

ПОВЫШЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ 4x4 С ПОДКЛЮЧАЕМОЙ ПЕРЕДНЕЙ ОСЬЮ ПУТЕМ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

д.т.н. Жилейкин М.М., Эраносян А.В.

ФГБОУ «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана), Москва, Россия
jileykin_m@mail.ru, artem_bmstu@mail.ru

В настоящее время производители современных автомобилей постоянно повышают уровень контроля над параметрами движения колесных транспортных средств, добиваясь максимального уровня их устойчивости и управляемости. Все более актуальным и целесообразным является использование различных систем полного привода. Распределение тягового усилия на все колеса позволяет использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного, что положительно сказывается на динамических качествах автомобиля, проходимости и позволяет реализовать алгоритмы управления, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. В данной работе рассматривается трансмиссия с возможностью перераспределения крутящих моментов как между передней и задней осями, так и между колесами задней оси. Целью работы является обоснование методов управления криволинейным движением двухосных автомобилей с различными схемами трансмиссии, обеспечивающих повышение их управляемости. Рассмотрены алгоритмы управления для случаев сноса передней оси (недостаточная поворачиваемость) и заноса задней оси (избыточная поворачиваемость). Для решения задачи использован частотный метод, в котором колесное транспортное средство рассматривается в виде многомерной системы. В результате предложен метод повышения управляемости двухосных автомобилей 4x4 с подключаемой передней управляемой осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси за счет перераспределения крутящих моментов. Методами имитационного моделирования движения двухосных автомобилей 4x4 с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси доказана эффективность и работоспособность предложенного метода.

Ключевые слова: двухосные полноприводные автомобили; управляемость автомобиля; перераспределение крутящих моментов.

Введение

Исследуя тенденции развития современного автомобилестроения, можно увидеть, что производители постоянно повышают уровень контроля над параметрами движения колесных транспортных средств, добиваясь максимального уровня устойчивости и управляемости автомобилей.

В настоящее время вопросами создания систем активной безопасности автомобилей, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости, активно занимаются за рубежом. Исследования ведутся по двум направлениям. Во-первых, создаются системы динамической стабилизации (СДС), принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Все более актуальным и целесообразным является

использование различных систем полного привода. Распределение тягового усилия на все колеса позволяет использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного, что положительно сказывается на динамических качествах автомобиля, проходимости и позволяет реализовать алгоритмы управления, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. Разработке этих методов посвящены, например, работы [1–3].

Во-вторых, повышение устойчивости и управляемости обеспечивается за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [4–6]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [7].

Медленное развитие подобных систем в отечественном автомобилестроении является

причиной недостаточных исследований распределения мощности в специфических условиях движения, характерных для легковых полноприводных автомобилей.

Целью работы является обоснование методов управления криволинейным движением двухосных автомобилей с различными схемами трансмиссии, обеспечивающих повышение их курсовой и траекторной устойчивости.

Перераспределение крутящих моментов между осями

При разработке математической модели плоского движения двухосного автомобиля примем следующие допущения:

- углы увода правого и левого колес каждой оси одинаковы;
- углы поворота управляемых колес и углы увода колес малы, т.е. не превышают 10°;
- коэффициенты сопротивления уводу всех колес оси одинаковы.

Расчетная схема сил, действующих на автомобиль, приведена на рис. 1.

Для автомобиля со всеми ведущими и передними управляемыми колесами в работе [8] получены следующие дифференциальные уравнения (для случая $a \approx b$):

- задняя ось отстающая (снос передней оси)

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 = & \frac{V_a}{L} \cdot (\Theta_{1cp} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_1 - \\ & - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_2 + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \cdot (\Theta_{1cp} - \delta_1) - \\ & - \frac{\Theta_{1cp}}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot h_n \cdot X_\Sigma; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_2 = & \frac{V_a}{L} \cdot (\Theta_{1cp} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_1 - \\ & - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_2 - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \cdot \delta_2 - \\ & - \frac{\Theta_{1cp}}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot h_n \cdot X_\Sigma; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_A = & - \left(\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right) \cdot \delta_A + \\ & + \Theta_{1cp} \cdot \left(\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_n \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right), \end{aligned}$$

