

2. ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОЗАГОТОВОК

УДК 630*31

Као Хюи Жап, А.М. Кочнев

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Введение. Параметры рулевого управления трактора оказывают существенное влияние на его эксплуатационные свойства, в первую очередь, на маневренность, устойчивость заданного направления движения, а также на утомляемость оператора. Кроме того, выбранные параметры рулевого управления определяют и долю полезной мощности двигателя, затрачиваемой на его работу. Как показал анализ исследований, посвященных выбору параметров рулевого управления колесных трелевочных тракторов [Провоторов, 1974; Зайчик и др., 1976; Аракельянц, 1981; Лубяной, 1984; Рославцев и др., 1986], в его основу положен только статический расчет. Динамический же анализ рулевого управления должен проводиться на основе теории систем управления и учитывать нелинейность характеристик золотника, упругость жидкости и шлангов, инерционность исполнительного механизма, наличие свободного хода в рулевом механизме и зазоров в механизме обратной связи, а также конструктивные особенности конкретной гидросистемы рулевого управления. Динамическому анализу рулевого управления и выбору его оптимальных параметров должна предшествовать разработка математической модели.

Цель данного исследования – разработка математической модели динамики гидросистемы управления колесных трелевочных тракторов.

Методика исследования. Среди небольшого числа работ, посвященных анализу динамики рулевого управления [Аракельянц, 1981; Обидин, Червяков, 1979], основное место отводится исследованию устойчивости гидросистемы при малых смещениях золотника, при этом совершенно не рассматриваются влияние параметров рулевого управления на процесс движения машины и характеристики ее управляемости и устойчивости. Однако для колесных трелевочных тракторов с шарнирно-сочлененной рамой характерно отсутствие кинематической связи между рулевым коле-

сом и гидроцилиндром в пределах хода золотника. В связи с чем анализ динамических свойств рулевого управления колесных трелевочных тракторов с шарнирно-сочлененной рамой должен выполняться на базе математической модели, включающей характеристики механических и гидравлических звеньев и позволяющей моделировать ее работу при максимальных перемещениях золотника гидрораспределителя в условиях насыщения. Структурная схема рулевого управления колесных трелевочных тракторов представлена на рис. 1, а его расчетная схема – на рис. 2.



Рис. 1. Структурная схема рулевого управления колесного трелевочного трактора

Fig. 1. Structural diagram of steering wheel skidder tractor

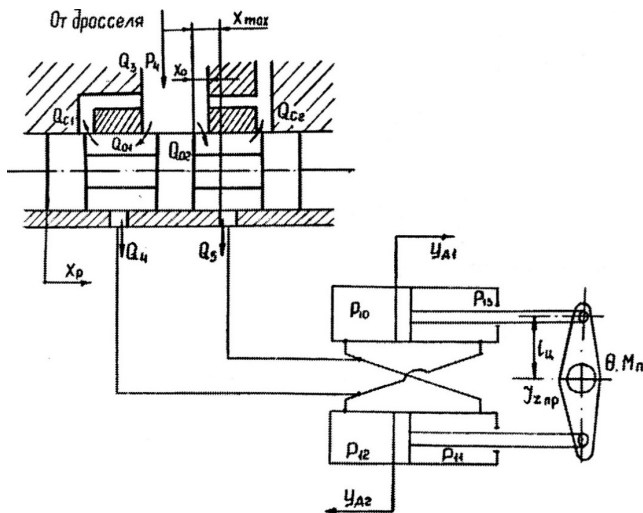


Рис. 2. Расчетная схема рулевого управления колесного трелевочного трактора

Fig. 2. Calculation scheme of steering wheel skidder tractor

При составлении математической модели рулевого управления приняты следующие допущения [Малиновский, Зарецкий, Беренгард и др, 1980]:

- волновые процессы в трубопроводах не рассматриваются ввиду их малой длины;
- инерционная составляющая рабочей жидкости мала, и ею можно пренебречь;
- сжимаемость жидкости в полостях насосов и гидромоторов и пульсация ее расходов не учитываются;
- коэффициенты расхода местных сопротивлений постоянны;
- утечки жидкости в клапанах и местных сопротивлениях в силу их малости не учитываются.

Далее рассмотрим уравнения динамики элементов гидросистемы, составленные для избыточного давления с учетом принятых допущений.

Результаты исследования.

