

УДК 519.715

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ДВУХЗВЕННОГО ГУСЕНИЧНОГО СНЕГОБОЛОТОХОДА НА ОСНОВЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Д. З. Хуснутдинов¹, М. Ю. Некрасова^{2, 3}, П. Н. Чариков³,
Ч. А. Яруллин⁴, Ю. В. Поликарпов⁵

¹dz_khusnutdinov@mail.ru, ²titm.nm@mail.ru, ³charikovpn@yandex.ru, ⁴chin.yaru@yandex.ru, ⁵puv@ufnet.ru

^{1, 2} Филиал ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» в г. Ишимбае
(Филиал УГАТУ в г. Ишимбае)

³ Филиал ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» в г. Стерлитамаке
(Филиал УГНТУ в г. Стерлитамаке)

^{4, 5} ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 04.11.2020

Аннотация. Разработаны методики анализа и синтеза системы автоматического управления гидравлической трансмиссией двухзвенного гусеничного транспортера «Витязь» на основе имитационного моделирования. Представлены результаты расчета системы управления по имитационной модели численными методами при реальных значениях постоянных параметров двухзвенного гусеничного транспортера. Выполнен анализ и синтез системы автоматического управления скоростью вращения гусеницы. Рассмотренная методика эффективна тем, что позволяет исследование объекта движения и системы управления в целом методами системного анализа.

Ключевые слова: анализ; синтез; система управления; гидравлическая трансмиссия; двухзвенный снегоболотоход; имитационная модель.

ВВЕДЕНИЕ

Ввиду своих известных преимуществ гидравлическая трансмиссия широко используется в транспортных средствах. Несмотря на достаточно хорошую теоретическую базу в области автоматических объемных гидравлических трансмиссий, которая, к примеру, представлена в работе [1], объемы исследований в данной области не соответствуют современным достижениям в сфере информационных средств автоматизированного исследования и проектирования. Так, поиски среди современных отечественных источников в области исследований автоматического объемного привода с использованием имитационных моделей не дали результатов. Среди иностранных источников наиболее примечательны исследования, представленные в работах [2, 3],

в которых рассмотрены имитационные модели и исследования объемных гидроприводов. В работе [4] приведены исследования в области анализа и синтеза автоматической системы гидравлической трансмиссии двухзвенного колесного транспортного средства. При этом в имитационной модели учтена динамика только гидравлической части системы.

В настоящее время на предприятии АО «МК «Витязь» готовится производство двухзвенных снегоболотоходов с гидравлической трансмиссией с максимальной грузоподъемностью 8 тонн. Имеющиеся методы анализа и синтеза систем автоматического управления параметрами гидравлических трансмиссий не позволяют наладить современное производство, основанное на системах автоматического проектирования.

Целью данной работы является совершенствование системы автоматического управления двухзвенными снегоболотоходами с гидравлической трансмиссией на основе имитационного моделирования и совершенствование теории управления транспортными средствами с гидравлической передачей энергии от двигателя внутреннего сгорания к гусеницам.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ТРАНСМИССИИ

Рассмотрим расчетную схему гидравлической трансмиссии двухзвенного болотохода (рис. 1), состоящую из регулируемых реверсивных аксиально-поршневого насоса (АПН) и аксиально-поршневого гидромотора (АПМ), механически соединенного с ведущим колесом гусеницы. Производительность гидравлического привода может управляться как посредством насоса, так и сервопривода гидромотора.

Объект управления оснащен подпиточными и предохранительными клапанами. Упругие свойства гусеницы учтены посредством пружины между ведущим и ведомым колесом.

