

8. Методы снижения наездов на пешеходов в городской среде : [сайт]. – URL: metody_snizheniya_paezdov_peshehodov_gorodskoy_ (дата обращения: 22.04.2024).

9. Advanced stop line : [сайт]. – URL: <https://alex-maisky.livejournal.com/10221.html> (дата доступа: 25.04.2024).

10. Капский, Д. В. Прогнозирование аварийности в дорожном движении : монография / Д. В. Капский // Минск : БНТУ, 2008. – 243 с.

11. Капский, Д. В. Метод конфликтных зон прогнозирование дорожно-транспортной аварийности по потенциальной опасности: монография / Д. В. Капский // М. : Новое знание, 2015. – 372 с.

12. Капский, Д. В. Методология повышения качества дорожного движения/ Д. В. Капский // Минск : БНТУ, 2018. – 372 с.

УДК 625.76.08

БЕЛЕНИНИК А. И.,
аспирант,
E-mail: gra_atf@bntu.by

КЛОКОВ Д. В. канд. техн. наук, доц.,
доц. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
E-mail: klokkoff_dm@mail.ru

ЗАХАРОВ А. В., канд. техн. наук, доц.,
зав. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
E-mail: gra_atf@bntu.by

ЕРМИЛОВ С. В.,
ст. преп. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
E-mail: ermilov.tut@gmail.com

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 20.09.2024

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

В статье рассматривается подход к математическому моделированию гидрообъемного рулевого управления (ГОРУ) универсальной мобильной машины. Анализируются принципы работы ГОРУ, с акцентом на его два основных компонента: механическую и гидравлическую части. В работе приводится математическое описание, охватывающее управление колесами машины и их углы поворота, которые определяют устойчивость и маневренность. Разработанная математическая модель позволяет рассчитывать зависимости между углами поворота правого и левого колеса. Выведенные дифференциальные уравнения, описывают динамику и взаимодействие основных компонентов. Уравнения учитывают влияние различных факторов, включая вязкость рабочей жидкости, сопротивление трубопроводов и эластичность шин, что позволяет точно спрогнозировать поведение машины. Важной особенностью является интеграция об-

ратной связи, адаптирующей работу системы к изменениям внешних условий и нагрузок. Основной целью исследования является создание модели для анализа и прогнозирования устойчивости ГОРУ в различных эксплуатационных условиях. Моделирование и расчеты показывают высокую степень соответствия с реальными данными, что подтверждает точность разработанной модели и ее пригодность для последующих инженерных улучшений. Результаты имеют практическое значение для повышения маневренности, надежности и безопасности универсальных мобильных машин, делая предложенную методику полезной для разработки современных систем рулевого управления.

Ключевые слова: *Гидрообъемное рулевое управление, трактора, математическое моделирование, устойчивость, кинематика, динамические характеристики.*

Введение

Гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ) является одной из ключевых систем современных универсальных мобильных машин, обеспечивающей точное и надежное управление в различных эксплуатационных условиях. Развитие данной системы обусловлено требованиями к повышению маневренности, устойчивости и общей эффективности универсальных мобильных машин, что имеет важнейшее значение в сельском хозяйстве и других отраслях промышленности.

Основной принцип работы ГОРУ заключается в использовании гидравлической энергии для приведения в движение рулевого механизма. Такая система состоит из насоса, гидроцилиндров, распределителя и других компонентов, которые обеспечивают передачу и преобразование энергии для создания усилия на рулевых колесах. Гидрообъемные системы позволяют достичь высокой точности и плавности управления, что особенно важно при выполнении сложных маневров и работе с тяжелыми нагрузками.

Важным преимуществом ГОРУ является его способность обеспечивать стабильную работу при различных нагрузках и скоростях. Это достигается за счет использования гидравлической жидкости, которая передает усилие с минимальными потерями и позволяет быстро реагировать на изменения направления движения. Тем не менее, гидрообъемные рулевые системы также сталкиваются с рядом технических вызовов. Среди них можно выделить необходимость обеспечения высокой надежности и долговечности компонентов, минимизации потерь энергии и повышения общей эффективности системы. Особое внимание уделяется динамическим характеристикам системы, таким как частотный отклик и точность

отслеживания, которые определяют способность трактора быстро и точно реагировать на команды оператора.

