момент сопротивления качению шины 25x11-12 по сравнению с шиной 25x12-10 можно объяснить большими потерями на деформацию грунта из-за большей ширины беговой дорожки и больших удельных давлений в пятне контакта.

Таблица 6

Значения крюкового усилия и коэффициента сцепления при буксовании $\delta = 30\%$, регламентированным ГОСТ 7057-81

Шина	Нагрузка, кН	Давление p_w, МПа	Показатели при η_{max}			Зона P_k при $\eta = 0{,}8 * \eta_{max}$, кН	$P_{k\,max}$, кН	φ_{max}	M_f, кН м	P_f, кН	При $\delta = 30\%$, кН	
			η_{max}	$P_к$, кН	δ, %						$P_к$, кН	φ
25x11-12	0,85	0,03	0,55	0,304	16,6	0,21:0,36	0,529	0,619	0,06	0,220	0,36	0,423
	1,35	0,04	0,58	0,555	18,8	0,3:0,71	1,001	0,74	0,087	0,324	0,68	0,503
25x12-10	0,85	0,015	0,61	0,374	16,8	0,17:0,42	0,588	0,69	0,053	0,176	0,41	0,482
Данлоп	1,35	0,02	0,63	0,623	18,9	0,25:0,77	0,973	0,72	0,076	0,250	0,7	0,518
22x8-10	0,85	0,015	0,57	0,31	17	0,2:0,37	0,493	0,58	0,046	0,177	0,37	0,435
Данлоп	1,35	0,035	0,56	0,50	17,4	0,28:0,57	0,87	0,64	0,071	0,272	0,57	0,422

Таким образом, приведенные экспериментальные исследования по оценке жесткостных показателей и тягово-сцепных свойств, на твердом и деформируемом основании отечественной 25x11-12 и зарубежных 25x12-10, 22x8-10 шин показали, что отечественная шина существенно уступает зарубежным по эластичности и обладает худшими тягово-сцепными свойствами на твердом и деформируемом основаниях.

Литература

1. Отчет НАТИ « Разработка и внедрение комплексных методов исследования характеристик шин». Москва.1978 г. Арх. № 21142. ВНТИЦ № Б721227.

Влияние ведущего режима качения колеса на формирование опорной поверхности движения

к.т.н. доц. Сергеев А.И.
МГТУ “МАМИ
(495) 223-05-23 доб. 1527

Аннотация. В статье рассматривается влияние плоского движения колеса в ведущем режиме на формирование опорной поверхности движения. На основе разработанной математической модели определяется передаточная функция, учитывающая связь выходных и входных параметров, а также амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик движения системы “колесо-опорная поверхность”. Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Ключевые слова: *колесо, режим качения, опорная поверхность, передаточная функция, амплитудно-частотная характеристика, фазочастотная характеристика*

Плоское движение колеса представляет сложное физико-механическое явление, совершаемое под действием одного или нескольких силовых факторов. В общем случае плоское движение может быть представлено параметрическими уравнениями (1)

$$X_0 = f_1(t)\,;\ Z_0 = f_2(t)\,;\ \varphi = f_3(t)\,. \tag{1}$$

Эти уравнения представляют плоское движение колеса, при котором величины $X_м$, $Z_м$, φ, меняются с течением времени [1]. Поэтому они являются однозначными, непрерывными и дифференцируемыми функциями.

В рассматриваемой схеме (рисунок 1) реализуется система с тремя степенями свободы, которая может иметь три обобщенные координаты q_1, q_2, φ. Точка *M* колеса при плоскопараллельном движении в неподвижной плоскости *OXZ* однозначно может быть представлена радиус – вектором $\bar{r}$, который определяется из векторного треугольника *OPM* (рисунок 1):

$$\bar{r} = \bar{r}_1 + \bar{r}_2. \qquad (2)$$

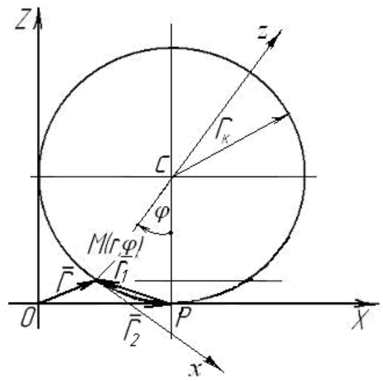

Рисунок 1 – Схема плоского движения колеса в ведущем режиме качения

Для каждого момента времени t из уравнений (1) можно определить соответствующие значения $X_м$, $Z_м$, φ и, следовательно, положение точки *M* относительно неподвижных осей координат *OXZ*.