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

Уравнения расходов для соответствующих полостей гидравлической части привода имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_n &= Q_m + \Delta Q_{сж1} + Q_{кл1} - Q_{п1}, \\ Q_n &= Q_m - \Delta Q_{сж2} - Q_{кл2} + Q_{п2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где Q_n – подача насоса; Q_m – расход жидкости через гидромотор; $\Delta Q_{сж1}$, $\Delta Q_{сж2}$ – объем жидкости на сжатие в первой и во второй полостях привода; $Q_{кл1}$, $Q_{кл2}$ – расход жидкости через клапан в первой и во второй полостях привода; $Q_{п1}$, $Q_{п2}$ – расход жидкости через подпиточный клапан в первой и во второй полостях привода.

Подача насоса Q_n определяется уравнением (2):

$$\begin{aligned} Q_n &= \frac{F_n z_n D_n \Omega_n}{2\pi} \cdot \operatorname{tg}(\beta_n) = \\ &= K_n \operatorname{tg}(\beta_n), \end{aligned} \quad (2)$$

где z_n – количество поршней АПН; D_n – диаметр окружности, на которой расположены оси поршней насоса; Ω_n – угловая скорость вала АПН; F_n – площадь поршня цилиндров АПН; β_n – угол наклона шайбы насоса.

Расход жидкости через предохранительные клапаны $Q_{кли}$ равен:

$$Q_{кли} = k_{кли} p_i, \quad (3)$$

где $i = 2$; $k_{кли}$ – коэффициент пропорциональности между давлением и расходом жидкости через клапан; p_i – давление жидкости в соответствующей полости привода.

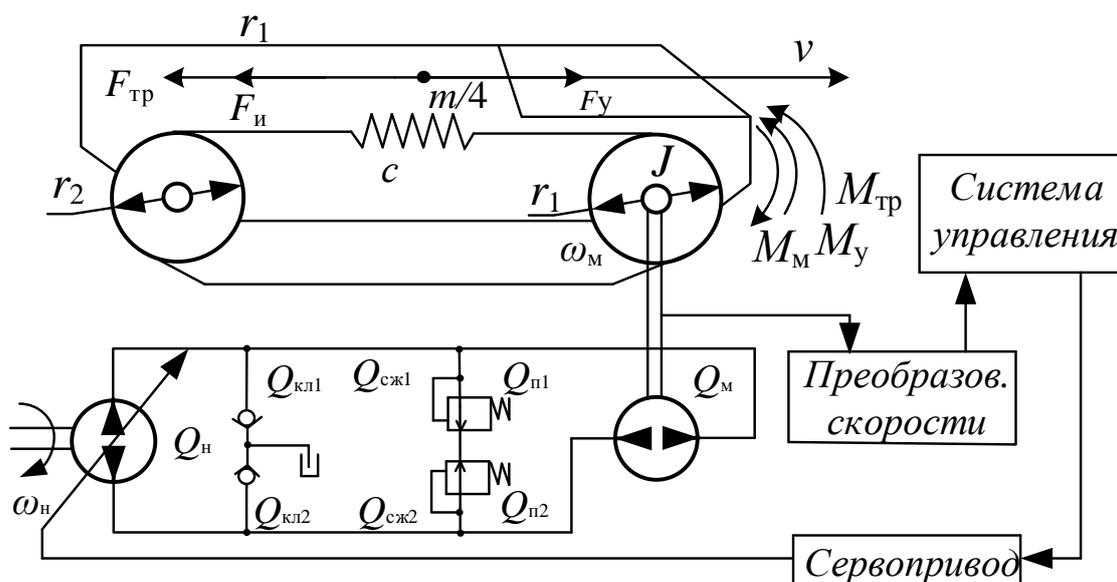


Рис. 1. Расчетная схема системы управления скоростью

Расход жидкости через подпиточный клапаны $Q_{\pi i}$ равен:

$$Q_{\pi i} = k_{\pi i} p_i, \quad (4)$$

где $k_{\pi i}$ – коэффициент пропорциональности между давлением и расходом жидкости через клапан.

