

УДК 629.017

УПРАВЛЯЕМОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ

М.А. Подригало, профессор, д.т.н., Д.М. Клец, к.т.н.,
В.И. Гацько, аспирант, ХНАДУ

Аннотация. Управляемость колесной машины представлена как одно из свойств устойчивости. Определены зависимости для расчёта собственных колебаний в плоскости дороги двух-, трёх- и четырёхосных автомобилей.

Ключевые слова: управляемость, устойчивость, колесная машина, установившееся движение.

КЕРОВАНІСТЬ КОЛІСНИХ МАШИН ПРИ СТАЛОМУ РУСІ

М.А. Подригало, профессор, д.т.н., Д.М. Клец, к.т.н.,
В.І. Гацько, аспірант, ХНАДУ

Анотація. Керованість колісної машини представлена як одна із властивостей стійкості. Визначено залежності для розрахунку власних коливань у площині дороги дво-, три- і чотиривісних автомобілів.

Ключові слова: керованість, стійкість, колісна машина, сталий рух

VEHICLE CONTROLLABILITY AT ITS STEADY MOTION

M. Podrigalo, Professor, Doctor of Technical Science, D. Klets, Candidate of Technical Science, V. Gatsko, postgraduate, KhNAHU

Abstract. Vehicle controllability is presented as one of stability properties. Dependences for eigentones inplane road calculation of two-, three- and four-axis vehicles are defined.

Key words: controllability, stability, vehicle, steady motion.

Введение

При установившемся движении по прямолинейной или криволинейной траектории с постоянной средней линейной или угловой скоростью и действии на колесную машину возмущений возникает необходимость воздействия на ее органы управления с целью сохранения заданного курсового угла либо постоянного радиуса поворота. В этом случае от способности машины адекватно реагировать на управляющие воздействие (от управляемости) зависит её курсовая и траекторная устойчивость.

В статье показано, что при установившемся движении колесной машины управляемость является одним из свойств более общего комплексного свойства – устойчивости.

Устойчивость управляемого установившегося движения колесной машины может быть нарушена при появлении резонансных явлений, т.е. при совпадении частоты возмущающих воздействий с частотой собственных крутильных колебаний машины в плоскости дороги.

В статье определены зависимости для расчёта собственных колебаний в плоскости дороги двух-, трёх- и четырёхосных автомобилей.

Анализ публикаций

Установившееся движение отличается от равномерного тем, что происходит при постоянной средней, а не мгновенной (линейной или угловой) скорости движения колесной машины. Чем ближе величина мгновенной

венной скорости к средней, тем более устойчиво движение колесной машины.

При неустановившемся криволинейном движении автомобилей и автопоездов, по мнению автора работы [1], управляемость является комплексным (сложным) свойством, включающим в себя более простые свойства: устойчивость, степень поворачиваемости (поворачиваемость), лёгкость управления. Установившееся движение на повороте характеризуется [1] одним из свойств маневренности – поворотливостью. По мнению авторов работы [2], поворотливость характеризует устойчивость движения при установившемся повороте (при постоянном радиусе поворота) и определяется максимальной угловой скоростью колесной машины.

Поворачиваемость определяется упругими свойствами шин колесных машин в боковом направлении, а более точно – сопротивлением боковому уводу. От этого свойства в значительной степени зависит точность управления поворотом колесной машины.

Точность и быстродействие процесса управления поворотом зависит от лёгкости управления колесной машиной. Лёгкость управления определяется наличием как усилителей в рулевом управлении, так и запасом мощности двигателя [2], который обеспечивает преодоление увеличивающегося при повороте сопротивления движению машины. При прямолинейном установившемся движении необходимо поддерживать постоянными направление и линейную скорость движения колесной машины. Однако, вследствие действия различных возмущений (бокового ветра, неравномерности коэффициентов сцепления на левых и правых ведущих колесах, разности значений динамических радиусов левых и правых колес и т.д.) автомобиль стремится к отклонениям от заданных параметров движения. В этих случаях водитель или (автоматическое управляющее устройство – автопилот) вынужден ликвидировать возмущённое движение за счет воздействия на органы управления. В известной литературе по управляемости [3], а также в работах [4, 5, 6] под управляемостью (кроме способности реагировать на действия водителя) понимается также способность колесной машины сохранять заданный режим и параметры движения. Это означает, что в режиме

установившегося движения, по мнению различных исследователей, управляемость является одним из свойств устойчивости установившегося движения.