где L – колесная база; $\delta_A = \delta_2 - \delta_1$ – разность углов увод колес передней и задней осей; $X_\Sigma = X_1 + X_2$ – полная сила тяги; $X_1 = X_{1л} + X_{1п}$ – суммарная сила тяги на передней оси; $X_2 = X_{2л} + X_{2п}$ – суммарная сила тяги на задней оси; $h_n = \frac{1}{\lambda_0 + 1}$ – доля от полной силы тяги, передаваемая трансмиссией на переднюю ось; K_y – суммарный (для оси автомобиля) коэффициент сопротивления уводу шин; λ_0 – коэффициент блокировки межосевого дифференциала; $\Theta_{1cp} = \frac{\Theta_{1л} + \Theta_{1п}}{2}$ – средний угол поворота управляемых колес; $\delta_{icp} = \frac{\delta_{iл} + \delta_{iп}}{2}$ – средний угол увода колес i -й оси.

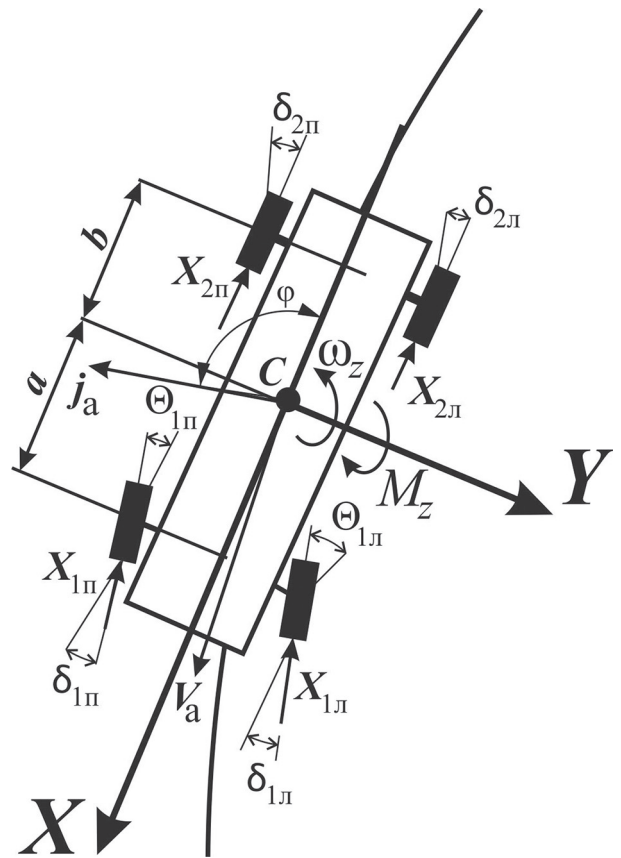


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль: C – центр масс автомобиля; a, b – расстояния от центра тяжести автомобиля до первой и последней оси соответственно; j_a – ускорение центра масс автомобиля; X_{in}, X_m – продольные силы, действующие на левые и правые колеса соответственно i -ой оси со стороны дороги; Θ_{in}, Θ_m – углы поворота левого и правого управляемых колес; δ_{in}, δ_m – угол увода левого и правого колес i -ой оси; φ – угол между вектором ускорения j_a и продольной осью автомобиля

– передняя ось отстающая (занос задней оси)