Особенности конструкции рулевого механизма универсальной мобильной машины

Современные универсальные мобильные машины требуют высоких показателей маневренности и устойчивости для обеспечения безопасности и эффективного управления. Одним из решений для достижения баланса между маневренностью на низких скоростях и устойчивостью на высоких является управление на передней оси [1].

В универсальных мобильных машинах используют трапециевидный рулевой механизм с двойным приводом, который обеспечивает необходимую мощность для управления с большими нагрузками. Для обеспечения достаточной мощности привода и точности регулировки в таких системах применяются гидрообъемные системы управления [4].

Трапециевидный рулевой механизм с двойным приводом, используемый в универсальных мобильных машинах, представлен на рис. 1. Двойной привод предоставляет преимущество в виде увеличенной мощности, что является критически важным для управления мобильной машиной с высокой нагрузкой на оси. В связи с этим ГОРУ обеспечивают необходимую мощность привода и повышают общую производительность и надежность управления [1].

При нейтральном положении руля золотник и гильза удерживаются в нейтральной позиции пружинами. Жидкость от насоса поступает в полость насоса-дозатора, проходит через каналы между гильзой и золотником и сливается, при этом цилиндры закрыты [2].

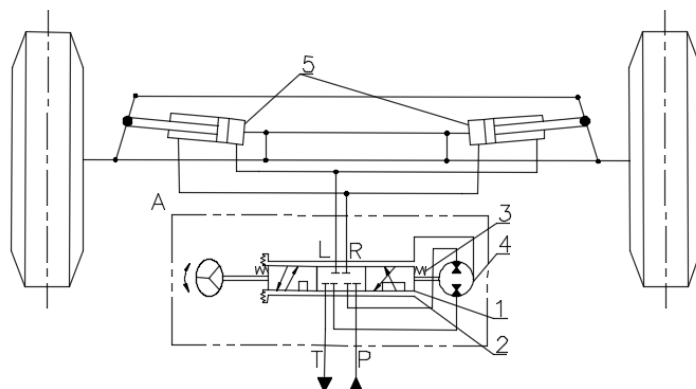


Рисунок 1 – Схема ГОРУ [9]:

A – насос-дозатор; *P* – нагнетательная полость; *T* – сливная полость; *R* – цилиндрическая полость правого поворота; *L* – цилиндрическая полость левого поворота; *1* – золотник; *2* – гильза; *3* – центровочные пружины; *4* – героторный дозирующий узел; *5* – цилиндры

При повороте рулевым колесом золотник смещается относительно гильзы, и рабочая жидкость от насоса направляется в соответствующие полости дозатора и гидроцилиндра при этом другая полость гидроцилиндра соединяется со сливом. При прекращении вращения рулевого колеса гильза догоняет золотник и под воздействием центрирующих пружин устанавливается в нейтральное положение, нагнетательная магистраль через золотник и гильзу сообщается со сливной магистралью, а цилиндрические полости перекрываются, поворот колес прекращается [3].

Математическая модель

Для более четкого понимания системы рулевого управления можно создать математическую модель, включающую механическую и гидравлическую часть управления.

Схема, представлена на рис. 2, представляет собой модель передней оси универсальной мобильной машины с управляемыми колесами. Управляемая передняя ось играет ключевую роль в траектории движения мобильной машины, так как угол поворота колес напрямую влияет на радиус поворота и устойчивость.

Основой управления является трапецевидная система поворота колёс, которые обеспечивают изменение направления движения мобильной машины. Углы задаются рулевым механизмом и зависят от множества факторов, таких как скорость, радиус поворота и геометрические параметры мобильной машины [1].

В представленной схеме показаны зависимости между углами поворота колёс и геометрическими параметрами машины, что позволяет рассчитать необходимые углы для заданного радиуса поворота, обеспечивая оптимальное управление мобильной машиной.