Расход жидкости на сжатие в первой и во второй полостях привода $\Delta Q_{сж1}$, $\Delta Q_{сж2}$ определяется выражением:

$$\Delta Q_{сж i} = \frac{V_{\pi}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_i}{dt}, \quad (5)$$

где V_{π} – объем жидкости в одной полости гидравлического привода; $B_{ж}$ – модуль упругости жидкости.

Расход жидкости через гидромотор определяется выражением:

$$Q_M = \frac{F_M z_M D_M \Omega_M}{2\pi} \cdot tg(\beta_M) = K_M tg(\beta_M), \quad (6)$$

где z_M – количество камер АПМ; D_M – диаметр окружности, на которой они расположены; Ω_M – угловая скорость вала АПМ; F_M – площадь поршня цилиндров АПМ; β_M – угол наклона шайбы мотора.

Подставив выражения (2–6) в систему уравнений (1), получим систему уравнений, описывающую динамику гидравлической части привода:

$$\begin{aligned} K_n tg(\beta_n) &= K_M tg(\beta_M) + \\ &+ \frac{V_{\pi}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_1}{dt} + k_{\kappa 1} p_1 - k_{\pi 1} p_1, \\ K_n tg(\beta_n) &= K_M tg(\beta_M) - \\ &- \frac{V_{\pi}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_2}{dt} - k_{\kappa 2} p_2 + k_{\pi 1} p_2. \end{aligned} \quad (7)$$

Масса ведущего колеса гусеницы значительно меньше массы двухзвенного транспортера, поэтому движение в виде вращения колеса целесообразно привести к уравнению движения всего транспортера. Но для четкой формализации упругих процессов гусеницы необходимо учесть движение ведущего колеса гусеницы совместно с валом АПН в отдельном уравнении. Уравнение вращения ведущего колеса гусеницы найдем из уравнения равновесия моментов, действующих на нее:

$$M_M - M_{и} - M_{тр} - M_y = 0, \quad (8)$$

где M_M – момент на валу гидромотора; $M_{тр}$ – момент сопротивления сил трения; M_y – момент упругой силы, действующей на ведущее колесо со стороны гусеницы.

Момент на валу гидромотора определится выражением:

$$M_M = \Delta p \frac{F_M}{8} z_M D_M \Omega_M tg(\beta_M), \quad (9)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$.

Момент инерционного сопротивления определится по второму закону Ньютона:

$$M_{и} = J \varepsilon_1, \quad (10)$$

где ε_1 – угловое ускорение при вращении ведущего колеса; J – момент инерции ведущего колеса.

Момент силы трения определится по известному выражению:

$$M_{тр} = k_{тр} \omega_1, \quad (11)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения ведущего колеса; $k_{тр}$ – коэффициент трения ведущего колеса при вращении.

Упругие силы учитываются коэффициентом упругости и разностью углового положения ведущего и ведомого колеса и в виде закона Гука:

$$M_y = c (\varphi_1 - r_1 x), \quad (12)$$

где φ_1 – угловое положение ведущего колеса; c – коэффициент упругости гусеницы; r_1 – радиус ведущего колеса; x – координата положения звена при условии, что оно движется по прямой.

Подставив выражения (9–12) в уравнение 8, получим дифференциальное уравнение, описывающее вращение ведущего колеса гусеницы:

$$\begin{aligned} J \varepsilon_1 - k_{тр} \omega_1 - c(\varphi_1 - r_1 x) &= \\ = \Delta p \frac{F_M}{8} z_M D_M \Omega_M tg(\beta_M). \end{aligned} \quad (13)$$

Вращение ведомого колеса гусеницы приведем к уравнению движения транспортера, при этом примем допущение, что транспортер движется прямолинейно. Уравнение равновесия движения транспортера будет выглядеть следующим образом:

$$F_y - F_u - F_{тр} = 0. \quad (14)$$

Упругая компонента, выступающая в предыдущей подсистеме как момент сопротивления, в подсистеме движения транспортера является ведущим потенциалом. Учитывая радиусы ведущего и ведомого колес, момент упругости преобразуется в силу упругости и выглядит следующим образом:

$$F_y = c \left(\frac{\varphi_1}{r} - x \right), \quad (15)$$

где $r = r_1/r_2$ – коэффициент преобразования углового перемещения ведущего колеса в прямолинейное поступательное перемещение транспортера; r_2 – радиус ведомого колеса.