Рулевой механизм и механизм обратной связи. Рулевой механизм, представляющий собой кинематическую пару «червяк–сектор» в простейшем виде может быть представлен безинерционным усилительным звеном, описываемым уравнением $X_1 = K_1 \alpha_{\text{рк}}$. Выходной сигнал X_1 рулевого механизма в сумме с отрицательным сигналом обратной связи X_2 представляет собой ход золотника гидрораспределителя $X_p = X_1 - X_2$. Учитывая, что механическую обратную связь также можно представить линейным безинерционным звеном, получим:

$$X_p = K_1 \alpha - K_2 \theta, \quad (1)$$

где K_1, K_2 – коэффициенты.

Учет зазоров в рулевом механизме и механизме обратной связи может быть достигнут введением в рулевой механизм или звено обратной связи типового нелинейного звена [Брянский, 1983].

Всасывающий трубопровод:

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= (\rho g h_n) 10^{-5} + \Delta P, \\ \Delta P &= \sum_{i=1}^n \Delta P_{\text{дл}}^i + \sum \Delta P_M^i, \\ \Delta P_{\text{дл}}^i &= \rho \lambda_i \frac{l_{\text{тр}}^i}{d_{\text{тр}}^i} \left(\frac{v_i^2}{2} \right) 10^{-5}, \\ \Delta P_M^i &= \rho \xi_i \left(\frac{v_i^2}{2} \right) 10^{-5}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Насос:

$$\left. \begin{aligned} M_n &= q_n(P_1 - P_0) + a_\omega \frac{\omega_d}{i_p} + a_p |P_1 - P_0| + a, \\ Q_0 &= q_n \frac{\omega_d}{i_p} + K_{\text{пот}}^n P_0, \\ Q_1 &= q_n \frac{\omega_d}{i_p} + K_{\text{пот}}^n P_1. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Трубопровод, соединяющий насос с дросселем:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{Q_1 - Q_2}{K_{\text{упр}}^{\text{тр}}} 10^2, \\ P_2 &= P_1 - \left\{ \lambda \frac{8\gamma l_{\text{тр}}}{\pi^2 g d_{\text{тр}}^{B5}} \left| \frac{Q_1 + Q_2}{2} \right| \left(\frac{Q_1 + Q_2}{2} \right) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Дроссель:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_2 &= B \left\{ \left[\mu f_{\text{др}} \text{sign}(P_2 - P_3) \sqrt{\left(\frac{2g}{\gamma} \right) |P_2 - P_3|} \right] 3 \cdot 10^{-5} - Q_2 \right\}, \\ P_3 &= P_2 - \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_2}{\mu f_{\text{др}}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Трубопровод, соединяющий дроссель с гидрораспределителем:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_3 &= \frac{Q_2 - Q_3}{K_{\text{упр}}^{\text{тр}}} 10^2, \\ P_4 &= P_3 - \left\{ \lambda \frac{8\gamma l_{\text{тр}}}{\pi^2 g d_{\text{тр}}^{B5}} \left| \frac{Q_2 + Q_3}{2} \right| \left(\frac{Q_2 + Q_3}{2} \right) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Гидрораспределитель:

$$Q_4 = Q_{o1} - Q_{c1}, \quad Q_5 = Q_{o2} - Q_{c2}, \quad Q_{o1} = (x_p + x_0) \mu_r \pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (P_4 - P_5) \text{sign}(P_4 - P_5),$$

при $-x_0 < x_p < x_{\text{max}}$;

$$Q_{o1} = 0, \quad \text{при } -x_{\text{max}} < x_p < -x_0;$$

$$Q_{o1} = (x_p - x_0)\mu_r \pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_4 - P_6)\text{sign}(P_4 - P_6)}, \text{ при } -x_{\max} < x_p < x_0;$$

$$Q_{o2} = 0, \text{ при } x_0 < x_p < x_{\max}; \quad (7)$$

$$Q_{c1} = (x_p - x_0)\mu_r \pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_5 - P_c)\text{sign}(P_5 - P_c)}, \text{ при } -x_{\max} < x_p < x_0;$$

$$Q_{c1} = 0, \text{ при } x_0 < x_p < x_{\max};$$

$$Q_{c2} = (x_p - x_0)\mu_r \pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_6 - P_c)\text{sign}(P_6 - P_c)}, \text{ при } -x_0 < x_p < x_{\max};$$