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 &= \frac{V_a}{L} \cdot (\Theta_{\text{лсп}} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_1 - \\ & - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_2 + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \cdot (\Theta_{\text{лсп}} - \delta_1) - \\ & - \frac{\Theta_{\text{лсп}}}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + 1} \cdot X_\Sigma; \\ \dot{\delta}_2 &= \frac{V_a}{L} \cdot (\Theta_{\text{лсп}} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_1 - \\ & - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_2 - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \cdot \delta_2 - \\ & - \frac{\Theta_{\text{лсп}}}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + 1} \cdot X_\Sigma; \\ \dot{\delta}_A &= - \left(\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right) \cdot \delta_A + \\ & + \Theta_{\text{лсп}} \cdot \left(\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + 1} \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right), \end{aligned}$$

Для нашего случая:

$$W_{12}(j\omega) = \frac{\left[\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_r \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right] \cdot \left[\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} - j\omega \right]}{\omega^2 + \left[\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right]^2}.$$

Модуль передаточной характеристики имеет вид:

$$|W_{12}(j\omega)| = \frac{\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_r \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a}}{\sqrt{\omega^2 + \left[\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right]^2}}. \quad (3)$$

Приравняв выражение (3) нулю ($|W_{12}(j\omega)| = 0$), что соответствует нейтральной поворачиваемости автомобиля, получим:

– задняя ось отстающая (снос передней оси)

$$\frac{1}{\lambda_0 + 1} \cdot X_\Sigma = \frac{2j_a \cdot J_z \cdot \cos \varphi}{L^2},$$

откуда $h_n \sim \cos \varphi$; (4)

– передняя ось отстающая (занос задней оси)

$$\frac{\lambda_0}{\lambda_0 + 1} \cdot X_\Sigma = \frac{2j_a \cdot J_z \cdot \cos \varphi}{L^2},$$

откуда $h_n \sim 1 - \cos \varphi$. (5)

где $h_n = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + 1}$.

При проектировании систем автоматического управления стремятся обеспечить их устойчивость с некоторой гарантией, чтобы изменения параметров системы в процессе ее работы не могли привести к неустойчивости системы. Одним из эффективных методов исследования курсовой и траекторной устойчивости автомобиля как многомерной системы является частотный метод, который позволяет осуществлять априорную оценку влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров его движения на его устойчивость [9].

Рассмотрим передаточную характеристику $W_{12}(s)$ автомобиля со всеми ведущими и передними управляемыми колесами:

$$W_{12}(s) = \frac{\delta_A(s)}{\Theta_{\text{лсп}}(s)}; \quad s = j\omega,$$

где s – оператор Лапласа; $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица; ω – круговая частота.

Из анализа выражений (4) и (5) следует, что при $\varphi = \pi$, $j_y = 0$ и $j_x \leq 0$ для обеспечения устойчивости необходимо соблюдать правило $h_n = 0$, т.е. при замедлении автомобиля все тяговое усилие от двигателя нужно передавать на заднюю ось (при торможении двигателем заднеприводный автомобиль наиболее устойчив). Таким образом, приведенные выше зависимости можно рассматривать в качестве алгоритма работы системы перераспределения крутящих моментов между ведущими осями двухосного автомобиля.

Перераспределение крутящих моментов между ведущими колесами задней оси

Воспользуемся снова дифференциальными уравнениями (1) и (2) для автомобиля со всеми ведущими и передними управляемыми колесами [8]:

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 &= \frac{V_a}{L} \cdot (\Theta_{\text{лср}} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_1 - \\ &- \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_2 + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \cdot (\Theta_{\text{лср}} - \delta_1) + \\ &+ \frac{L}{2J_z \cdot V_a} \cdot M_z - \frac{\Theta_{\text{лср}}}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot h_n \cdot X_\Sigma; \\ \dot{\delta}_2 &= \frac{V_a}{L} \cdot (\Theta_{\text{лср}} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_1 - \\ &- \frac{K_y}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot \delta_2 - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \cdot \delta_2 - \\ &- \frac{L}{2J_z \cdot V_a} \cdot M_z - \frac{\Theta_{\text{лср}}}{V_a} \cdot \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \cdot h_n \cdot X_\Sigma; \end{aligned}$$

$$M_z = (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B; V_a = \frac{L \cdot \omega_z}{\Theta_{\text{лср}} + \delta_2 - \delta_1};$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_A &= - \left(\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} + \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \right) \times \\ &\times (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B \cdot \delta_A - \left(\frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \cdot (1 - h_n) \times \right. \\ &\left. \times X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B - \frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_n \cdot X_\Sigma + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} \right) \cdot \Theta_{\text{лср}}, \end{aligned}$$

где M_z – момент динамической стабилизации; λ – коэффициент блокировки межколесного дифференциала.

