

19. Yoshimoto Y., Onodera M. Performance of a Diesel Engine Fueled by Rapeseed Oil Blended with Oxygenated Organic Compounds // SAE Technical Paper Series. — 2002. — № 2002-01-2854. — P. 1—9.
20. Krahl J., Vellguth G., Munaek A. et al. Exhaust Gas Emissions and Environmental Effects by Use of Rape Seed Oil Based Fuels in Agricultural Tractors // SAE Technical Paper Series. — 1996. — № 961847. — P. 1—14.
21. Hemmerlein N., Korte V., Richter H. et al. Performance, Exhaust Emissions and Durability of Modern Diesel Engines Running on Rapeseed Oil // SAE Technical Paper Series. — 1991. — № 910848. — P. 1—16.
22. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
22. Кирilloв Н. Г. Альтернативные моторные топлива XXI века // Автогазозаправочный комплекс — альтернативное топливо. — 2003. — № 3. — С. 58—63.

629.115

ЗАВИСИМОСТЬ МАНЕВРЕННЫХ СВОЙСТВ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ ОТ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ

Д-р техн. наук, проф. Г.И. ГЛАДОВ, инж. Л.А. ПРЕСНЯКОВ

Изложен метод оценки влияния параметров и режимов работы системы управления поворотом с гидромеханическим приводом на маневренные свойства большегрузных автопоездов. Приведена расчетная схема автопоезда. Указаны зависимости углов поворота колес и углов складывания звеньев автопоезда для различных участков траектории его движения с целью получения минимальных отклонений траекторий звеньев от заданной и уменьшения габаритной полосы движения автопоезда.

Estimation method of working parameters and modes of behavior in a steering control system with a hydro mechanical drive gear on maneuverable properties of super size articulated trucks is observed. The design model of articulated truck is shown. Dependences of wheel turning angles and jack-knifing corners on various sites of its motion path with the purpose of obtaining minimum off-path jogging from set and overall lane reduction are specified.

Маневренные свойства большегрузных автопоездов (БАП) обеспечиваются специальными системами управления поворотом колес прицепных звеньев. Оценка и выбор способов совершенствования маневренных свойств путем анализа влияния параметров и режимов работы этих систем на характер криволинейного движения автопоездов осложняются отсутствием соответствующих расчетных методов.

Нами предлагается метод оценки влияния параметров и режимов работы систем управления поворотом с гидромеханическим типом привода на маневренные свойства БАП. Расчетная схема движения автопоезда на повороте, представленная на рис. 1, составлена с принятием следующих допущений: рассматривается плоская «велосипедная» модель автопоезда; скорость движения тягача принимается постоянной; боковой увод шин не учитывается. В качестве оценочного параметра маневренности БАП выбраны величины смещений траекторий опорных точек звеньев относительно друг друга, обозначаемые в дальнейшем ΔC_i . Для тягача опорная точка расположена в геометрическом центре задней — неуправляемой — колесной тележки, а для прицепных звеньев — в общих геометрических центрах колесных ходов.

При выводе основных зависимостей были приняты следующие обозначения: μ_i — угол поворота приведенного управляемого колеса тягача; d_i — курсовой угол тягача; L_i — база тягача; α_i — курсовой угол i -го прицепного звена; γ_i — угол складывания i -го прицепного звена; $\dot{\alpha}_i$, $\dot{\gamma}_i$ — скорость изменения курсового угла и угла складывания i -го

прицепного звена соответственно: L_i — база i -го прицепного звена; φ_i — угол поворота приведенного колеса i -го прицепного звена относительно продольной оси этого звена; $\dot{\varphi}_i$ — скорость изменения угла поворота приведенного колеса i -го прицепного звена.