Момент инерционного сопротивления движения транспортера определится по второму закону Ньютона из допущения, что на одну опору-гусеницу приходится 1/4 часть всей массы транспортера:

$$M_{и} = (m/4)a_1, \quad (16)$$

где a_1 – угловое ускорение при вращении ведущего колеса; m – масса транспортера.

Момент сопротивления трения определится по известному выражению:

$$M_{тр} = k_{тр}v, \quad (17)$$

где v_1 – скорость движения транспортера; $k_{тр}$ – коэффициент трения при движении транспортера.

Подставив выражения (15–17) в выражение (14), получим дифференциальное уравнение, описывающее движение транспортера:

$$\frac{m}{4}a - k_{тр}v = c \left(\frac{\varphi_1}{r} - x \right). \quad (18)$$

Полученные уравнения 7, 13 и 18 представляют собой систему дифференциальных уравнений, описывающих движение гидравлической трансмиссии.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Расчеты по предложенной имитационной модели проведены с использованием численных методов. Значения основных постоянных приведены в табл. 1. Все начальные условия при расчете системы – нулевые.

На рис. 2–7 представлены результаты расчетов по модели в виде графиков изме-

нения скорости движения транспортера (снегоболотохода) и ошибок управления по скорости.

Таблица 1

Значения некоторых постоянных

m	8000 кг	z_M	9
$V_{п}$	0,008 м ³	F_H	0,017 м ²
J	2 Нм	F_H	0,017 м ²
$K_{тр}$	35	r_1	0,2 м
D_M	0,3 м	r_2	0,2 м
D_H	0,3 м	c	10 ⁸
z_H	9	γ_M	0,4 рад

Разомкнутая система управления трансмиссией (рис. 2, кривая 1) имеет достаточно хорошие динамические свойства. Но при возникновении возмущающего воздействия в виде изменения сил сопротивления, например, при изменении массы или центра масс снегоболотохода, установившееся значение скорости будет изменяться. Это неприемлемо для снегоболотоходов с рассматриваемой структурой трансмиссии, в которой каждая гусеница приводится в движение отдельной парой «насос – мотор». При вышеописанных возмущениях возникает дифференциал между гусеницами и, как следствие, увод транспортера в сторону. Если замкнуть объект управления обратной связью по скорости, то система теряет коэффициент передачи (рис. 2, кривая 2). Увеличение коэффициента $K_{п}$ пропорционального регулятора до $K_{п} = 2$ повышает коэффициент передачи, но при этом ухудшается качество управления по колебательности с уменьшением запасов устойчивости. К тому же система имеет невысокую точность (рис. 3, кривые 1, 2). Пропорционально интегрирующий алгоритм управления позволяет исключить ошибку (рис. 3, кривая 2), но при этом система остается колебательной (рис. 2, кривая 4). Имеется возможность демпфировать колебания системы, но пропорционально интегрирующий алгоритм управления не позволяет создавать системы с заданными установившимся значением скорости и временем регулирования. Известно, что обеспечение малого времени регулирования требует увеличенного входного потенциала и, как следствие, увеличения номинальных значений давления в системе.