По нашему мнению, под управляемостью при установившемся движении следует понимать способность колесной машины в случае возникновения внешних и внутренних возмущений обеспечивать неизменность или допустимое отклонения параметров и траектории движения от заданных за счет воздействия водителя на органы управления или работы автоматического управляющего устройства. Таким образом, можно сделать вывод, что при установившемся движении такие свойства колесных машин, как тяговая динамичность, поворотливость и управляемость являются составляющими более сложного свойства – устойчивости установившегося движения (рис. 1).

Поворачиваемость является одним из наиболее важных свойств, влияющих на управляемость и устойчивость колесных машин.

В работе [7] получена формула, позволяющая количественно оценить поворачиваемость автомобиля и её связь с боковой эластичностью шин

$$\Delta K = \frac{P_6}{L^2} \cdot \left(\frac{a}{K_{y2}} - \frac{b}{K_{y1}} \right), \quad (1)$$

где ΔK – дополнительные изменения кривизны траектории движения автомобиля, вызванное боковой эластичностью шин; P_6 – боковая сила, действующая на автомобиль; K_{y1} , K_{y2} – суммарные коэффициенты сопротивления боковому уводу колес передней и задней осей; L – продольная колесная база машины; a , b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс на горизонтальную плоскость.

Если в выражении (1) вынести $\frac{b}{K_{y1}}$ за скобки, то оно преобразуется к виду

$$\Delta K = \frac{P_6}{K_{y1}} \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{K_{y1}}{K_{y2}} - 1 \right). \quad (2)$$



Рис. 1. Структура свойств устойчивости установившегося движения колесных машин

Из выражения (2) видно, что с уменьшением отношения K_{y1} / K_{y2} (увеличением K_{y2} / K_{y1}) при остальных неизменных параметрах изменение кривизны траектории колесной машины уменьшается, т.е. недостаточная поворачиваемость увеличивается. Таким образом, по изменению соотношения K_{y2} / K_{y1} можно судить об изменении недостаточной поворачиваемости колесных машин при прочих равных условиях.

В результате проведенного анализа можно сделать вывод о том, что управляемость является одним из наиболее важных эксплуатационных свойств, обеспечивающих устойчивость установившегося движения.

Одним из наиболее важных параметров, обеспечивающих управляемость, а, следовательно, и устойчивость колесных машин при установившемся движении в случае колебательных управляющих воздействий, является частота собственных колебаний машины в плоскости дороги, обусловленная упругими характеристиками шин.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является повышение устойчивости движения колесных машин в установившемся режиме за счет улучшения

показателей управляемости при колебательных управляющих воздействиях.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить частоту собственных колебаний колесной машины в плоскости дороги при установившемся прямолинейном движении;
- определить частоту собственных колебаний колесной машины в плоскости дороги при установившемся криволинейном движении.

Определение частоты собственных колебаний при прямолинейном движении колесных машин

Установившееся прямолинейное движение колесной машины происходит при постоянных периодических колебаниях направляющих колес, что обусловлено необходимостью обеспечения курсовой устойчивости за счет коррекции курсового угла.