$$Q_{c2} = 0, \text{ при } -x_{\max} < x_p < -x_0.$$

Трубопровод, соединяющий гидрораспределитель с тройником:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_5 &= \frac{Q_4 - Q_6}{K_{\text{упр}}^{\text{тр}}} 10^2, \\ P_7 &= P_5 - \left\{ \lambda \frac{8\gamma l_{\text{тр}}}{\pi^2 g d_{\text{тр}}^{B5}} \left| \frac{Q_4 + Q_6}{2} \right| \left(\frac{Q_4 + Q_6}{2} \right) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Тройник:

$$\left. \begin{aligned} Q_6 &= Q_7 + Q_8; \\ \dot{Q}_7 &= B \left\{ \left[\mu f_{T_p} \text{sign}(P_7 - P_8) \sqrt{\left(\frac{2g}{\gamma} \right) |P_7 - P_8|} \right] 10^{-3} - Q_7 \right\}, \\ \dot{Q}_8 &= B \left\{ \left[\mu f_{T_p} \text{sign}(P_7 - P_9) \sqrt{\left(\frac{2g}{\gamma} \right) |P_7 - P_9|} \right] 10^{-3} - Q_8 \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Трубопровод, соединяющий тройник с силовыми гидроцилиндрами:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_8 &= \frac{Q_7 - Q_9}{K_{\text{упр}}^{\text{тр}}} 10^2; \\ P_{10} &= P_8 - \left\{ \lambda \frac{8\gamma l_{\text{тр}}}{\pi^2 g d_{\text{тр}}^{B5}} \left| \frac{Q_7 + Q_9}{2} \right| \left(\frac{Q_7 + Q_9}{2} \right) \right\}, \\ \dot{P}_9 &= \frac{Q_8 - Q_{10}}{K_{\text{упр}}^{\text{тр}}} 10^2 \\ P_{11} &= P_9 - \left\{ \lambda \frac{8\gamma l_{\text{тр}}}{\pi^2 g d_{\text{тр}}^{B5}} \left| \frac{Q_7 + Q_9}{2} \right| \left(\frac{Q_7 + Q_9}{2} \right) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Гидроцилиндры:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{11} &= K_{y,r}(P_{10} - P_{12}) + S_{\text{ц}}^0 \dot{Y}_{\text{д}1} + K_{\text{д}} \dot{P}_{10}; \\
 Q_{12} &= -K_{y,r}(P_{10} - P_{12}) - S_{\text{ц}}^0 \dot{Y}_{\text{д}2} + K_{\text{д}} \dot{P}_{12}; \\
 Q_{13} &= K_{y,r}(P_{11} - P_{13}) + S_{\text{ц}}^0 \dot{Y}_{\text{д}1} + K_{\text{д}} \dot{P}_{11}; \\
 Q_{14} &= -K_{y,r}(P_{11} - P_{13}) + S_{\text{ц}}^0 \dot{Y}_{\text{д}1} + K_{\text{д}} \dot{P}_{13}; \\
 Q_{15} &= Q_{11} + Q_{13}; \\
 Q_{16} &= Q_{12} + Q_{14}; \\
 (P_{10} - P_{12}) S_{\text{ц}}^0 &= \frac{J_{3\text{пр}} \ddot{\theta} + K_{\text{ГС}} \dot{\theta} + M_{\pi}}{2l_{\text{ц}}}; \\
 (P_{11} - P_{13}) S_{\text{ц}}^1 &= \frac{J_{3\text{пр}} \ddot{\theta} + K_{\text{ГС}} \dot{\theta} + M_{\pi}}{2l_{\text{ц}}}; \\
 \dot{Y}_{\text{д}} &= \dot{\theta} l_{\text{ц}}.
 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

В уравнениях (1)–(11) приняты следующие обозначения:

ρ – плотность жидкости;

λ_i – коэффициент потерь давления по длине трубопровода;

ξ_i – коэффициент местных потерь давления;

$l_{\text{тр}}^i, d_{\text{тр}}^i, v_i$ – длина, условный проход и фактическая скорость течения

жидкости на расчетном участке трубопровода;

$h_{\text{н}}$ – расстояние от оси насоса до уровня рабочей жидкости в баке;

$q_{\text{н}}$ – максимальный рабочий объем насоса;

$K_{\text{пот}}^{\text{н}}$ – коэффициент объемных потерь насоса;

p_i – давление в i -й точке гидросистемы;