Для рассматриваемого случая передаточная характеристика $W_{12}(s)$ будет иметь вид:

$$\begin{aligned} W_{12}(j\omega) &= \frac{\left[\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_n \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} - \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \cdot (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B \right]}{\omega^2 + \left[\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} + \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \cdot (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B \right]^2} \times \\ &\times \frac{\left[\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} + \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \cdot (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B - j\omega \right]}{\omega^2 + \left[\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} + \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \cdot (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B \right]^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Найдем квадрат модуля выражения (6) и приравняем его нулю ($|W_{12}(j\omega)|^2 = 0$), что соответствует нейтральной поворачиваемости автомобиля. Получим:

$$\begin{aligned} &\left[\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_n \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} - \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \cdot (1 - h_n) \times \right. \\ &\left. \times X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B \right]^2 \cdot \left[\left(\frac{K_y}{V_a} \cdot \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} + \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \times \right. \right. \\ &\left. \left. \times (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B \right)^2 + \omega^2 \right] = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Второй множитель в скобках выражения (7) всегда больше нуля. Тогда для определения λ будем рассматривать:

$$\begin{aligned} &\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_n \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} - \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \times \\ &\times (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B = 0, \end{aligned}$$

откуда с учетом того, что $\omega_z = \frac{V_a}{L} \Theta_{\text{лср}}$, и, приняв $j_a = 0$ (равномерное движение), получим:

$$\begin{aligned} &\frac{L^2}{2V_a \cdot J_z} \cdot h_n \cdot X_\Sigma - \frac{j_a \cdot \cos \varphi}{V_a} - \frac{1}{J_z \cdot \omega_z} \times \\ &\times (1 - h_n) \cdot X_\Sigma \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1} \cdot B = 0, \end{aligned}$$

Тогда выражения для доли крутящего момента (от общего крутящего момента, передаваемого на заднюю ведущую ось от двигателя) для забегающего ($h_{\text{забег}}$) и отстающего ($h_{\text{отст}}$) колес будут иметь вид:

$$\begin{aligned} h_{\text{забег}} &= \min \left\{ \frac{\lambda}{\lambda + 1}; \frac{1}{\lambda + 1} \right\}; \\ h_{\text{отст}} &= \max \left\{ \frac{\lambda}{\lambda + 1}; \frac{1}{\lambda + 1} \right\}. \end{aligned}$$

Исследование работоспособности предложенного алгоритма перераспределения крутящих моментов между ведущими осями и колесами методами имитационного моделирования

Проверка работоспособности алгоритма перераспределения крутящих моментов между

ведущими осями и колесами проводилась на примере автомобиля 4Ч4 полной массой 2400 кг с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси. Схема трансмиссии представлена на рис. 2. В качестве базы для сравнения рассматривался автомобиль той же массы с приводом на заднюю ось.