Таким образом, в плоскости дороги колесная машина представляет собой упругую колебательную систему, совершающую вынужденные колебания. Уравнение указанных колебаний имеет вид [8]

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + 2 \cdot n \cdot \frac{d\psi}{dt} + K_1^2 \cdot \psi = h \cdot \sin pt, \quad (3)$$

где ψ – курсовой угол машин в данный момент времени; $\frac{d\psi}{dt} = \omega_z$ – угловая скорость машины в плоскости дороги; $\frac{d^2\psi}{dt^2} = \dot{\omega}_z$ – угловое ускорение машины в плоскости дороги; h – отношение амплитуды вынуждающего момента $M_{\text{пов}}$ колесной машины к моменту инерции последней в плоскости дороги относительно вертикальной оси, проходящей через центр упругости I_{Z_M} ,

$$h = \frac{M_{\text{пов}}}{I_{Z_M}}. \quad (4)$$

K_1 – круговая частота собственных колебаний упругой системы

$$K_1 = \sqrt{\frac{C_{\text{угл}}}{I_{Z_M}}}, \quad (5)$$

где $C_{\text{угл}}$ – угловая жёсткость колесной машины в плоскости дороги; p – круговая частота вынужденных колебаний (в рассматриваемой задаче – частота воздействий водителя или автоматического управляющего устройства на рулевое управление); $2n$ – отношение коэффициента демпфирования α_d к моменту инерции I_{Z_M} .

Вынужденные колебания происходят с частотой возмущающей силы (в рассматриваемой задаче – крутящего момента), при этом, если частота собственных колебаний больше частоты возмущающей силы, сдвиг фаз между колебаниями и силой (моментом) отсутствует. Если частота возмущающей силы больше собственной частоты, имеет место сдвиг фаз на π (180°) [8].

При равенстве частот собственных и вынужденных колебаний происходит резкое возрастание амплитуды вынужденных колебаний, получившее название резонанса [8].

При отсутствии демпфирования ($\alpha_d = 0$ и $2n = 0$) амплитуда вынужденных колебаний возрастает до бесконечности. В окрестностях точки резонанса величина амплитуды вынужденных колебаний оценивается с помощью коэффициента динамичности [8]

$$A = A_0 \cdot \left| \frac{1}{1 - \frac{p^2}{K_1^2}} \right| = A_0 \cdot K_d, \quad (6)$$

где A – величина амплитуды; A_0 – статический поворот системы при амплитудном значении крутящего момента, равного $M_{\text{пов}}$.

При наличии демпфирования (сил сопротивления вязкого трения) величина амплитуды колебаний определяется следующей зависимостью

$$A = A_0 \left| \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{K_1^2}\right)^2 + 4 \frac{n^2 \cdot p^2}{K_1^4}}} \right|, \quad (7)$$

и до бесконечности в точке резонанса возрастать не может.

При анализе влияния управляемости колесной машины на её устойчивость в установившемся режиме нас будут интересовать амплитуда вынужденных колебаний в окрестностях точки резонанса, сдвиг фаз между колебаниями и крутящим моментом, частота собственных колебаний машины в плоскости дороги. Очевидно, что наиболее важным показателем для оценки управляемости, а затем и устойчивости колесной машины, будет частота собственных колебаний.

Определим круговую частоту собственных крутильных колебаний $\omega_{\text{собств}} = K_1$ при установившемся прямолинейном движении колесной машины. Для этого определим момент инерции корпуса машины в плоскости дороги, приведенный к вертикальной оси, проходящей через центр упругости (рис. 2).

Центром упругости в рассматриваемой задаче является полюс поворота [2, 3], который рассматривается как проекция центра поворота колесной машины O на её продольную ось (рис. 2). Из рис. 2 определим

$$\begin{cases} b + H = R \cdot \text{tg} \delta_2 \approx R \cdot \delta_2; \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} a - H = R \cdot \text{tg} \delta_1 \approx R \cdot \delta_1, \end{cases} \quad (9)$$

где H – расстояние от центра масс до полюса поворота колесной машины.

