

УДК 629.017

А. С. Мазин

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ НА ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ ДВИГАТЕЛЯ

Приведен анализ научных исследований влияния колебаний направляющих колес автомобиля на его динамику. Даны методы определения дополнительных затрат мощности двигателя на движение автомобиля при колебаниях направляющих колес.

К л ю ч е в ы е с л о в а : автомобиль, двигатель, движение, динамика, колебания, мощность, направляющие колеса, скорость, ускорение.

Постановка проблемы. Колебания направляющих колес автомобиля могут быть вызваны различными причинами, в том числе воздействием водителя на рулевое колесо, дорожных неровностей на указанные колеса при наличии их окружного люфта и дисбалансом.

В настоящей статье определены дополнительные затраты мощности и энергии двигателя на движение автомобиля при возникновении колебаний направляющих колес относительно своего нейтрального положения.

Анализ последних исследований и публикаций. Исследованию влияния колебаний направляющих колес на динамику автомобиля посвящены работы многих авторов [1–6].

Поведение автомобиля при малых колебательных отклонениях направляющих колес от своего нейтрального положения рассмотрено авторами статьи [2]. Определена взаимосвязь угловой скорости рыскания с амплитудой колебаний направляющих колес и углами увода середины передних и задних осей автомобиля. Учтено влияние линейной скорости и продольной базы автомобиля, а также момента инерции автомобиля относительно вертикальной оси. Однако в указанном исследовании не определены энергетические и мощностные затраты на движение автомобиля при колебаниях направляющих колес относительно своего нейтрального положения.

Вопросу оценки энергетических затрат на выполнение маневра “поворот” посвящена научная работа [7]. В указанном исследовании определено, что мощность двигателя, затрачиваемая на осуществление поворота автомобиля, имеет три компоненты:

$$N_e = N_{e1} + N_{e2} + N_{e3}, \quad (1)$$

где N_{e1} – мощность, затрачиваемая на совершение поступательного движения автомобиля; N_{e2} – мощность, необходимая для совершения установившегося поворота (при установившемся значении угловой скорости ω_Z в плоскости дороги); N_{e3} – мощность, необходимая для поддержания созданного рулевым управлением требуемого управляющего воздействия ω_Z при повороте.

Эти мощности можно рассчитать с помощью таких формул:

$$N_{e1} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot \left(g \cdot f + \frac{C_X \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2 \right); \quad (2)$$

$$N_{e2} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot f \cdot (h - r_\delta) \cdot \omega_Z^2; \quad (3)$$

$$N_{e3} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot \frac{R^2 + b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{R} \cdot \frac{d\omega_Z}{dt}, \quad (4)$$

где m_a – общая масса автомобиля; V_a – линейная скорость автомобиля; η_{TP} – КПД трансмиссии; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; f – коэффициент сопротивления качению колес; C_X – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления; F – лобовая площадь (мидель) автомобиля; ρ – плотность воздуха; h – высота центра масс автомобиля относительно опорной плоскости; r_δ – динамический радиус ведущих колес; R – радиус поворота; b – расстояние от задней оси автомобиля до проекции центра масс на горизонтальную плоскость, проходящую через эту ось; i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси.

Допуская, что колеса жесткие в боковом направлении, определим

$$R = L \cdot \text{ctg} \bar{\alpha}, \quad (5)$$

где $\bar{\alpha}$ – средний угол поворота направляющих колес автомобиля; L – продольная колесная база автомобиля.

Однако в работе [7] не определены дополнительные энергетические затраты двигателя при малых колебательных отклонениях направляющих колес от своего нейтрального положения.

Цель статьи – обосновать повышение энергетической экономичности автомобиля путем снижения энергетических затрат двигателя, вызванных колебаниями направляющих колес в горизонтальной плоскости.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить дополнительные затраты мощности двигателя на движение автомобиля при колебаниях направляющих колес;
- определить дополнительные затраты мощности двигателя в зависимости от пробега при движении с постоянной скоростью.

Изложение основного материала. На первом этапе исследований определим дополнительные затраты мощности двигателя.