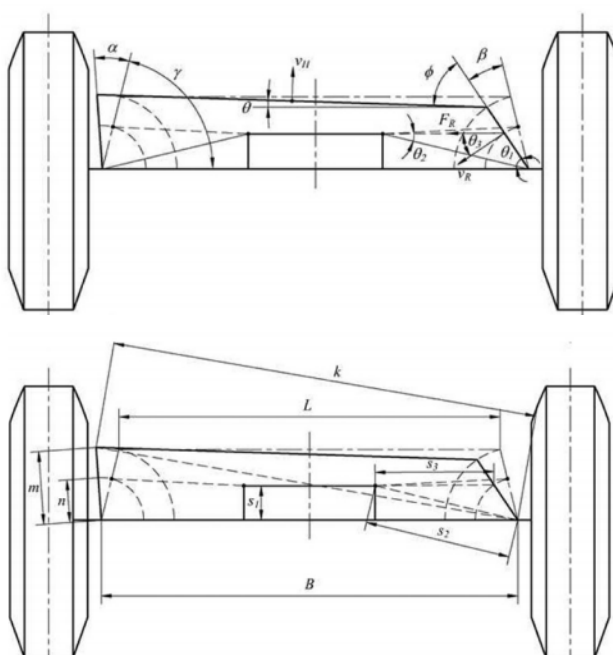


Рисунок 2 – Механическая модель ГОРУ

Для описания кинематики определим угол поворота левого колеса вокруг шкворня как α , а правого – как β . Рассмотрим длины сторон треугольника, обозначив их как k , m и L , при этом α будет углом между сторонами k и m . Применяв закон косинусов, можем записать следующее уравнение:

$$L^2 = k^2 + m^2 - 2 \cdot k \cdot m \cdot \cos(\alpha). \quad (1)$$

Данный рулевой механизм обладает одной степенью свободы, и существует определенная зависимость между α и β из-за тяги между левым и правым колесом, которая описывается закон синусов:

$$\frac{\sin(\alpha)}{L} = \frac{\sin(\gamma)}{k} = \frac{\sin(\beta)}{m}. \quad (2)$$

Преобразовав уравнения (1) и (2) и, выразив угол поворота α , получим уравнение для расчета:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{k^2 + m^2 - L^2}{2 \cdot k \cdot m}\right) + \arcsin\left(\frac{m \cdot \sin(\gamma - \beta)}{k}\right) - \gamma, \quad (3)$$

где B – расстояние между двумя шкворнями в одиночной оси;

L – длина тяги;

m – длина рычага рулевого механизма рычага;

n – расстояние между местом действия рулевого цилиндра и шкворнем;

γ – угол пересечения между рычагом рулевого кулака и балкой оси;

k – расчетное положения поворотного кулака.

Чтобы найти расчетное положения поворотного кулака k используем закон косинусов для треугольника k , m , B , а угол между этими сторонами $\varphi = \gamma - \beta$ и выразив k получим:

$$k = \sqrt{B^2 + m^2 - 2 \cdot B \cdot m \cdot \cos(\gamma - \beta)}. \quad (4)$$

В соответствии с рулевым механизмом, показанным на рис. 1, динамику можно упростить до трех частей. Первое движение – это вращательное движение левого узла, включающего левую шину, левую ступицу, левый рулевой кулак и левый рычаг кулака, в то время как второе движение – это вращательное движение правого кулака в сборе, включая правую шину, правую ступицу, правый рулевой наконечник и правый рычаг. Третье движение – это движение

рулевой тяги, которое можно разложить на поступательное движение и вращение вокруг центра тяжести [1].