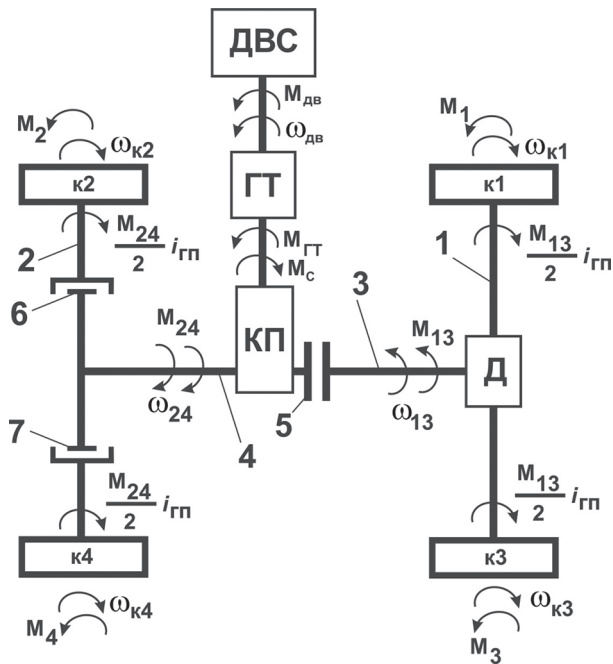


Рис. 2. Схема трансмиссии автомобиля 4Ч4 с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси:

- 1, 2 – передняя и задняя оси соответственно;
- 3, 4 – приводные валы от коробки передач к передней и задней осям соответственно;
- 5 – фрикционная муфта подключения привода оси;
- 6, 7 – фрикционные муфты подключения ведущих колес задней оси; ДВС – двигатель внутреннего сгорания; ГТ – гидротрансформатор; КП – коробка передач; Д – симметричный межколесный дифференциал; $k1 \dots k4$ – номера колес;
- M_1, \dots, M_4 – моменты сопротивления качению на колесах; $\omega_{к1}, \dots, \omega_{к4}$ – угловые скорости вращения колес; $M_{дв}$ – крутящий момент на коленчатом валу двигателя; $\omega_{дв}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; $M_{ГТ}$ – крутящий момент на валу турбинного колеса гидротрансформатора;
- M_{13}, M_{24} – крутящие моменты на валах 3 и 4 соответственно; ω_{13}, ω_{24} – угловые скорости вращения валов 3 и 4 соответственно

Работа трансмиссии автомобиля с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси может быть описана следующей системой уравнений.

$$\begin{cases} J_k \dot{\omega}_{к1} = \frac{M_{13} \cdot i_{ГП}}{2} - M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{к2} = h_2 \cdot M_{24} \cdot i_{ГП} - M_2; \\ J_k \dot{\omega}_{к3} = \frac{M_{13} \cdot i_{ГП}}{2} - M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{к4} = h_4 \cdot M_{24} \cdot i_{ГП} - M_4; \\ J_{дв} \dot{\omega}_{дв} = i_{ГТ} \cdot M_{дв} - M_c; \\ \frac{\dot{\omega}_{к1} + \dot{\omega}_{к3}}{2} \cdot i_{ГП} = \dot{\omega}_{13}; \\ M_{13} = h_{п} \cdot i_{кп} \cdot M_c; \\ M_{24} = (1 - h_{п}) \cdot i_{кп} \cdot M_c, \end{cases}$$

где j_k – момент инерции колеса относительно оси вращения; $j_{кп}$ – передаточное отношение коробки передач; $j_{ГП}$ – передаточное отношение главной передачи; $j_{ГТ}$ – передаточное отношение гидротрансформатора; h_2, h_4 – доля крутящего момента, передаваемого на второе и четвертое колесо задней оси от общего крутящего момента, приходящегося на заднюю ось от двигателя.

Для моделирования совместной работы двигателя и гидротрансформатора была использована математическая модель, представленная в работе [10].

Примем, что крутящий момент на задней ведущей оси с постоянным приводом может изменяться в диапазоне 100...50 %, на подключаемой передней оси – 0...50 % от полного крутящего момента, поступающего с выходного вала коробки передач.

Были проведены теоретические исследования движения автомобиля с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения рассмотрены в [11].

Исследуется движение на опорном основании «лед со снегом» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{smax} = 0,35$). Отметим, что под термином «опорное основание» понимается только твердая недеформируемая опорная поверхность. Передние колеса автомобиля являются управляемыми. Автомобиль начинает движение со скоростью $V = 25$ км/ч. Движение исследовалось при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора; угол поворота рулевого колеса изменяется от нуля до заданного значения в течение 3-й секунды и далее остается неизменным.