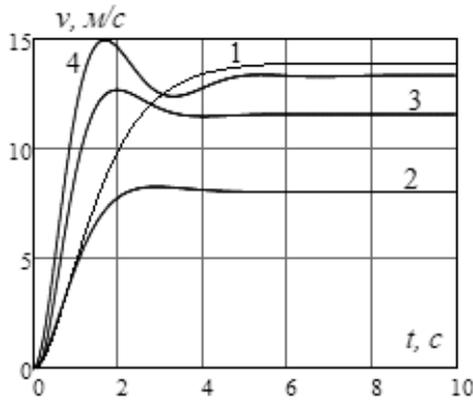


Рис. 2. Скорость движения снегоболотохода:
 1 – с разомкнутой обратной связью;
 2 – при П регулировании, $K_n=1$;
 3 – при П регулировании, $K_n=2$;
 4 – при ПИ регулировании, $K_n=2, K_u=1,5$

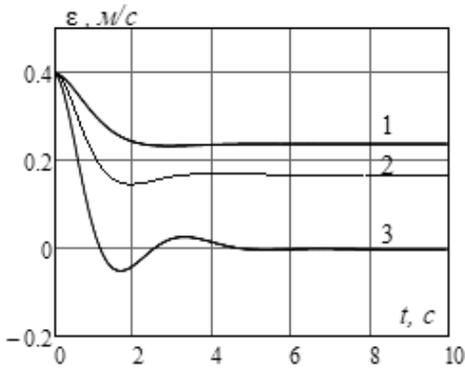


Рис. 3. Ошибка управления:
 1 – при П регулировании, $K_n=1$;
 2 – при П регулировании, $K_n=2$;
 3 – при ПИ регулировании, $K_n=2, K_u=1,5$

Поэтому для данного объекта управления необходим пропорционально интегрально дифференцирующий алгоритм управления. Изменение коэффициента K_d дифференцирующего канала алгоритма позволяет задавать качество регулирования (рис. 4, кривая 2), при этом обеспечивая абсолютную статическую точность (рис. 5).

Совместное изменение значений коэффициента дифференцирующего K_d и интегрирующего K_i каналов позволяет удовлетворять заданным показателям качества по быстродействию системы. Так, кривые 2 и 3 рис. 6 показывают, что при увеличении значений коэффициента дифференцирующего канала и одновременном уменьшении значений коэффициента интегрирующего канала возникает увеличение времени регулирования.

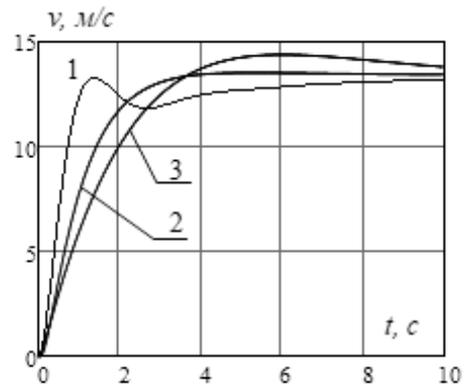


Рис. 4. Скорость движения снегоболотохода при ПИД управлении:
 1 – $K_n=3, K_u=1, K_d=0,3$; 2 – $K_n=3, K_u=1, K_d=2$;
 3 – $K_n=3, K_u=1, K_d=4$

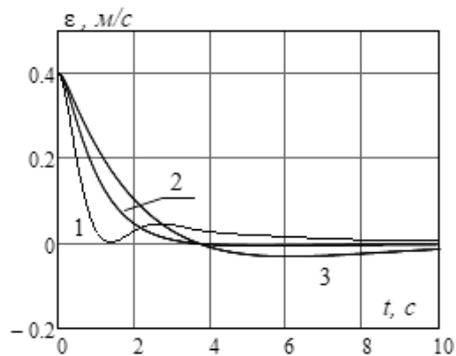


Рис. 5. Ошибка при ПИД управлении:
 1 – $K_n=3, K_u=1, K_d=0,3$; 2 – $K_n=3, K_u=1, K_d=2$;
 3 – $K_n=3, K_u=1, K_d=4$