Динамическое уравнение системы можно установить по уравнению Лагранжа для колебательной системы с затуханием. И кинетическая энергия системы может быть выражена следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_L \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_R \cdot \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_H \cdot \dot{\theta}_H^2, \quad (5)$$

где J_L, J_R – момент инерции при вращении с рулевым узлом вокруг левого и правого шкворней соответственно;

m_H – масса рулевой тяги;

θ_H – угол между рулевой тягой и горизонтальной линией.

v_H – скорость центра тяжести рулевой тяги;

Из механической схемы, показанной на рисунок 2, можно найти v_H – скорость центра тяжести рулевой тяги:

$$v_H = \sqrt{\left(\dot{\beta} \cdot m \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2} \cdot \dot{\theta}_H \cdot L\right)^2 + \left(\dot{\beta} \cdot m \cdot \sin \varphi\right)^2}, \quad (6)$$

где $\varphi = \gamma - \beta - \theta_H$, а θ_H можно вычислить следующим образом:

$$\theta_H = \frac{\arcsin(m \cdot \sin(\gamma + \alpha) - m \cdot \sin(\gamma - \beta))}{L}. \quad (7)$$

Потенциальная энергия системы показывает упругую энергию шин и других механизмов, и U можно упростить следующим образом:

$$U = \frac{1}{2} \cdot K_L \cdot \alpha^2 + \frac{1}{2} \cdot K_R \cdot \beta^2, \quad (8)$$

где K_L и K_R соответственно обозначают эквивалентную жесткость левых и правых шин и других механизмов.

Гидравлическая модель передней оси, представленная на рис. 3, основана на передаче энергии потока рабочей жидкости под давлением. Управление потоком осуществляется с помощью регулируемого дросселя, который регулирует давление и скорость движения рабочей жидкости в системе. В результате этого рабочая жидкость под давлением перемещается по трубопроводу и воздействует на поршень гидроцилиндра. Скорость перемещения рабочей жидкости в трубопроводе так же от сопротивления трубопроводов. Под воздействием давле-

ния на активную площадь поршня создается усилие, которое приводит его в движение, выполняя механическую работу. При этом обратная связь контролирует положение и перемещение поршня, корректируя управляющий сигнал для обеспечения стабильной и точной работы. Это позволяет гидравлическому приводу адаптироваться к изменениям нагрузки или внешним условиям, поддерживая высокую точность и эффективность.

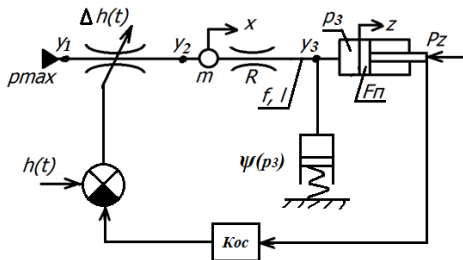


Рисунок 3 – Динамическая схема ГОРУ универсальной мобильной машины:

p_{max} – давление настройки клапана; m – приведенная масса жидкости; R – активное сопротивление трубопровода; l, f – длина и площадь трубопровода; X, Z – перемещение столба жидкости и поршня; $F_{П}$ – активная площадь поршня; $\psi(p_3)$ – коэффициент податливости; p_z – полезная нагрузка; $h(t)$ – перемещение золотника распределителя; K_{oc} – коэффициент обратной связи

Для разработки математической модели примем рядом допущений в расчетной схеме, которые упрощают переход от реальной системы к ее расчетной форме. Рассматривается гидропривод с жесткой механической отрицательной обратной связью. Сопротивление в сливной полости и трение в гидроцилиндре не учиты-

ваются. Свойства жидкости предполагаются неизменными в течение переходного процесса, а жидкость в напорной линии считается сжимаемой, с концентрацией в узле возле гидроцилиндра. Давление на входе остается постоянным и соответствует настройке предохранительного клапана. Каналы распределителя моделируются дросселем переменного сечения, где величина окна зависит от перемещения золотника и поршня с учетом обратной связи.

Для математического расчета схемы выбираются наиболее характерные участки в качестве узлов: Y_1 – Y_2 – моделирование напорной линии распределителя, а Y_2 – Y_3 – моделирование трубопровода. Входное воздействие моделируется изменением проходного сечения окна распределителя $h(t)$ с использованием закона изменения полезной нагрузки и полинома Чебышева, что позволит составить три группы уравнений [6]:

- уравнения баланса мгновенных объемных расходов в узловых точках расчетной схемы;
- дифференциальные уравнения движения подвижных элементов гидропривода под действием приложенных сил и моментов;
- дифференциальные уравнения движения рабочей жидкости в элементах гидропривода.