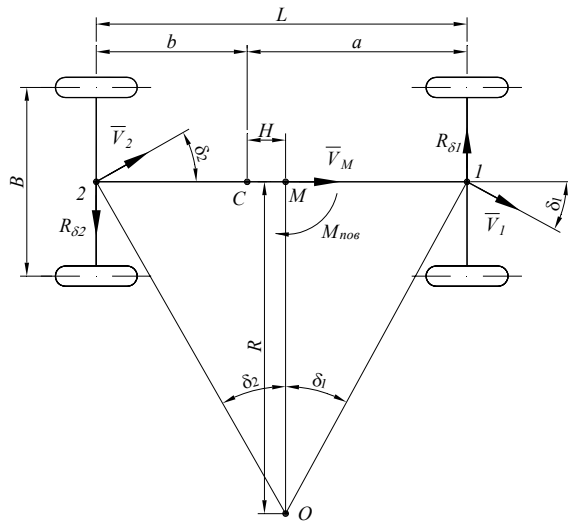


Рис. 2. Схема увода средин (точки 1 и 2) передней и задней осей автомобиля при действии поворачивающего момента $M_{пов} = R_{\delta_1} \cdot L = R_{\delta_2} \cdot L$: R_{δ_1} и R_{δ_2} – боковые реакции дороги, суммарные для колес передней и задней осей соответственно; δ_1, δ_2 – углы увода точек 1 и 2; $\vec{V}_1, \vec{V}_2, \vec{V}_M$ – линейные скорости точек 1, 2 и центра упругости M ; R – радиус поворота; B – колея машины

Решая совместно (8) и (9), получим

$$H = \frac{a \cdot \frac{\delta_2}{\delta_1} - b}{1 + \frac{\delta_2}{\delta_1}}. \quad (10)$$

Выражая углы увода δ_1 и δ_2 через боковые силы R_{δ_1} и R_{δ_2} , связанные между собой известными зависимостями [3], имеем

$$R_{\delta_1} = K_{Y_1} \cdot \delta_1; \quad (11)$$

$$R_{\delta_2} = K_{Y_2} \cdot \delta_2. \quad (12)$$

Окончательно получим

$$\frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} \quad (13)$$

и

$$H = \frac{a \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} - b}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}}. \quad (14)$$

Момент инерции колесной машины в плоскости дороги, приведенный к вертикальной оси, проходящей через точку M

$$I_{ZM} = I_{ZC} + m_a \cdot H^2 = m_a \cdot (i_z^2 + H^2), \quad (15)$$

где I_{ZC} – центральный момент инерции машины относительно вертикальной оси

$$I_{ZC} = m_a \cdot i_z^2, \quad (16)$$

где m_a – общая масса машины; i_z – радиус инерции машины относительно вертикальной оси.

В работе [2] с использованием вероятностной модели предложена формула для расчета математического ожидания радиуса инерции колесной машины относительно вертикальной оси

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12}}. \quad (17)$$

Подставляя выражения (14) и (17) в уравнение (15), получим

$$I_{ZM} = m_a \cdot \left[\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \left(\frac{a \cdot \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} - b}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}} \right)^2 \right]. \quad (18)$$

Угловая жёсткость машины в плоскости дороги

$$C_{угл} = \frac{M_{пов}}{\Delta\psi} = \frac{M_{пов}}{\delta_1 + \delta_2}, \quad (19)$$

где $\Delta\psi$ – изменение курсового угла машины, обусловленное боковой эластичностью шин и действием поворачивающего момента $M_{пов}$

$$\Delta\psi = \delta_1 + \delta_2. \quad (20)$$

Учитывая, что

$$M_{\text{пов}} = K_{Y_1} \cdot \delta_1 \cdot L. \quad (21)$$

Преобразуем (19) к виду

$$C_{\text{угл}} = \frac{L \cdot K_{Y_1} \cdot \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} = L \frac{K_{Y_1}}{1 + \frac{\delta_2}{\delta_1}} = L \frac{K_{Y_1}}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}}. \quad (22)$$

Подставляя выражения (18) и (22) в (5), получим после преобразований

$$\omega_{\text{собств}} = K_1 = \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1}}{m_a \cdot \left[\left(1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}\right) \left(\frac{1}{2}a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \frac{\left(a \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} - b\right)^2}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}}\right) \right]}}. \quad (23)$$

Частота собственных колебаний колесной машины

$$v_{\text{собств}} = \frac{\omega_{\text{собств}}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1}}{m_a \cdot \left[\left(1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}\right) \left(\frac{1}{2}a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \frac{\left(a \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} - b\right)^2}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}}\right) \right]}}. \quad (24)$$