Наибольшее распространение в системах управления поворотом колес прицепных звеньев получило управление, которое может быть выражено следующей зависимостью

$$\varphi_i \begin{cases} 0 & \text{при } |\gamma_i| \leq \gamma_{i,1} \\ K_{i,1}\gamma_i & \text{при } \gamma_{i,1} < |\gamma_i| \leq \gamma_{i,2} \\ K_{i,2}\gamma_i & \text{при } \gamma_{i,2} < |\gamma_i| \leq \gamma_{i,3} \\ K_{i,2}\gamma_{i,3} & \text{при } \gamma_{i,3} < |\gamma_i| \end{cases} \quad (1)$$

где $K_{i,1}$, $K_{i,2}$ — коэффициенты передачи рулевого привода; $\gamma_{i,1}$, $\gamma_{i,2}$, $\gamma_{i,3}$ — характерные значения углов складывания для i -го прицепного звена.

Величина $\gamma_{i,1}$ характеризует зону нечувствительности рулевого привода и выбирается из условий устойчивости прямолинейного движения автопоезда. Величина $\gamma_{i,2}$ характеризует участок, необходимый для выхода привода на расчетный режим работы. При достижении углов складывания величины $\gamma_{i,3}$ управляющее воздействие на поворот колес i -го прицепного звена прекращается.

Связь между углами γ_i и φ_i может быть получена относительно полюса поворота P_r , а также из равенства проекций скоростей точек на продольную ось этого звена

$$\dot{\gamma}_i = \dot{\alpha}_{i-1} - \frac{v_{i-1}}{L_i} (\sin \gamma_i + \cos \gamma_i \operatorname{tg} \varphi_i), \quad (2)$$

где v_{i-1} — скорость опорной точки ведущего по ходу движения автопоезда звена в направлении его продольной оси; $\dot{\alpha}_{i-1}$ — скорость изменения курсового угла этого же звена. Следует отметить, что при $U=1$ $v_{i-1} = v_i$, $\alpha_{i-1} = \alpha_i$.

При значении $|\gamma_i| \leq \gamma_{i,1}$ уравнение (2) принимает следующий вид

$$\dot{\gamma}_i = \dot{\alpha}_{i-1} - \frac{v_{i-1}}{L_i} (\sin \gamma_i + \cos \gamma_i). \quad (3)$$

После того как в привод начинает поступать команда на поворот колес, вид уравнения (2) зависит от одного из следующих условий

$$\dot{\gamma}_i \leq U_i \dot{\varphi}_{i,\max}, \quad \gamma_i > U_i \varphi_i; \quad (4)$$

$$\dot{\gamma}_i \leq U_i \dot{\varphi}_{i,\max}, \quad \gamma_i = U_i \varphi_i; \quad (5)$$

$$\dot{\gamma}_i > U_i \dot{\varphi}_{i,\max}. \quad (6)$$

При выполнении условий (4), (5) поворот колес происходит с $\dot{\varphi}_{i,\max}$, а при условии (6) — в соответствии с зависимостью

$$\gamma_i = U_i \varphi_i, \quad (7)$$

где под U_i понимается передаточное отношение рулевого привода которое в зависимости от величины γ_i будет равно или $K_{i,1}$, или $K_{i,2}$. Под $\dot{\varphi}_{i,\max}$ понимается максимальная скорость поворота управляемых колес прицепных звеньев автопоезда. В случае гидромеханического привода она может быть определена по следующей зависимости