Таким образом, итоговое выражение, описывающее работу динамической модели ГОРУ универсальной мобильной машины, будет представлять собой систему однородных дифференциальных уравнений, включающую три уравнения:

$$\begin{cases} m_{П} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{П} \cdot p_3 - P_{тр} - K_{В} \cdot \frac{dz}{dt} - P_z - c_1 \cdot z, \\ a_1 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{max} - p_3 - \left[\frac{a_{10}}{(h(z) - K_{oc} \cdot Z)^2} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + a_2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \right] - a_3 \cdot \frac{dx}{dt}, \\ \frac{dp_3}{dt} = \frac{f \cdot \frac{dx}{dt} - F_{П} \cdot \frac{dz}{dt}}{l \cdot f + F_{П} \cdot (z_0 + z)} \cdot (E_{a0} + a_p \cdot p_2). \end{cases} \quad (9)$$

где P_2, P_3 – давление в узлах Y_2, Y_3 ;
 $P_{тр}$ – сила сухого трения;
 $P_{В}$ – сила вязкого трения;
 $K_{В}$ – коэффициент вязкого трения.
 Z_0 – расстояние между поршнем и крышкой в начальном положении;
 E_{a0} – базовый модуль упругости;
 a_p – коэффициент, учитывающий влияние давления на модуль упругости.

Для упрощения уравнения введем коэффициенты a_1, a_2, a_3, a_{10} :

$$a_1 = \rho \cdot l. \quad (10)$$

$$a_2 = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho + 0,443 \cdot \frac{\kappa_{\xi} \cdot \rho \cdot l}{\sqrt{f}}. \quad (11)$$

$$a_3 = 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l}{f}. \quad (12)$$

$$a_{10} = \frac{0,5 \cdot \rho \cdot f^2}{(\mu_p \cdot \pi \cdot D_3)^2}, \quad (13)$$

где ρ , ν – плотность и кинематическая вязкость жидкости соответственно;

K_ξ – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости внутренней стенки трубопровода;

ξ – коэффициент местного сопротивления.

D_3 – диаметр золотника;

μ_p – коэффициент расхода распределителя.

Для построения графика на основе результатов расчета интегральных уравнений были использованы следующие исходные данные [11]: входное воздействие $h = 2$ мм; площадь поршня $F_{II} = 3115,6$ мм²; сопротивление движению $P_Z = 114$ кН; максимальное давление настройки предохранительного клапана $P_{max} = 16,5$ МПа;

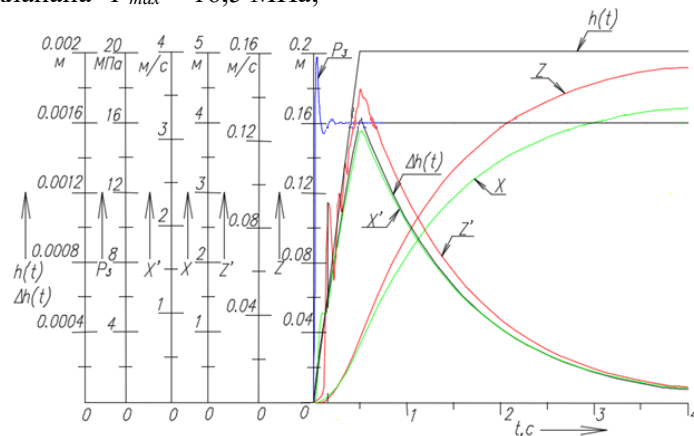


Рисунок 4 – Динамика изменения основных характеристик в ГОРУ

Как показано на рис. 4, давление в узле $У_2$ (рис. 3) начинает быстро расти, что связано конструкцией пары золотник-гильза в насосе-дозаторе. Поскольку золотник в насосе-дозаторе имеет открытый центр, рабочая жидкость, поступающая на вход, через золотник направляется на слив. Это вызывает небольшой пик давления при повороте золотника. Максимальное давление достигается в момент времени 0,01 с что указывает на быстроедействие системы. Второй пик давления ($t = 0,25$ с) обусловлен сжимаемостью рабочей жидкости.