Моделируется режим входа в поворот и движение в повороте с фиксированным радиусом.

Траектория движения на льду заднеприводного автомобиля при совершении поворота показана на рис. 3. Траектория движения автомобиля 4x4 с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси в том же режиме показана на рис. 4.

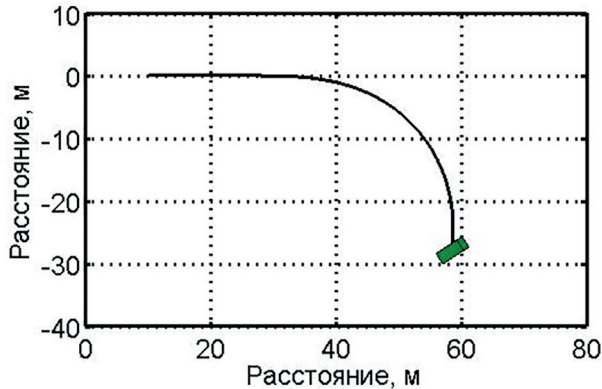


Рис. 3. Траектория движения заднеприводного автомобиля на льду в повороте

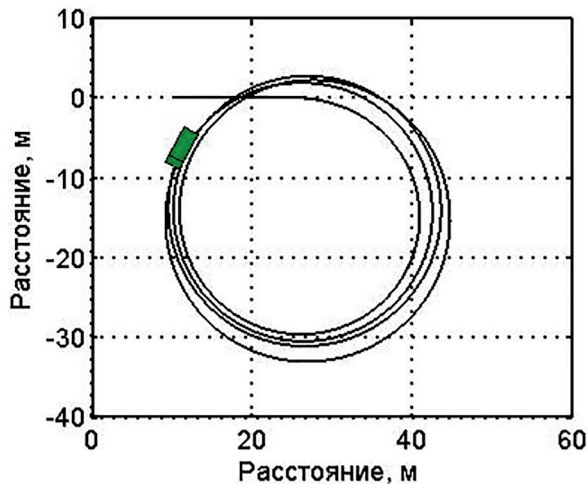


Рис. 4. Траектория движения автомобиля 4Ч4 с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси на льду в повороте

Анализ траекторий движения автомобиля с задней приводной осью (рис. 3) показывает, что при совершении маневров на опорной поверхности «лед со снегом» машина теряет управляемость (развивается занос задней оси). При движении автомобиля с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси в тех же условиях движения (рис. 4) автомобиль сохраняет управляемость, небольшие отклонения

от траектории могут быть компенсированы подруливанием.

На рис. 5 а, б, в показано изменение во времени управляющих параметров h_n , h_2 и h_4 для автомобиля с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси при движении в повороте.

Характер изменения параметров h_n , h_2 и h_4 (рис. 5) указывает на отсутствие автоколебаний в контуре управления, что свидетельствует о высоком качестве управления.

Выводы

Предложен метод повышения управляемости двухосных автомобилей 4x4 с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси.

Методами имитационного моделирования движения двухосных автомобилей 4x4 с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси доказана эффективность и работоспособность предложенного метода.

Литература

1. Karogall., AyalewB. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
2. Osborn R.P. Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
3. Горелов В.А., Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом движителей. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html>. DOI: 10.18698/2308-6033-2013-12-1029
4. Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering // Proc. Amer. Contr. Conf., 2000, V. P.105–109.
5. Рязанцев В.И. Активное управление сходимением колес автомобиля. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 212 с.
6. Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project [Электронный документ] / A.O. Rodrigues.– Sweden 2004. (http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf).

