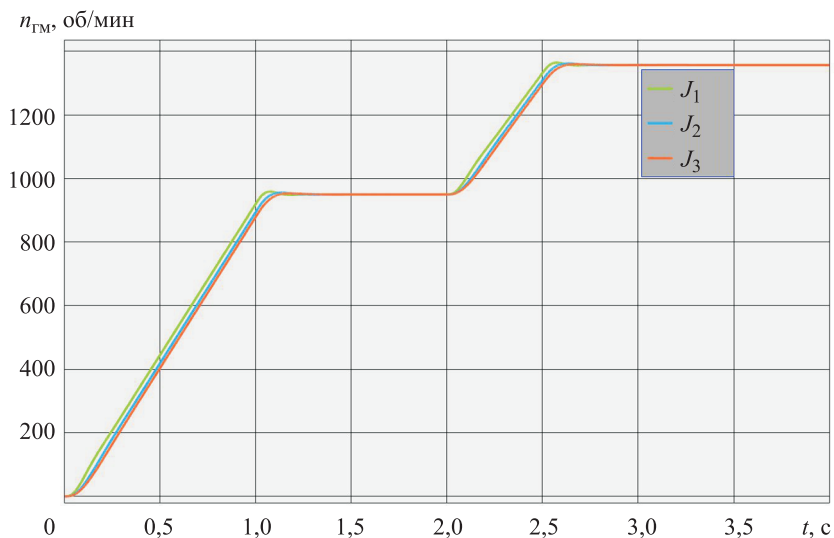


Рис. 5. Переходный процесс по частоте вращения вала гидромотора $n_{ГМ}$

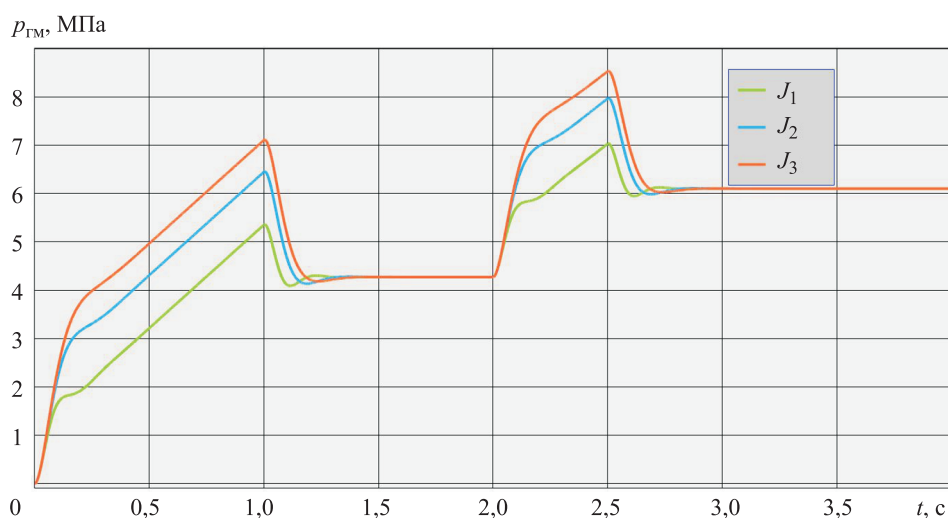


Рис. 6. Переходный процесс по давлению гидромотора $p_{ГМ}$

Показатели качества переходных процессов при изменении угла γ от 0 до 70 % γ_{\max} представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Показатели качества переходного процесса по частоте вращения вала гидромотора

Показатель	Момент инерции гидромотора J , кг · м ²		
	J_1	J_2	J_3
Динамическая ошибка, %	0,94	0,58	0,34
Время переходного процесса t , с	1,037	1,084	1,125

Показатели качества переходного процесса по давлению гидромотора

Показатель	Момент инерции гидромотора J , кг · м ²		
	J_1	J_2	J_3
Динамическая ошибка, %	25	51	66
Время переходного процесса t , с	1,158	1,242	1,253

Угол наклона шайбы насоса γ связан с потребляемой мощностью гидравлического объемного привода. Изменение угла γ в системе автоматического управления амфибийным аппаратом целесообразно связать с педалью газа водителя. Нулевое значение угла наклона шайбы насоса соответствует нулевой мощности гидропривода, максимальный угол — наибольшей мощности объемного гидропривода.