У двухосного автомобиля с одинарными задними колесами $K_{Y_1} = K_{Y_2}$. В этом случае выражение (24) преобразуется к виду

$$v_{\text{собств}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1}}{m_a \cdot \left(a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \frac{1}{2}(a-b)^2\right)}}. \quad (25)$$

Для трехосного автомобиля с одинарными колесами задней балансирной тележки и двухосного автомобиля со сдвоенными колесами задней оси можно с определёнными допущениями принять

$$K_{Y_2} = 2K_{Y_1}. \quad (26)$$

В этом случае

$$v_{\text{собств}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1}}{m_a \cdot \left(\frac{3}{4}a \cdot b + \frac{1}{8}B^2 + \frac{2}{3}\left(\frac{1}{2}a - b\right)^2\right)}}. \quad (27)$$

Для трёхосного автомобиля со сдвоенными колесами задней балансирной тележки

$$K_{Y_2} = 4K_{Y_1}. \quad (28)$$

Частота собственных колебаний автомобиля в этом случае

$$v_{\text{собств}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1}}{m_a \cdot \left(\frac{5}{8}a \cdot b + \frac{5}{48}B^2 + \frac{4}{5}\left(\frac{1}{4}a - b\right)^2\right)}}. \quad (29)$$

Для четырёхосного автомобиля со всеми одинарными колесами $K_{Y_1} = K_{Y_2}$ и справедливо выражение (25). Для четырёхосного автомобиля со сдвоенными колесами задней балансирной тележки $K_{Y_2} = 2K_{Y_1}$ и справедливо соотношение (27).

На рис. 3 для грузового автомобиля Урал-4320 проведен график зависимости

$$v_{\text{собств}} = \left(\frac{K_{Y_2}}{K_{Y_1}}\right), \text{ построенный для полностью}$$

груженого и снаряженного состояния при различном давлении воздуха в шинах и, соответственно, различных значений коэффициентов сопротивления боковому уводу шин.

В табл.1 приведены геометрические параметры автомобиля Урал-4320 в снаряжённом и груженом состояниях.

Таблица 1 Геометрические параметры автомобиля Урал-4320

Состояние автомобиля	m_a , кг	a , м	b , м	L , м	B , м
Снаряженный	8100	2,39	1,81	4,2	2,0
Полностью груженный	13025	2,97	1,23	4,2	2,0

Анализ полученных результатов позволяет сделать заключение о том, что с ростом от-

ношения K_{Y_2} / K_{Y_1} и величины K_{Y_1} происходит увеличение частоты собственных колебаний колесной машины в плоскости дороги.

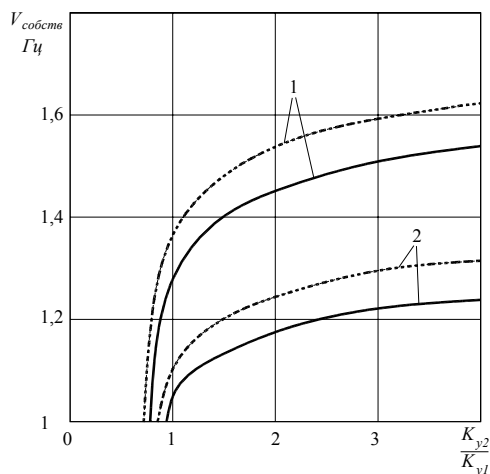


Рис. 3. Зависимость частоты собственных колебаний автомобиля Урал-4320 от отношения K_{Y_2} / K_{Y_1} : — полностью гружённый автомобиль; - - снаряжённый автомобиль; 1 - $p_{ш} = 350$ кПа ($K_{Y_1} = 132$ кН/рад); 2 - $p_{ш} = 70$ кПа ($K_{Y_1} = 86$ кН/рад)

Для автомобиля Урал-4320 с увеличением загрузки возрастает частота $\nu_{\text{собств}}$, которая для возможных рассмотренных вариантов состояния машины находится в пределах от 1,1 Гц до 1,6 Гц. Это означает, что если частота управляющих воздействий водителя будет меньше чем 1,1 Гц, то опасности резонанса и сдвига фаз между колебаниями и возмущающим моментом на 180° не будет.