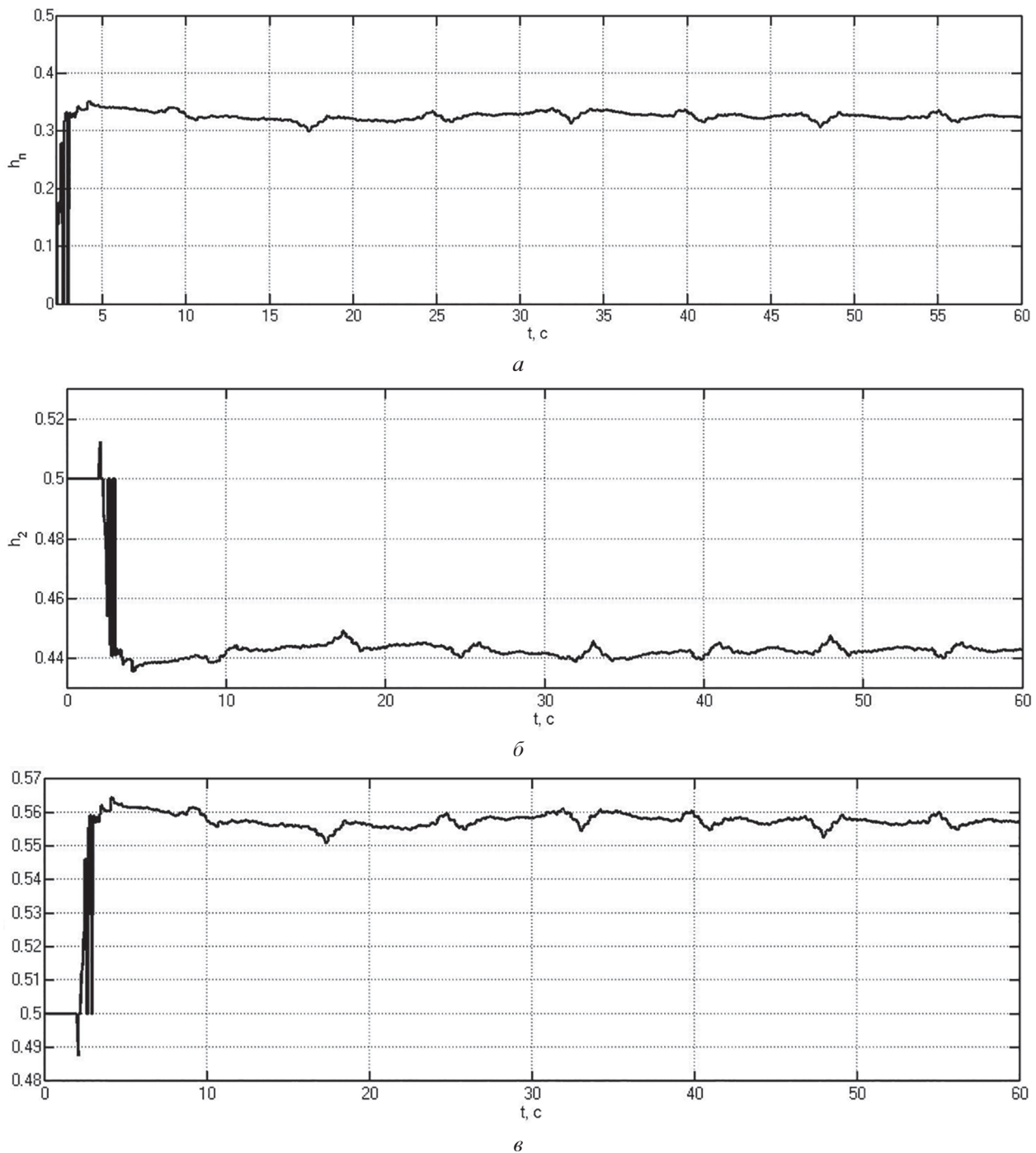


Рис. 5. Изменение во времени параметров h_n (а), h_2 (б) и h_4 (в) для автомобиля с подключаемой передней осью и перераспределением крутящего момента между колесами задней оси в повороте

7. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety // J Automobile Eng. 2002, V. 216 (2). P.115–124.
8. Литвинов А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.
9. Санкин Ю.Н. Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля на основе его моделей в виде систем с многими степенями свободы и

нелинейным взаимодействием шин с дорожным покрытием / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов; под общ. ред. Ю.Н. Санкина. Ульяновск: УлГТУ, 2011. 243 с.

10. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. 2-е изд., стер. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 240 с.
11. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемо-

сти колесных машин на базе методов нечеткой логики / М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 238 с.

References

1. Karogall, Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
2. Osborn R.P. Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
3. Gorelov V.A., Zhileikin M.M., Shinkarenko V.A. Razrabotka zakona dinamichej stabilizacii mnogoosnoj kolesnoj mashiny s individual'nym privodom dvizhitelej. Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii, 2013, № 12. URL: <http://eng-journal.ru/catalog/machin/transport/1029.html>. DOI: 10.18698/2308-6033-2013-12-1029
4. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering // Proc. Amer. Contr. Conf., 2000, V. P. 105–109.
5. Ryazancev V.I. Aktivnoe upravlenie skhozhdeniem koles avtomobilya. M.: BMSTU, 2007. 212 p.
6. Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project / A.O. Rodrigues. – Sweden 2004. URL: http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf
7. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety // J Automobile Eng. 2002, V. 216 (2). P. 115–124.
8. Litvinov A.S. Ustojchivost' i upravlyaemost' avtomobilya. M.: Mashinostroenie, 1971. 416 p.
9. Sankin Y.N. CHastotnyj metod ocenki kursovoj ustojchivosti avtomobilya na osnove ego modelej v vide sistem s mnogimi stepenyami svobody i nelinejnym vzaimodejstviem shin s dorozhnym pokrytiem / Y.N. Sankin, M.V. Gur'yanov; Ul'yanovsk: UIGTU, 2011. 243 p.
10. Vahlamov V.K. Avtomobili: Ekspluatacionnye svojtva: uchebnik dlya stud. vyssh. ucheb. zavedenij / V.K. Vahlamov. 2-e izd., ster. M.: Izdatel'skij centr «Akademiya», 2006. 240 p.
11. Zhileikin M.M. Teoreticheskie osnovy povysheniya pokazatelej ustojchivosti i upravlyaemosti kolesnyh mashin na baze metodov nechetkoj logiki / M.: BMSTU, 2016. 238 p.

IMPROVEMENT OF FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE CONTROLLABILITY WITH A CONNECTED FRONT AXLE THROUGH THE REDISTRIBUTION OF TORQUE

DSc in Engineering **M.M. Zhileikin, A.V. Eranosyan**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
jlleykin_m@mail.ru, artem_bmstu@mail.ru

Currently, manufacturers of modern cars are constantly increasing the level of control over the parameters of the movement of wheeled vehicles, achieving the maximum level of stability and control. The use of various all-wheel drive systems is becoming increasingly relevant and expedient. The distribution of traction force on all wheels allows you to use the entire weight of the car as a coupling, which has a positive effect on the dynamic qualities of the car, terrain, and allows you to implement control algorithms that improve the handling and directional stability of the car. This article discusses the transmission with the possibility of redistribution of torque between both the front and rear axles, and between the wheels of the rear axle. The aim of the work is to substantiate the methods of control of the curvilinear motion of two-axle cars with different transmission schemes, providing an increase in their controllability. The control algorithms for the demolition of the front axle (understeer) and the rear axle skidding (oversteer) are considered. To solve the problem, the frequency method is used, in which the wheeled vehicle is considered as a multidimensional system. As a result, a method was proposed for improving the controllability of a two-axle car 4x4 with a link to the front axle and the redistribution of the torque between the wheels of the rear axle due to the redistribution of torque. The effectiveness and efficiency of the proposed method are proved by the methods of simulation of motion of two-axle 4x4 vehicles with a connected front axle and redistribution of torque between the wheels of the rear axle.

Keywords: two-axle all-wheel drive vehicles; the car's handling; the torque distribution.