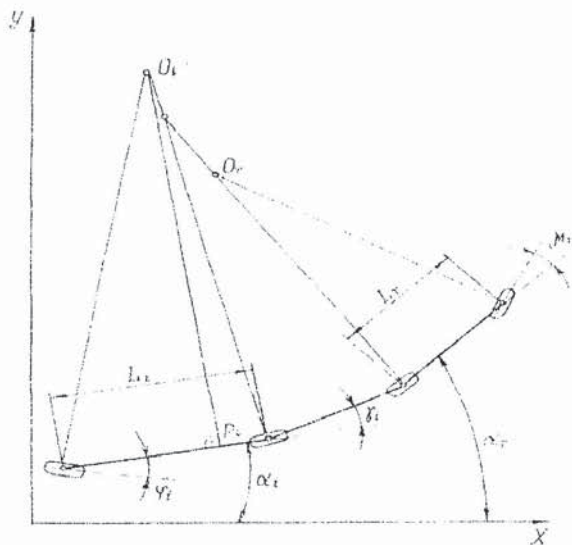


Рис. 1. Схема поворота трехзвенного автопоезда

$$\dot{\phi}_{i \max} = \frac{Q_i}{F_i} K_{pi}, \quad (8)$$

где Q_i — производительность насосной установки i -го прицепного звена; F_i — суммарная рабочая площадь силовых цилиндров привода i -го звена; K_{pi} — передаточный коэффициент шарнирно-рычажной цепи i -го звена.

При повороте по закону $\gamma_i = U_i \phi_i$ уравнение (2) будет иметь следующий вид

$$\dot{\gamma}_i = \dot{\alpha}_{i-1} - \frac{v_{i-1}}{L_i} \left(\sin \gamma_i + \cos \gamma_i \operatorname{tg} \frac{\gamma_i}{U_i} \right) + C_{1i}. \quad (9)$$

В случае порота колес с $\dot{\phi}_{i \max}$ уравнение (2) запишется в таком виде

$$\dot{\gamma}_i = \dot{\alpha}_{i-1} - \frac{v_{i-1}}{L_i} \left(\sin \gamma_i + \cos \gamma_i \operatorname{tg} \left[\phi_{i \max} (t - t_i^*) \right] \right) + C_{2i}. \quad (10)$$

В уравнениях (6) и (7) под t_i^* понимается момент времени, при котором осуществляется переход от поворота по закону $\gamma_i = U_i \phi_i$ к повороту с $\dot{\phi}_{i \max}$, а C_{1i} и C_{2i} являются произвольными постоянными и определяются из совместного решения уравнений (6) и (7) в момент времени t_i^* .

Величина относительного смещения траекторий опорных точек звеньев БАП может быть определена по следующей формуле

$$\Delta C_i = L_i (\gamma_i - \gamma_{ui}), \quad (11)$$

где γ_{ui} — идеальный угол складывания, т.е. угол, при котором звенья БАП следуют друг за другом «след в след».

Условие идеального совпадения траекторий может быть представлено следующим соотношением

$$\alpha_i (t - \tau_{i+1}) = \alpha_{i+1} (t), \quad (12)$$

где τ_{i+1} — время задержки, необходимое для прохождения приведенной точкой $i + 1$ -го звена пути, равного расстоянию вдоль траектории движения до приведенной точки впереди идущего звена.

Время этой задержки определяется следующей аналитической зависимостью

$$\tau_{i+1} = \frac{S_i}{v_i} = \left[L_{i+1} + \int_0^t (v_i - v_{i+1}) dt \right] v_i^{-1}, \quad (13)$$

где S_i — расстояние между приведенными точками двух соседних прицепных звеньев; v_i , v_{i+1} — скорости движения приведенных точек.

Относительно угла складывания γ_{ui} условие (12) может быть представлено в следующем виде

$$\gamma_{ui} (t) = \alpha_i (t) - \alpha_i (t - \tau_{i+1}). \quad (14)$$

Таким образом, задача определения γ_{ui} сводится к нахождению курсовых углов звеньев БАП в момент времени t и $t - \tau_{i+1}$. Для решения этой задачи необходимо задать закон поворота управляемых колес тягача. Для последующих звеньев МБТС расчет траекторий ведется исходя из того факта, что $\alpha_{i+1} = \alpha_i - \gamma_{ui}$.

Выбор параметров гидромеханических систем управления поворотом колес прицепных звеньев, проводимый в соответствии с предлагаемым методом, открывает широкие возможности в повышении маневренных свойств БАП.