Спроектируем векторное равенство (2) на неподвижные оси координат. Тогда, исходя из геометрических соображений, координаты точки *M* представляются уравнениями (3):

$$\begin{aligned} X_M &= X_0 + x\cos\varphi - z\sin\varphi, \\ Z_M &= Z_0 + z\sin\varphi + x\cos\varphi. \end{aligned} \qquad (3)$$

Координаты X_0, Z_0, φ известны по уравнениям (1) и, следовательно, положение точки M однозначно определяется тремя величинами: X_M, Z_M, φ и, таким образом, в общем случае, при плоско-параллельном движении точка *M*, принадлежащая ободу колеса, будет иметь три степени свободы.

Зависимости (3) в общем случае представляют уравнения движения точки *M* или параметрические уравнения её траектории.

Из уравнений (3) можно определить модуль и направление вектора скорости и ускорения:

$$\bar{\vartheta} = \left|\bar{\vartheta}\right| = \sqrt{\vartheta_x^2 + \vartheta_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2},$$

$$\cos\left(\bar{\vartheta}\,\hat{}\,i\right) = \frac{\vartheta_x}{\vartheta} = \frac{\dot{x}^2}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}},$$

$$\cos\left(\bar{\vartheta}\,\hat{}\,k\right) = \frac{\vartheta_z}{\vartheta} = \frac{\dot{z}^2}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}}.$$

По аналогии запишем для модуля и направления вектора ускорения:

$$\varpi = \left|\varpi\right| = \sqrt{\varpi_x^2 + \varpi_z^2} = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{z}^2},$$

$$\cos\left(\bar{\varpi}\,\hat{}, \bar{i}\right) = \frac{\varpi_x}{\varpi} = \frac{\ddot{x}^2}{\sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{z}^2}},$$

$$\cos\left(\bar{\varpi}\,\hat{}\,\bar{k}\right) = \frac{\varpi_z}{\varpi} = \frac{\ddot{z}^2}{\sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{z}^2}}.$$

Таким образом, зная закон криволинейного движения точки *M* (уравнения (1)), можно в каждый момент времени определить не только положение относительно выбранной системы координат, но основные кинематические характеристики.

Применяя векторно-матричную форму записи (3) с учетом (2), можно записать в виде:

$$\bar{r} = \bar{r}_1 + A\bar{r}_2 , \qquad (4)$$

где:

$$\bar{r} = \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \end{pmatrix}, \ \bar{r}_1 = \begin{pmatrix} r_1^{(1)} \\ r_1^{(2)} \end{pmatrix}, \ \bar{r}_2 = \begin{pmatrix} r_2^{(1)} \\ r_2^{(2)} \end{pmatrix}, \ A = \begin{pmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi \end{pmatrix}. \qquad (5)$$

Из (4) следует:

$$\varphi = \frac{1}{2}\left(\arccos\frac{r_1 - r_1^{(1)}}{\sqrt{r_2^{(1)2} + r_2^{(2)2}}} + \arccos\frac{r_2 - r_1^{(1)}}{\sqrt{r_2^{(1)2} + r_2^{(2)2}}} \right). \qquad (6)$$

Формирование опорной поверхности при плоском движении колеса сопровождается выдавливанием связанной влаги и газо-воздушной смеси в результате переупаковки частиц грунта. При этом происходит возникновение упругих сил и моментов, определяющих характеристику траектории деформации и сил вязкого трения (рисунок 2).

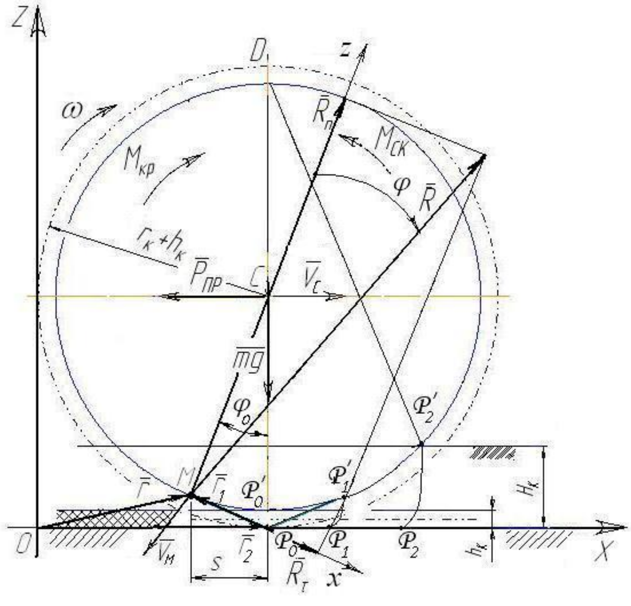

Рисунок 2 – Расчётная схема формирования опорной поверхности в ведущем режиме

Для качественной оценки параметров ведущего режима качения определим передаточную функцию системы “колесо-опорная поверхность”, устанавливающую связь между выходными и входными параметрами явления формирования опорной поверхности в ведущем режиме качения. В этом случае структурная схема будет иметь вид (рисунок 3).