Определение частоты собственных колебаний при криволинейном движении колесных машин

На рис. 4 представлена схема увода средин передней и задней осей двухосной колесной машины при установившемся движении на повороте.

В этом случае (см. рис. 4)

$$H = \frac{a \cdot \frac{\delta_2}{\text{tg}(\bar{\alpha} + \delta_1)} - b}{1 + \frac{\delta_2}{\text{tg}(\bar{\alpha} + \delta_1)}}, \quad (30)$$

где $\bar{\alpha}$ – средний угол поворота направляющих колес.

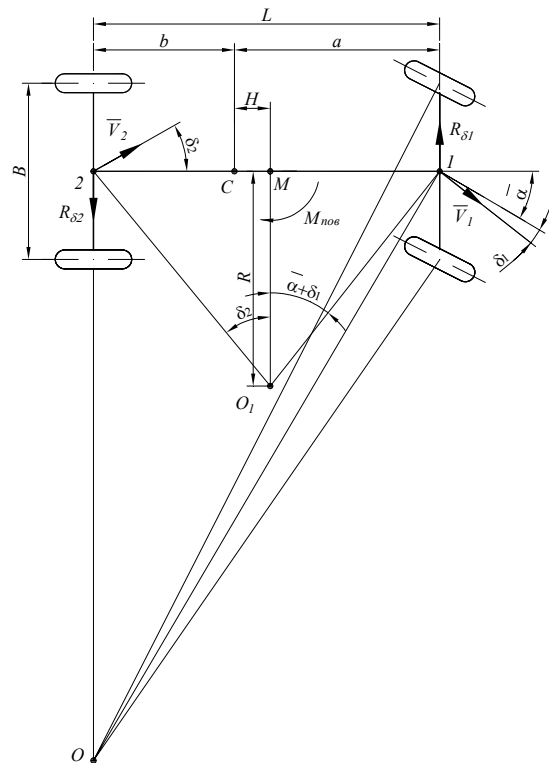


Рис. 4. Схема увода средин передней и задней осей двухосной колесной машины при установившемся повороте и действием поворачивающего момента $M_{\text{пов}}$

Учитывая, что

$$\text{tg}(\bar{\alpha} + \delta_1) = \frac{\text{tg}\bar{\alpha} + \text{tg}\delta_1}{1 - \text{tg}\delta_1 \cdot \text{tg}\bar{\alpha}} \quad (31)$$

и, принимая для малых углов $\text{tg}\delta_1 \approx \delta_1$, $\text{tg}\delta_2 \approx \delta_2$ и $\delta_1 \cdot \delta_2 \approx 0$, окончательно получим

$$H = \frac{a \cdot \delta_2 - b \cdot \delta_1 - b \cdot \text{tg}\bar{\alpha}}{\delta_1 + \delta_2 + \text{tg}\bar{\alpha}}. \quad (32)$$

Момент инерции машины относительно центра упругости M определим после подстановки (32) в уравнение (15) с учетом (17)

$$I_{ZM} = m_a \left[\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \left(\frac{a \cdot \delta_2 - b \cdot \delta_1 - b \cdot \text{tg}\bar{\alpha}}{\delta_1 + \delta_2 + \text{tg}\bar{\alpha}} \right)^2 \right]. \quad (33)$$

Поворачивающий момент

$$M_{\text{пов}} = R_{\delta_2} \cdot L = R_{\delta_1} \cdot L \cdot \text{sec}\bar{\alpha}. \quad (34)$$

Учитывая зависимости (11) и (12), получим

$$M_{\text{пов}} = K_{Y_2} \cdot \delta_2 \cdot L = K_{Y_1} \cdot \delta_1 \cdot L \cdot \sec \bar{\alpha}. \quad (35)$$