\dot{p}_i – скорость изменения давления в i -й точке гидросистемы;

Q_i – расход в i -й точке гидросистемы;

\dot{Q}_i – скорость изменения расхода в i -й точке гидросистемы;

a – постоянная гидромеханических потерь;

a_{ω} – коэффициент гидромеханических потерь, зависящий от угловой скорости вращения вала насоса;

a_p – коэффициент гидромеханических потерь, зависящий от величины давления на выходе насоса;

- $K_{\text{упр}}^{\text{ТР}}$ – коэффициент упругости трубопровода с жидкостью;
 λ – удельный вес рабочей жидкости;
 B – «большой» параметр, учитывающий инерционность столба жидкости;
 μ – коэффициент расхода;
 $f_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя;
 d_3 – диаметр золотника;
 $f_{\text{тр}}$ – площадь проходного сечения тройника;
 $K_{\text{уг}}$ – коэффициент утечек через поршень гидроцилиндра;
 $K_{\text{д}}$ – приведенный коэффициент деформации стенок цилиндров и жидкости;
 $S_{\text{ц}}^0$ – площадь поршня в бесштоковой полости цилиндра;
 $S_{\text{ц}}^1$ – площадь поршня в штоковой полости цилиндра;
 $K_{\text{гс}}$ – коэффициент демпфирования гидросистемы.

Остальные обозначения ясны из рис. 2. Входящие в выражения (1)–(11) величины λ_i , ν_i , $K_{\text{упр}}^{\text{ТР}}$, $K_{\text{д}}$, ξ_i , μ , B могут быть вычислены по известным выражениям, представленным в работах [Малиновский, Зарецкий, Беренгард и др., 1980; Брянский, 1983], а величины $a_{\text{о}}$, a_p , a , $K_{\text{пот}}^{\text{H}}$, $K_{\text{уг}}$, $K_{\text{гс}}$ определены экспериментальным путем.

Результаты исследования. Уточнение отдельных параметров математической модели рулевого управления, образованной уравнениями (1)–(11) проводилось на основе данных, полученных в ходе нескольких циклов экспериментальных исследований колесных трелевочных тракторов. Результатом исследований стало получение данных по эксплуатационным значениям угла поворота рулевого колеса, угла слома полурам, нагрузок в силовых гидроцилиндрах поворота, величины свободного хода в рулевом механизме и зазоров в механизме обратной связи, упруго-демпфирующих параметров гидропривода рулевого управления, перепадно-расходных характеристик золотника и скоростных режимов механизма поворота. Подробно результаты исследований представлены в работах [Кочнев, 1987; Отчет о НИР, 1990; Кочнев, Анисимов, 1990].

Откорректированная с учетом результатов экспериментальных исследований математическая модель гидросистемы рулевого управления колесных трелевочных тракторов (1)–(11) положена в основу разработки пакета прикладных программ (ППП) «RUL», формализованного на языке «FORTRAN» примерительно к ПЭВМ.

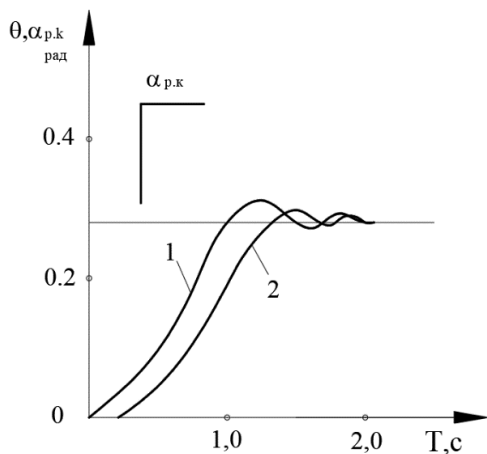


Рис. 3. Изменение угла слома полурам колесного трелевочного трактора при резком повороте рулевого колеса
 $V = 2$ м/с; 1 – расчет на ЭВМ, 2 – эксперимент

Fig. 3. Changing the angle of breakage of the half-wheels of the wheeled skidder when the steering wheel is sharply rotated
 $V = 2$ m/s; 1 – calculation on a computer, 2 – experiment

Оценка адекватности разработанной математической модели реальным динамическим процессам, происходящим в гидросистеме рулевого управления колесных трелевочных тракторов, проводилась на основе моделирования работы системы при резком повороте рулевого колеса на угол 2,5 рад. Результаты теоретических и экспериментальных исследований указанного режима работы гидросистемы рулевого управления представлены на рис. 3.