Колебания направляющих колес автомобиля можно описать гармоническим законом [2, 6]:

$$\bar{\alpha} = A_{\alpha} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (6)$$

где A_{α} – амплитуда колебаний направляющих колес в горизонтальной плоскости; Ω – круговая частота колебаний; t – время.

При установившемся прямолинейном движении автомобиля дополнительные затраты мощности двигателя будет определять сумма компонент $N_{e2} + N_{e3}$ в уравнении (1):

$$\Delta N_e = N_{e2} + N_{e3} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot \left[f \cdot (h - r_{\delta}) \cdot \omega_z^2 + \frac{R^2 + b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_{\delta})}{R} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \right]. \quad (7)$$

Угловая скорость автомобиля определяется по формуле

$$\omega_z = \frac{V_a}{R}, \quad (8)$$

а угловое ускорение можно вычислить, используя следующее выражение:

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{R^2} \cdot \left(\frac{dV_a}{dt} \cdot R - V_a \cdot \frac{dR}{dt} \right). \quad (9)$$

Подставляя уравнения (8) и (9) в (7), получим, при условии равномерного движения автомобиля ($V_a = \text{const}$; $\frac{dV_a}{dt} = 0$):

$$\Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \frac{f \cdot (h - r_{\delta})}{R^2} \cdot V_a - \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_{\delta})}{R^2} \right] \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{dR}{dt} \right\}. \quad (10)$$

Из уравнения (5) определим:

$$\frac{dR}{dt} = -L \cdot \cos^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = -\frac{L}{\sin^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (11)$$

Уравнение (10) с учетом (5) примет такой вид:

$$\Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \frac{f \cdot (h - r_{\delta})}{L^2} \cdot V_a \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha} + \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_{\delta})}{L^2} \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \cdot \frac{2}{\sin 2\bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right\}. \quad (12)$$

При малых отклонениях направляющих колес от своего нейтрального положения можно принять допущение, что:

$$\bar{\alpha} \approx \text{tg} \bar{\alpha} \approx \sin \bar{\alpha}. \quad (13)$$

В этом случае уравнение (12) примет вид:

$$\Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \frac{f \cdot (h - r_{\delta})}{L^2} \cdot V_a \cdot \bar{\alpha}^2 + \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_{\delta})}{L^2} \cdot \bar{\alpha}^2 \right] \cdot \frac{1}{\bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right\}. \quad (14)$$

После подстановки уравнения (6) в (14) получим:

$$\Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left[\frac{f \cdot (h - r_\delta)}{L^2} \cdot V_a \cdot A_\alpha^2 \cdot \sin^2(\Omega \cdot t) + \frac{1 + A_\alpha^2 \cdot \sin^2(\Omega \cdot t) \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{L^2}}{A_\alpha \cdot \sin(\Omega \cdot t)} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] \quad (15)$$

Угловая скорость направляющих колес:

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = A_\alpha \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega \cdot t). \quad (16)$$

Подставляя (16) в (15), получим:

$$\Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{L^2} \cdot V_a \cdot A_\alpha^2 \cdot \sin^2(\Omega \cdot t) + \Omega \cdot \operatorname{ctg}(\Omega \cdot t) \cdot \left[1 + A_\alpha^2 \cdot \sin^2(\Omega \cdot t) \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{L^2} \right] \right\} \quad (17)$$

При нейтральном положении направляющих колес автомобиля дополнительные затраты мощности двигателя $\Delta N_e = 0$, поскольку машина движется прямолинейно и $R \rightarrow \infty$. Для $t = 0$ (момент времени, соответствующий нейтральному положению направляющих колес) в уравнении (17) мы имеем неопределенность, поэтому необходимо определить предел ΔN_e при $t \rightarrow 0$. Для этого удобнее воспользоваться уравнением (10).

Таким образом:

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \lim_{R \rightarrow \infty} \left\{ \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{R^2} \cdot V_a - \left[\frac{1}{R} + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{R^3} \right] \right\} \cdot \frac{dR}{dt} = 0. \quad (18)$$

Мы подтвердили, что при нейтральном положении направляющих колес $\Delta N_e = 0$.