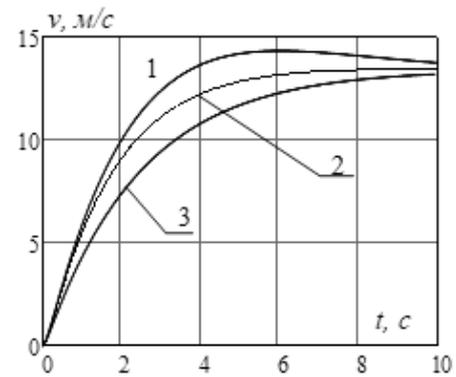


Рис. 6. Скорость движения снегоболотохода при ПИД управлении:
 1 – $K_n=3, K_u=1, K_d=4$; 2 – $K_n=3, K_u=0,3, K_d=4$;
 3 – $K_n=3, K_u=0,5, K_d=5$

Разработанная система чувствительна к значению управляющего сигнала. Так, на рис. 7 представлены различные кривые скорости движения снегоболотохода при различной производительности АПН.

Разработанная система инвариантна к статическим возмущениям. Профиль изменения кривой скорости транспортера с возмущением в 6000 Н соответствует профилю кривой скорости невозмущенной системы, представленной на рис. 7 (кривая 2).

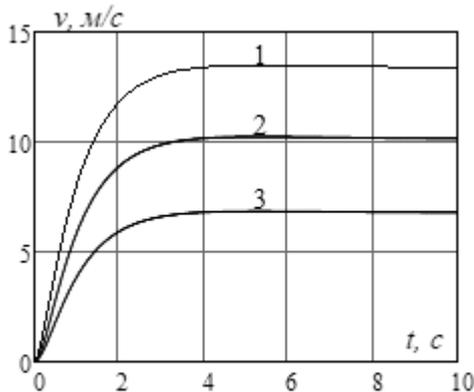


Рис. 7. Скорость движения снегоболотохода при ПИД управлении:

1 – при $\gamma_n = 0,4$; 2 – при $\gamma_n = 0,1$; 3 – при $\gamma_n = 0,2$

Полученная система устойчива, качественна и точна.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана методика исследования и синтеза системы автоматического управления трансмиссией двухзвенного гусеничного снегоболотохода «Витязь» по скорости его движения. Методика позволяет создавать системы автоматического управления с заданными показателями устойчивости качества и точности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Попов Д. Н.** Динамика регулирования гидро- и пневмосистем: учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1976. 424 с. [D. N. Popov, *Dynamics of regulation of hydro-and pneumatic systems*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1976.]
2. **Hung T., Kwan K.** Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2010. Vol. 24, no. 5. Pp. 1163-1175. [T. Hung, K. Kwan, "Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator", in *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 24, no. 5, pp. 1163-1175, 2010.]
3. **Popescu T. C., Ion Guta D. D., Calinoiu C.** Modern instruments for analysis of hydrostatic transmission // *U.P.B. Sci. Bull.* 2010. Series D. Vol. 72, Iss. 4. Pp. 201-210. [T. C. Popescu, D. D. Ion Guta, C. Calinoiu, "Modern instruments for analysis of hydrostatic transmission", in *U.P.B. Sci. Bull.*, series D, vol. 72, Iss. 4, pp. 201-210, 2010.]

4. **Singh Gosal A.** Modelling and control of a hydrostatic transmission for a load-haul-dump underground-mining machine // B.A.Sc., The University of British Columbia, 2010. 143 p. [A. Singh Gosal, *Modelling and control of a hydrostatic transmission for a load-haul-dump underground-mining machine*. B.A.Sc.: The University of British Columbia, 2010.]

5. **Математическое** моделирование рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью / А. И. Ильин [и др.] // *Вестник УГАТУ*. 2013. Т. 17, № 1 (54). С. 73–78. [A. I. Ilin, et al., "Mathematical modeling of the steering mechanism of the two-link tractor "Vityaz" with hydraulic feedback", (in Russian) in *Vestnik UGATU*, vol. 17, no 1 (54), pp. 73-78, 2013.]