Анализ рис. 3 показывает на хорошее совпадение результатов расчета на ЭВМ с результатами экспериментальных исследований, расхождение составляет 12–16%, что дает возможность рекомендовать разработанную математическую модель рулевого управления колесного трелевочного трактора для оптимизации его параметров по критериям устойчивости и быстродействия.

Выводы. Разработанная математическая модель работы рулевого управления колесных трелевочных тракторов, реализованная в виде пакета прикладных программ для ЭВМ, адекватна происходящим в ней реальным динамическим процессам и рекомендуется к использованию в АСНИ и

САПР «Колесный трелевочный трактор» при исследовании и оптимизации параметров рулевого управления существующих и проектируемых тракторов для заготовки древесины.

Библиографический список

Провоторов Ю.И. Устойчивость направления движения колесного трелевочного трактора с шарнирно-сочлененной рамой // Труды ЦНИИМЭ. Химки. 1974. Вып. 141. С. 144–149.

Зайчик М.И., Орлов С.Ф., Гольдберг А.М., Анисимов Г.М. и др. Проектирование и расчет специальных лесных машин. М.: Лесн. пром-сть, 1976. 208 с.

Аракельянц С.М. Исследование гидравлической системы управления поворотом шарнирной машины // Труды ВНИИСтройдормаш. 1981. Т. 92. С. 56–63.

Лубяной Н.Н. Обоснование путей совершенствования управляемости колесных тракторов с гидрообъемным рулевым управлением: дис. ... канд. техн. наук. М.: МИИСХ, 1984. 207 с.

Рославцев А.В., Кальченко В.И., Авдеев В.М. Исследование устойчивости движения и управляемости трактора Т-150К // Тракторы и сельхозмашины. 1986. № 12. С. 30–31.

Обидин В.Я., Червяков Е.Н. Динамика объемного гидропривода рулевого управления колесной самоходной машины // Труды НАТИ. 1979. Вып. 265. С. 22–27.

Малиновский Е.Ю., Зарецкий Л.Б., Беренгард Ю.Г. и др. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / под ред. Е.Ю. Малиновского. М.: Машиностроение, 1980. 216 с.

Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. М.: Машиностроение, 1983. 176 с.

Кочнев А.М. Обоснование параметров колесной трелевочной системы с целью повышения устойчивости заданного направления движения: дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛТА, 1987. 274 с.

Оценка режимов работы и нагруженности гидросистемы рулевого управления трактора ТКЛ-1: отчет о НИР / Северо-Западный филиал НАТИ. Д.11/90-21 №0, ГР 01910031618. Вырица, 1990. 183 с.

Кочнев А.М., Анисимов Г.М. Влияние режимов эксплуатации колесного трелевочного трактора на динамические нагрузки в гидроприводе механизма складывания // Эксплуатация лесовозного подвижного состава: [сб. науч. тр.]. Свердловск, 1990.

References

Provotorov Y.I. Ustojchivost' napravlenija dvizenija kolesnogo trelevochnogo traktora s sharnirno-cochlenennoj ramoj [Stability of the direction of movement of the wheeled skidder with articulated]. *Proceedings TSNIIME*. Khimki, 1974, is. 141, pp. 144–149. (In Russ.)

Zaichik M.I., Orlov S.F., Goldberg A.M., Anisimov G.M. et al. Proektirovanie i raschet special'nyh lesnyh mashin [Design and calculation of special forest machines]. Moscow: Lesn. prom-st, 1976. 208 p. (In Russ.)

Arakel'yants, S.M. Issledovanie gidravlicheskoj sistemy upravlenija povorotom sharnirnoj mashiny [Study of the hydraulic system steering articulated machines]. *Proceedings of Vniistroydormash*, 1981, is. 92, pp. 56–63. (In Russ.)

Lubjanov N.N. The substantiation of ways of improvement of upravlyaemosti wheeled tractors with hydrostatic steering. dis. cand. sci. (Technical). M.: MIESCH, 1984. 207p. (In Russ.)

Roslavtsev A.V., Kalchenko V.I., Avdeev V.M. Research of stability of movement and controllability of the tractor T-150K. *Tractors and agricultural machinery*, 1986, no. 12, pp. 30–31. (In Russ.)