На втором этапе исследований определим дополнительные затраты энергии двигателя. Такие затраты за время Δt колебаний направляющих колес описывает формула

$$\Delta W_t = \int_t^{t+\Delta t} \Delta N_e \cdot dt. \quad (19)$$

Учитывая соотношение (7), проведем интегрирование уравнения для дополнительных затрат мощности, разделив ее на компоненты N_{e2} и N_{e3} . Таким образом:

$$\Delta W_t = \Delta W_{t2} + \Delta W_{t3}; \quad (20)$$

$$\Delta W_{t2} = \int_t^{t+\Delta t} N_{e2} \cdot dt; \quad (21)$$

$$\Delta W_{t3} = \int_t^{t+\Delta t} N_{e3} \cdot dt. \quad (22)$$

Подставляя уравнение (3) в выражение (21), с учетом формул (8), (5) и (6), после интегрирования в пределах $[0, T]$ получим

$$\Delta W_{T2} = \frac{m_a \cdot V_a^3}{\eta_{TP}} \cdot \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{\Omega \cdot L^2} \cdot A_\alpha^2 \cdot \pi, \quad (23)$$

где T – период колебаний направляющих колес.

$$T = \frac{2\pi}{\Omega}. \quad (24)$$

После подстановки уравнения (4) в выражение (22), с учетом (5) и (9) при $V_a = \text{const}$, получим:

$$\Delta W_{t3} = \int_t^{t+\Delta t} N_{e3} \cdot dt = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \int_{\bar{\alpha}}^{\bar{\alpha} + A_\alpha} \left[1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right] \cdot \frac{2 \cdot d \cdot \bar{\alpha}}{\sin^2 \bar{\alpha}}. \quad (25)$$

Проведя интегрирование в указанных пределах, получим:

$$\Delta W_{t3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + A_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right| + \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{2L^2} \cdot \left[\operatorname{tg}^2(\bar{\alpha} + A_\alpha) - \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \right\}. \quad (26)$$

За время Δt , равное периоду колебаний направляющих колес,

$$\Delta W_{T3} = 4W_{t3} = \frac{4 \cdot m_a V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + A_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right| + \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{2L^2} \cdot \left[\operatorname{tg}^2(\bar{\alpha} + A_\alpha) - \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \right\}. \quad (27)$$

Если принять $\bar{\alpha} = 0$ (нижний предел интегрирования), то под знаком логарифма мы получим неопределенность. Чтобы ее избежать, рассмотрим предел

$$\lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \Delta W_{T3} = \frac{4 \cdot m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ \lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + A_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right| + \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{2L^2} \cdot \lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \left| \frac{\sin(2\bar{\alpha} + A_\alpha) \cdot \sin A_\alpha}{\cos^2(\bar{\alpha} + A_\alpha) \cdot \cos^2 \bar{\alpha}} \right| \right\}. \quad (28)$$

Учитывая, что

$$\lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + A_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right| = \ln \left| \lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + A_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right|, \quad (29)$$

и, применяя правило Лопиталья для определения указанного предела, окончательно получим:

$$\lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + A_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right| = -2 \ln |\cos A_\alpha|. \quad (30)$$

После подстановки (30) в (28) и определения второго предела получим:

$$\Delta W_{T3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left[2A_\alpha^2 \cdot \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{L^2} - 8 \ln |\cos A_\alpha| \right]. \quad (31)$$

Таким образом, дополнительные затраты энергии двигателя за один цикл колебаний направляющих колес будут равны (при этом учтено, что $\operatorname{tg} \bar{\alpha} \approx \sin \bar{\alpha} \approx \bar{\alpha}$ – для малых углов $\bar{\alpha}$):

$$\Delta W_T = \Delta W_{T2} + \Delta W_{T3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left[V_a \cdot A_\alpha^2 \cdot \pi \cdot \frac{f(h - r_\delta)}{\Omega \cdot L^2} + 2A_\alpha^2 \cdot \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{L^2} - 8 \ln |\cos A_\alpha| \right]. \quad (32)$$

При определении дополнительных затрат энергии двигателя за произвольное время t :

$$\Delta W_t = \Delta W_T \cdot \frac{t}{T} = \Delta W \cdot \frac{\Omega \cdot t}{2\pi}. \quad (33)$$

После подстановки выражения (32) в формулу (33) получим:

$$\Delta W_t = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left[V_a \cdot A_\alpha^2 \cdot \frac{f(h - r_\delta)}{2L^2} + A_\alpha^2 \cdot \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{\pi L^2} \cdot \Omega - \frac{4\Omega}{\pi} \cdot \ln |\cos A_\alpha| \right] \cdot t. \quad (34)$$

При равномерном движении автомобиля справедливо соотношение

$$t = \frac{S}{V_a}, \quad (35)$$

где S – пробег автомобиля.