ОБ АВТОРАХ

ХУСНУТДИНОВ Дим Зинфирович, дипл. инж. автоматиз. технол. проц. (филиал УГАТУ в г. Ишимбае, 2006). Канд. техн. наук (СамГТУ, 2018). Иссл. в обл. сист. анализа, управл. в техн. системах.

НЕКРАСОВА Мария Юрьевна, дипл. инж.-технол. (УГАТУ, 2007), ст. преп. Иссл. в обл. управл. сложн. объектами.

ЧАРИКОВ Павел Николаевич, дипл. инж. автоматиз. технол. проц. (филиал УГНТУ в г. Sterlitamak, 1996). Канд. техн. наук (УГАТУ, 2004). Иссл. в обл. сист. модел. организ. управл. машин. предприятием.

ЯРУЛЛИН Чингиз Асхатович, проф., дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УАИ, 1971). Канд. техн. наук (МАИ, 1983). Иссл. в обл. упр. сложн. системами.

ПОЛИКАРПОВ Юрий Васильевич, проф., дипл. инж.-мех. (УАИ, 1972). Канд. техн. наук (МАИ, 1981). Иссл. в обл. компьют. моделирования.

METADATA

Title: Analysis and synthesis of control systems of hydraulic transmission two tier tracked all-terrain vehicle on the basis of simulation.

Authors: D. Z. Khusnutdinov¹, M. Yu. Nekrasova², P. N. Charikov³, Ch. A. Yarullin⁴, Y. V. Polikarpov⁵

Affiliation:

^{1,2} Branch of Ufa State Aviation Technical University in Ishimbay (Branch UGATU in Ishimbay), Russia.

³ Branch of Ufa State Oil Technical University in Sterlitamak (Branch UGOTU in Sterlitamak), Russia.

^{4,5} Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹dz_khusnutdinov@mail.ru, ²titm.nm@mail.ru, ³charikovpn@yandex.ru, ⁴chin.yaru@yandex.ru, ⁵puv@ufnet.ru

Language: Russian.

Source: *Vestnik UGATU* (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 24, no. 4 (90), pp. 133-139, 2020. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The methods of analysis and synthesis of automatic control system of hydraulic transmission of two-link crawler conveyor "Vityaz" on the basis of simulation. The results of calculating the control system based on a simulation model using numerical methods for real values of constant parameters of a two-link crawler conveyor are presented. The analysis and synthesis of the automatic

control system for the speed of rotation of the track is performed. The considered method is effective because it allows the study of the object of movement and the control system as a whole by methods of system analysis.

Key words: analysis; synthesis; control system; hydraulic transmission; two-link snowmobile; simulation model.

About authors:

KHUSNUTDINOV, Dim Zinfirovich, Dipl. engineer on Automation of Tech. Processes (Branch UGATU in Ishimbay, 2006). Cand. of Tech. Sci. (SamGTU, 2018). Research in the field syst. analysis, control in tech. systems.

NEKRASOVA, Maria Yurevna, Dipl. engineer-technol. (UGATU, 2007), senior lecturer. Research in the field of complex object management.

CHARIKOV, Pavel Nikolaevich, Dipl. engineer on Automation of Tech. Processes (Branch Ufa State Petroleum Technol. University (USPTU), in Sterlitamak). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2004). Research of system modeling of organizational management of a machine-building enterprise in production on order.

YARULLIN, Chingiz Askhatovich, Prof. Dipl. engineer on airplane engines (UGATU, 1971). Cand. of Tech. Sci. (MAI, 1983). Research in the field of complex object management.

POLIKARPOV, Yuri Vasilevich, Prof. Dipl. mechanical engineer. (UAI, 1972). Cand. of Tech. Sci. (UAI, 1981). Research in the field of mathematical modeling of technical curves and surfaces.