Полученные на графике результаты демонстрируют высокую степень соответствия с реальными условиями эксплуатации ГОРУ универсальной мобильной машины. Это подтверждает корректность проведенных расчетов и примененных методов моделирования, что делает предложенный подход пригодным для дальнейшего использования.

площадь трубопровода $f = 314$ мм²; длина трубопровода $l = 3$ м; плотность рабочей жидкости $\rho = 890$ кг/м³; кинематическая вязкость $\nu = 30$ мм²/с; базовый адиабатический модуль упругости $E_{a0} = 1,8 \cdot 10^9$ Па; коэффициент расхода распределителя $\mu_p = 0,65$; коэффициент податливости $\psi(p_3) = 0,01$ МПа; коэффициент обратной связи $K_{OC} = 0,01$; коэффициент, учитывающий влияние давления, $a_p = 10$; сила сухого трения $P_{тр} = 30$ Н; коэффициент вязкого трения $K_v = 0,1$ Н·с/м; и начальное перемещение поршня $Z_0 = 0$ мм.

По результатам расчета дифференциального уравнения (9) построим график зависимостей динамики изменения основных характеристик в ГОРУ рис. 4. Это позволит наглядно проанализировать поведение системы и оценить влияние каждого из параметров на общую динамику работы.

Заключение

В данной работе был проведен математический анализ ГОРУ универсальной мобильной машины. Представленные математические модели и динамические уравнения позволяют глубже понять поведение рулевых механизмов и их взаимодействие с гидравлической системой. Результаты исследования предоставляют ценные данные для дальнейшего совершенствования конструкций и повышения надежности и эффективности ГОРУ. Будущие исследования в этой области могут быть направлены на разработку новых технологий и решений, способных улучшить производительность и безопасность движения универсальной мобильной машины.

Литература

1. Абе, М. Динамика управления автомобилем: Теория и применение / Масато Абе, Сато-

ру Йошида, Хидеки Накано ; пер. с англ. В. В. Смирнов. – СПб. : Наука, 2010. – 512 с.

2. Бережной, В. И. Гидравлические системы мобильной техники / В. И. Бережной, П. А. Петров. – М. : Машиностроение, 2003. – 456 с.

3. Зимин, Н. В. Гидроприводы и гидравлические машины / Н. В. Зимин, Ю. А. Кузнецов. – СПб. : Политехника, 2001. – 312 с.

4. Карпов, И. М. Гидрообъемные приводы / И. М. Карпов. – М. : Высшая школа, 2002. – 284 с.

5. Малинин, А. С. Основы гидравлики / А. С. Малинин. – М. : Энергия, 2002. – 375 с.

6. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.

7. Фролов, К. В. Гидравлические системы автоматизации / К. В. Фролов. – СПб. : Питер, 2004. – 410 с.

8. Жданов, А. В. Обоснование основных конструктивных параметров гидравлических рулевых механизмов строительных и дорожных машин с шарнирно-сочлененной рамой : дис. канд. тех. наук : 05.05.04: защищена 14.12.07 : утв. 15.02.08 / А. В. Жданов. – Омск., 2007. – 239 с.

9. Жданов, А. В. Выбор основных конструктивных параметров гидрораспределителя при проектировании объемных гидроприводов рулевого управления / Ш. К. Мукушев, А. В. Жданов // Омский научный вестник. – 2006. – № 8(44). – С. 87–90.

10. Обзор насос-дозатора для МТЗ от FENOX (Беларусь) : [сайт]. – URL: <https://fenoxagro.com/tpost/kcrxug69o1-obzor-nasos-dozatora-dlya-mtz-ot-fenox-b> (дата обращения: 21.07.2024).

11. Руководства по эксплуатации БЕЛАРУС-3522 : [сайт]. – URL: <http://old.mtz.by/service/operation-manual/>. – Дата обращения: 22.07.2024).

UDK 625.76.08

BELIANINIK A.