После подстановки формулы (35) в выражение (34) получим уравнение для определения дополнительного расхода энергии двигателя в зависимости от пробега автомобиля:

$$\Delta W_S = \frac{m_a \cdot V_a \cdot S}{\eta_{TP}} \cdot \left[V_a \cdot A_\alpha^2 \cdot \frac{f(h - r_\delta)}{2L^2} + A_\alpha^2 \cdot \Omega \cdot \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{\pi L^2} - \frac{4\Omega}{\pi} \cdot \ln |\cos A_\alpha| \right] = t \cdot S. \quad (36)$$

Величину ΔW_S удобнее связывать с кинетической энергией поступательного движения автомобиля. Поэтому выражение (36) преобразуем к такому виду:

$$\Delta W_S = \frac{m_a \cdot V_a^2 \cdot S}{2} \cdot \frac{\frac{A_\alpha^2}{L^2} \left[f \cdot (h - r_\delta) + 2\Omega \cdot \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b(h - r_\delta)}{\pi \cdot V_a} \right] - \frac{8\Omega}{\pi \cdot V_a} \cdot \ln |\cos A_\alpha|}{\eta_{TP}}. \quad (37)$$

Дополнительный расход энергии двигателя на единицу пройденного автомобилем пути:

$$\frac{\Delta W_S}{S} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2} \cdot k_{WS}, \quad (38)$$

где k_{WS} – коэффициент пропорциональности между кинетической энергией поступательного движения автомобиля и дополнительным расходом энергии двигателя, приходящимся на единицу пройденного пути.

$$k_{WS} = \frac{\frac{A_\alpha^2}{L^2} \left[f \cdot (h - r_\delta) + 2\Omega \cdot \frac{b^2 + i_Z^2 + f \cdot b(h - r_\delta)}{\pi \cdot V_a} \right] - \frac{8\Omega}{\pi \cdot V_a} \cdot \ln |\cos A_\alpha|}{\eta_{TP}}. \quad (39)$$

Таким образом, полученные аналитические выражения позволяют оценить дополнительные затраты энергии двигателя, вызванные малыми колебаниями направляющих колес автомобиля относительно своего нейтрального положения.

Выводы

1. Полученные аналитические выражения позволяют оценить дополнительные потери мощности и энергии двигателя, вызванные колебаниями направляющих колес автомобиля. Колебания направляющих колес автомобиля при установившемся прямолинейном движении могут быть вызваны как ухудшением технического состояния рулевого управления и ходовой части, так и колебательными воздействиями на рулевое колесо.

2. Дополнительные затраты энергии двигателя пропорциональны массе автомобиля, скорости его поступательного движения и квадрату амплитуды колебаний направляющих колес. Уменьшение дополнительных затрат энергии двигателя происходит с увеличением продольной базы автомобиля.

Список использованных источников

1. Колесников, К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля [Текст] / К. С. Колесников. – М. : Гостехтеориздат, 1955. – 238 с.
2. Подригало, М. А. Оценка управляемости грузового автомобиля при малых колебательных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Х. : ХНТУСГ, 2012. – Вип. 124. – Т. 2. – С. 95–103. – (Серія “Технічні науки”).
3. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Работа автомобильной шины [Текст] / Под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
5. Подригало, М. А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. – Х. : ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42–48.
6. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес на устойчивость и управляемость грузовых автомобилей [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. И. Гацько // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр. – Севастополь. : СевНТУ, 2014. – Вип. 152. – С. 69–73. – (Серія “Машиноприладобудування та транспорт”).
7. Подригало, М. А. Энергетический аспект обеспечения маневренности автомобилей [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец // Транспортна академія України: 20 років (1992 – 2012). – К. : НТЦ, 2012. – С. 182–191.

Стаття надійшла до редакції 23.05.2015 р.