Выполнены расчетные исследования по динамике частоты вращения вала гидромотора и динамике перепада давлений на гидромоторе. Частота вращения вала гидромотора определяет значение частоты вращения вала вентилятора, которая, в свою очередь, устанавливает рабочую точку по избыточному давлению воздуха и его подачу в секции воздушной подушки. Максимальное быстродействие (чуть более 1 с для всего диапазона моментов инерции) и околонулевая динамическая ошибка определяют минимальное отклонение рабочей точки вентилятора, что соответствует его работе с максимальным КПД.

В то же время выявлена большая динамическая ошибка по перепаду давления (от 25 до 66 %) на гидромоторе. Значение перепада давления определяет крутящий момент на валу гидромотора и, следовательно, вентилятора. Наличие такого «заброса» давления в гидросистеме привода является отрицательным фактором работы трансмиссии. Пиковые значения давления в гидросистеме можно устранить путем установки между напорной и сливной магистралями гидравлической трансмиссии регулируемых предохранительных клапанов.

Расчетные исследования гидравлического привода показали его достаточное быстродействие по изменению рабочих характеристик (частоты вращения и крутящего момента) гидромотора при подаче управляющего сигнала (изменение угла наклона диска насоса). Использование гидравлического привода в силовой трансмиссии может обеспечить ее жесткость и энергоэффективность.

Заключение. В качестве силовой трансмиссии вентиляторов транспортных средств на воздушной подушке предложено использовать гидравлический привод с объемным регулированием. Разработанная математическая модель позволяет выбирать оптимальное соотношение таких параметров гидравлического привода, как диапазон величин рабочего объема насоса, рабочий объем гидромотора, номинальное значение давления питания гидropередачи.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Озерский А.И., Бабенков Ю.И., Шошиашвили М.Э. Перспективные направления развития силового гидравлического привода. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*, 2011, № 4, с. 55–61.
- [2] Kozhukhova A.V. Process equipment pump-controlled hydraulic drive: improving energy efficiency. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 643. DOI: 10.1088/1757-899X/643/1/012098
- [3] Попов Д.Н. *Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем*. 2-е изд., перераб. и доп. Москва, Машиностроение, 1987, 464 с.
- [4] Попов Д.Н. *Нестационарные гидромеханические процессы*. Москва, Машиностроение, 1982, 241 с.
- [5] Пильгунов В.Н. Математическая модель гидропривода с двойным объемным регулированием. *Наука и образование*, 2014, вып. 7. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/719739.html> (дата обращения 07.07.2014).
- [6] Rakulenko S.V., Grishchenko V.I., Poleshkin M.S., Sirotenko A.N. Dependent twin-engine hydraulic drive of the drilling rig with a mechano-hydraulic variable pump control circuit. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 1029. DOI: 10.1088/1757-899X/1029/1/012088
- [7] Сидоренко В.С., Грищенко В.И., Ракуленко С.В., Полешкин М.С. Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструмента технологической машины. *Вестник Донского государственного технического университета*, 2017, № 2, с. 88–98.
- [8] Wenlin W., Xiong C., Zirong Z. Parameter Effects of the Hydrostatic Propulsion Drive System on the Operation Accuracy of a Tamping Machine. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 616. DOI: 10.1088/1757-899X/616/1/012013
- [9] Changlin W., Jiwen C., Rijun W., Decai M. Simulation Research on Cutterhead Hydraulic Drive System of Shield Machine. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1748. DOI: 10.1088/1742-6596/1748/5/052025

Статья поступила в редакцию 22.07.2021

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сосновский Н.Г., Брусов В.А., Нгуен Ван Хоа. Моделирование гидропривода с объемным регулированием амфибийного транспортного средства. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2021, вып. 11. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2021-11-2127>