Graduate Student,

E-mail: gpa_atf@bntu.by

KLOKOV Dmitry V., Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

Ass. Prof. of the department «Hydropneumatics and hydropneumo drive»,

E-mail: klokoff_dm@mail.ru

A. ZAHAROV Alexander V., Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,

Head of the department «Hydropneumatics and hydropneumo drive»,

E-mail: gpa_atf@bntu.by

YERMILOV Sergei V.,

Senior Lecturer of the department «Hydropneumatics and hydropneumo drive»

E-mail: ermilov.tut@gmail.com

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Received 20 September 2024

MATHEMATICAL MODELING OF HYDRAULIC STEERING CONTROL OF A UNIVERSAL MOBILE CAR

The article discusses an approach to mathematical modeling of the hydrostatic power steering (HPS) of a universal mobile machine. It analyzes the operational principles of the HPS, with a focus on its two main components: the mechanical and hydraulic parts. The study provides a mathematical description covering wheel control and their turning angles, which are key determinants of stability and maneuverability.

bility. The developed mathematical model enables calculations of the relationships between the turning angles of the right and left wheels. The derived differential equations describe the dynamics and interactions of the main components. These equations account for various factors, including the viscosity of the working fluid, pipeline resistance, and tire elasticity, allowing for accurate predictions of the machine's behavior. A notable feature is the integration of feedback, which adapts system performance to changes in external conditions and loads. The primary objective of this research is to create a model for analyzing and predicting HPS stability under different operating conditions. Modeling and calculations demonstrate a high degree of alignment with real-world data, confirming the accuracy of the developed model and its suitability for further engineering improvements. The results are of practical importance for enhancing the maneuverability, reliability, and safety of universal mobile machines, making the proposed methodology valuable for designing modern steering systems.

Keywords: hydrostatic power steering, tractors, mathematical modeling, stability, kinematics, dynamic characteristics.

References

1. Abe, M. Vehicle Control Dynamics: Theory and Application / Masato Abe, Satoru Yoshida, Hideki Nakano; translated from English by V. V. Smirnov. – SPb: Nauka, 2010. – 512 p.
2. Berezhnoi, V. I. Hydraulic Systems of Mobile Machinery / V. I. Berezhnoi, P. A. Petrov. – Moscow: Mashinostroenie, 2003. – 456 p.
3. Zimin, N. V. Hydraulic Drives and Hydraulic Machines / N. V. Zimin, Yu. A. Kuznetsov. – SPb : Politehnika, 2001. – 312 p.
4. Karpov, I. M. Hydrostatic Drives / I. M. Karpov. – Moscow: Vysshaya Shkola, 2002. – 284 p.
5. Malinin, A. S. Fundamentals of Hydraulics / A. S. Malinin. – Moscow: Energia, 2002. – 375 p.
6. Metlyuk, N. F. Dynamics of Pneumatic and Hydraulic Drives for Vehicles / N. F. Metlyuk, V. P. Avtushko. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. – 231 p.
7. Frolov, K. V. Automation Hydraulic Systems / K. V. Frolov. – SPb : Piter, 2004. – 410 p.
8. Zhdanov, A. V. Substantiation of the Basic Design Parameters of Hydraulic Steering Mechanisms for Construction and Road Machines with Articulated Frames : Ph. D. Thesis in Eng. : 05.05.04, defended on 14.12.07, approved on 15.02.08 / A. V. Zhdanov. – Omsk, 2007. – 239 p.
9. Zhdanov, A. V. Selection of Main Design Parameters of Hydraulic Distributors for Designing Hydraulic Steering Drives / Sh. K. Mukushev, A. V. Zhdanov // Omsk Scientific Bulletin. – 2006. – No 8(44) – pp. 87–90.
10. Review of Control Valve for MTZ by FENOX (Belarus) : [website]. – URL: <https://fenoxagro.com/tpost/kcrxug69o1-obzor-nasos-dozatora-dlya-mtz-ot-fenox-b> (date accessed: 21.07.2024).
10. Operation Manuals for BELARUS-3522 : [website]. – URL: <http://old.mtz.by/service/operation-manual/> (date accessed: 22.07.2024).