Угловая деформация $\Delta\psi$ определяется выражением (20). Таким образом, угловая жесткость машины в плоскости дороги (см. уравнение (19))

$$C_{\text{угл}} = \frac{L \cdot K_{Y_1} \cdot \delta_1 \cdot \sec \bar{\alpha}}{\delta_1 + \delta_2} = L \cdot \sec \bar{\alpha} \cdot \frac{K_{Y_1}}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}}. \quad (36)$$

Подставляя выражения (33) и (36) в (5), получим

$$\omega_{\text{собств}} = \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m_a \left(1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}\right) \left[\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \left(\frac{a \cdot \delta_2 - b \cdot \delta_1 - b \cdot \text{tg} \bar{\alpha}}{\delta_1 + \delta_2 + \text{tg} \bar{\alpha}}\right)^2\right]}} \quad (37)$$

или с учётом зависимостей (11) и (12)

$$\omega_{\text{собств}} = \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m_a \left(1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}\right) \left[\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \left(\frac{a \cdot \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} - b - b \cdot \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{\delta_1}}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} + \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{\delta_1}}\right)^2\right]}} \quad (38)$$

Частота собственных колебаний в этом случае

$$v_{\text{собств}} = \frac{\omega_{\text{собств}}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{L \cdot K_{Y_1} \cdot \sec \bar{\alpha}}{m_a \left(1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}\right) \left[\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12} + \left(\frac{a \cdot \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} - b - b \cdot \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{\delta_1}}{1 + \frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}} + \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{\delta_1}}\right)^2\right]}} \quad (39)$$

Полученная зависимость не позволяет получить численные значения частот собственных колебаний колесных машин с различной степенью поворачиваемости (оцениваемой отношением $\frac{K_{Y_1}}{K_{Y_2}}$), поскольку в выражении

(39) присутствует член $\frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{\delta_1}$. Но, сравнивая

выражения (39) и (24), можно сделать вывод о том, что наличие указанного члена влечёт за собой увеличение $v_{\text{собств}}$. Это благоприятно сказывается на снижении опасности резонанса и сдвига фаз между колебаниями и возмущающим моментом на 180° .

Выводы

1. Увеличение недостаточной поворачиваемости колесных машин, характеризуемой отношением K_{Y_2} / K_{Y_1} , приводит к увеличению частоты собственных колебаний в плоскости дороги как при прямолинейном, так и при криволинейном установившихся движениях. Это позволяет повысить частоту колебательных управляющих воздействий без опасности попадания в зону резонанса и получения сдвига фаз между колебаниями и возмущающим моментом на 180° .

2. Для автомобиля Урал-4320 определено, что с ростом отношения K_{Y_2} / K_{Y_1} и величины K_{Y_1} происходит увеличение частоты собственных колебаний в плоскости дороги. С увеличением загрузки машины также возрастает величина $v_{\text{собств}}$, которая для рассмотренных вариантов находится в пределах от 1,1 Гц до 1,6 Гц. Это означает, что если частота управляющих воздействий будет меньше 1,1 Гц, то опасность резонанса и сдвига фаз между колебаниями и возмущающим моментом на 180° не будет.

3. При установившемся криволинейном движении частота собственных колебаний колесных машин выше, чем при установившемся прямолинейном движении. Это благоприятно сказывается на снижении опасности резонанса и сдвига фаз между колебаниями и возмущающим моментом на 180° .

Литература

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с.
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.
3. Литвинов А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

4. Аксенов П.В. Многоосные автомобили / П.В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
5. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Е. Атаманов, Н.Ф. Бочаров, И.П. Ксенович, А.С. Солонский ; под ред. В.В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
6. Испытание автомобилей / В.В. Цимбалин, В.Н. Кравец, С.М. Кудрявцев, и др. – М.: Машиностроение. – 1978. – 200 с.
7. Подригало М.А. Количественная оценка поворачиваемости автомобилей / М.А. Подригало, А.А. Бобошко, В.И. Гацько // Учёные записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь. – 2011. – Вып. 27. – С. 65–69.
8. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах / М.И. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон. – 1968. – Том 2. – 624 с.

Рецензент: О.П. Алексеев, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 26 мая 2011 г.