Сосновский Николай Геннадьевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 35 научных работ в области гидравлики и гидродинамики.
e-mail: sosnb0@mail.ru

Брусов Василий Андреевич — канд. техн. наук, преподаватель кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 35 научных работ в области гидропневмоавтоматики. Специалист в области динамики летательных аппаратов и транспортных средств на воздушной подушке.
e-mail: vasyab2@rambler.ru

Нгуен Ван Хоа окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2020 г., аспирант кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: thoigian226@gmail.com

Simulation of a hydraulic drive with volumetric regulation of an amphibious vehicle

© N.G. Sosnovsky, V.A. Brusov, Nguyen Van Hoa

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

The article considers a hydraulic drive designed for the fan transmission, which implements the amphibious vehicle chassis on an air cushion. A mathematical model of the dynamics of the hydraulic rotary drive power section with volumetric regulation has been developed. It is proposed to carry out volumetric regulation by means of a directed change in the working volume of the pump. The dynamics of the output link of the hydraulic drive is calculated when a control signal is applied to change the pump washer angle of inclination. The control signal varied from zero to a signal corresponding to 70% of the maximum, and in the range of 70...100%. The basic and structural diagrams of the hydraulic drive are given; its transient characteristics are obtained when the moment of inertia on the shaft of the hydraulic motor changes when the amphibious vehicle is moving. The simulation study focuses on the change in the moment of inertia on the hydraulic motor shaft under various modes of amphibious vehicle movement. The computational studies of the hydraulic drive determine the time of the transient process and the dynamic error. Computational studies of the hydraulic drive revealed its sufficient performance. The use of the developed mathematical model allows choosing the optimal ratio of the hydraulic drive parameters for an amphibious vehicle.

Keywords: amphibious vehicle, hydraulic motor, dynamics of hydraulic drive, pump, volumetric regulation

REFERENCES

- [1] Ozersky A.I., Babenkov Yu.I., Shoshiashvili M.E. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Tekhnicheskiye nauki — Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Natural Science*, 2011, no. 4, pp. 55–61.
- [2] Kozhukhova A.V. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 643. DOI: 10.1088/1757-899X/643/1/012098
- [3] Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. 2nd ed., revised. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 464 p.
- [4] Popov D.N. *Nestatsionarnyye gidromekhanicheskiye protsessy* [Non-stationary hydromechanical processes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982, 241 p.
- [5] Pilgunov V.N. *Nauka i obrazovanie: elektronnyy nauchno-tekhnichestkiy zhurnal — Science and Education: Electronic Scientific and technical Journal*, 2014, no. 7. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/719739.html> (accessed July 7, 2014).
- [6] Rakulenko S.V., Grishchenko V.I., Poleshkin M.S., Sirotenko A.N. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 1029. DOI: 10.1088/1757-899X/1029/1/012088
- [7] Sidorenko V.S., Grishchenko V.I., Rakulenko S.V., Poleshkin M.S., *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta — Bulletin of the Don State Technical University*, 2017, no. 2, pp. 88–98.
- [8] Wenlin W., Xiong C., Zirong Z. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 616. DOI: 10.1088/1757-899X/616/1/012013

- [9] Changlin W., Jiwen C., Rijun W., Decai M. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1748. DOI: 10.1088/1742-6596/1748/5/052025

Sosnovsky N.G. (b. 1960), Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University; author of over 35 research publications in the field of hydraulics and hydrodynamics. e-mail: sosn60@mail.ru

Brusov V.A., Cand. Sc. (Eng.), Lecturer, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University; author of over 35 research publications in the field of hydropneumatic automation; Specialist in the dynamics of aircraft and hovercraft. e-mail: vasyab2@rambler.ru.

Nguyen Van Hoa (b. 1995) graduated from Bauman Moscow State Technical University in 2020, post-graduate student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation. e-mail: thoigian226@gmail.com