Abidin V.J., Worms E.N. Dinamika ob#emnogo gidroprivoda rulevogo upravlenija kolesnoj samohodnoj mashiny [Dinamica volumetric hydraulic drive of a steering wheel self-propelled machines]. *Proceedings of the NATI*, 1979, is. 265, pp. 22–27. (In Russ.)

Malinovsky E.Y., Zaretsky L.B., Bernhard Yu.G. et al. Raschet i proektirovanie stroitelynyh i dorozhnyh mashin na JeVM [Calculation and design of building and road machines on a computer]. Ed. E.Y. Malinovsky. Moscow: Mechanical engineering, 1980. 216 p. (In Russ.)

Bryansky Yu.A. Handling heavy vehicles. Moscow: Mechanical engineering, 1983. 176 p. (In Russ.)

Kochnev A.M. Justification of parameters of the wheeled skidder system with the aim of increasing the stability of a given direction of movement: dis. cand. sci. (Technical). L.: LTA, 1987. 274 p. (In Russ.)

Assessment of modes of operation and load of hydraulic steering tractor TKL-1: research Report, North-West branch of NACHI. D. 11/90-21 N₀, G 01910031618. Vyritsa, 1990. 183 p. (In Russ.)

Kochnev A.M., Anisimov G.M. Vlijanie rezhimov jekspluatacii kolesnogo trelevochnogo traktora na dinamicheskie nagruzki v gidroprivode mehanizma skladyvaniya [Influence of modes of operation of the wheel skidding tractor on dynamic loads in the hydraulic drive of the folding mechanism]. *Operation of timber rolling stock*. Sverdlovsk, 1990. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 01.06.2018 г.

Као Хюн Жап, Кочнев А.М. Математическая модель рулевого управления колесного трелевочного трактора // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2018. Вып. 224. С. 211–222. DOI: 10.21266/2079-4304.2018.224.211-222

Параметры рулевого управления трактора оказывают существенное влияние на его эксплуатационные свойства и, в первую очередь, на маневренность и устойчивость заданного направления движения, а также на утомляемость оператора. В основу выбора параметров рулевого управления должен быть положен динамический анализ. Цель исследования – разработка математической модели динамики гидросистемы рулевого управления колесных трелевочных тракторов. Для уточнения ряда параметров математической модели рулевого управления выполнен цикл экспериментальных исследований колесных трелевочных тракторов. Разработанная математическая модель работы рулевого управления колесных трелевочных тракторов, реализованная в виде пакета прикладных программ для ЭВМ, адекватна происходящим в нем реальным динамическим процессам и рекомендуется к использованию в АСНИ и САПР «Колесный трелевочный трактор» при исследовании и оптимизации параметров рулевого управления существующих и проектируемых тракторов для заготовки леса.

Ключевые слова: математическая модель, колесный трелевочный трактор, рулевое управление, динамика.

Caо Huy Giap, Kochnev A.M. A mathematical model of the steering wheel skidder. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, 2018, is. 224, pp. 211–222 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2018.224.211-222

The steering parameters of the tractor have a significant impact on its performance, and primarily on the maneuverability, stability of a given direction of movement, as well as fatigue of the operator. The choice of steering parameters should be based on dynamic analysis. The aim of the research is to develop a mathematical model of dynamics of hydraulic steering wheel skidders. For specification of a number of parameters of mathematical model of steering control the cycle of experimental researches of wheel skidders is executed. The developed mathematical model of steering wheel skidders, implemented in the form of a package of application software for computers, adequate to the real dynamic processes taking place in it and is recommended for use in ASNI and CAD «Wheel skidding tractor» in the study and optimization of steering parameters of existing and projected tractors for logging.

Key word: mathematical model, wheel skidder, steering, dynamics.

КАО Хюи Жап – аспирант Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, преподаватель Университета Красной Звезды (г. Хайзыонг, Вьетнам).

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: huygiapdhsd@gmail.com

CAO Huy Giap – PhD student, St. Petersburg State Forest Technical University, lecturer – Sao Do University (Hai duong, Vietnam).

194021, Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: huygiapdhsd@gmail.com

КОЧНЕВ Александр Михайлович – профессор Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. Email: 777tcm@mail.ru

KOCHNEV Alexander M. – DSc (Technical), Professor, St.Petersburg State Forest Technical University.

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: 777tcm@mail.ru