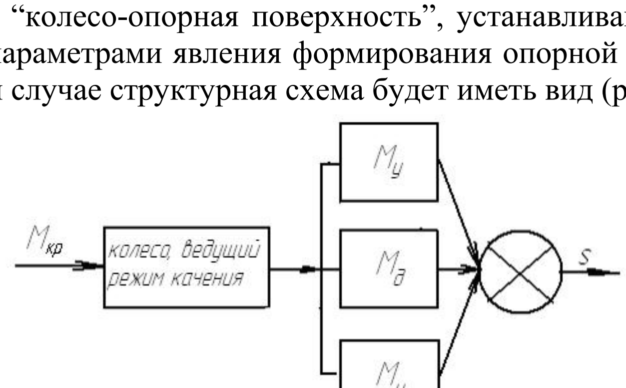

Рисунок 3 – Структурная схема формирования опорной поверхности колесом в ведущем режиме

В соответствии со схемой (рисунок 3), учитывающей действие упругого, демпфирующего и инерционного моментов, составим уравнение действующих моментов при формировании колесом опорной поверхности.

$$M_{кр} = M_у + M_д + M_и . \qquad (5)$$

Упругий момент будет равен:

$$M_у = C_ж \varphi \ , \qquad (6)$$

Демпфирующий момент

$$T\dot{M}_д + M_д = K_д \dot{\varphi} , \qquad (7)$$

Инерционный момент

$$M_и = J\ddot{\varphi} , \qquad (8)$$

где: $C_ж -$ приведенная угловая жесткость, $[\,Нм/\,рад\,]$;

$T -$ постоянная времени, *сек*;

$K_д -$ приведенный коэффициент углового демпфирования $Нмсек$;

$J -$ приведенный момент инерции подвижной системы $кГм^2$.

Совместное решение уравнений (5,6,7,8) приводит к общему дифференциальному уравнению (9):

$$TJ\dddot{\varphi} + J\ddot{\varphi} + (K_д + TC_ж)\dot{\varphi} + C_ж\varphi = T\dot{M}_{кр} + M_{кр} , \qquad (9)$$

откуда передаточная функция равна:

$$W(p) = \frac{\varphi(p)}{M_{кр}(p)} = \frac{Tp+1}{TJp^3 + Jp^2 + (K_д + TC_ж)p + C_ж} \qquad (10)$$

Приведенная угловая жесткость определяется, из уравнения баланса работ, $\left|M_у\right| d\varphi = \sum\limits_{i=1}^{n}\left|F_{yi}\right| ds_i + \sum\limits_{j=1}^{m}\left|M_{yj}\right| d\varphi_j$ и после преобразований равна:

$$C_ж = \sum_{i=1}^{n} c_i \left(\frac{ds_i}{d\varphi}\right)^2 + \sum_{j=1}^{m} C_j \left(\frac{d\varphi_j}{d\varphi}\right)^2 ,$$

где: $n -$ количество элементарных упругих сил;

$m -$ количество элементарных упругих моментов;

$ds_i , d\varphi_j -$ элементарные линейные и угловые перемещения упругих сил $\overline{F}_{yi}$ и моментов M_{yj} ;

$K_д -$ приведенный момент углового демпфирования, также определяемый из уравнения баланса работ:

$$M_д d\varphi = \sum_{i=1}^{n} F_{дi} ds_i + \sum_{j=1}^{m} M_{дj} d\varphi_j , \qquad (11)$$

откуда приведенный демпфирующий момент равен:

$$M_д = \sum_{i=1}^{n} F_{дi} \frac{ds_i}{d\varphi} + \sum_{j=1}^{m} M_{дj} \frac{d\varphi_j}{d\varphi} . \qquad (12)$$

Приведенный коэффициент углового демпфирования запишем в виде:

$$K_д = \sum_{i=1}^{n} k_i \left(\frac{ds_i}{d\varphi}\right)^2 + \sum_{j=1}^{m} K_j \left(\frac{d\varphi_j}{d\varphi}\right)^2 . \qquad (13)$$

Модуль реакции опорной поверхности движения равен:

$$|R| = \sqrt{\begin{aligned}&32x^2(z-b+p)^2 + 2 + \\ &+ 2\frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)\left[16x^2(z-b+p)^2+1\right]}{\sqrt{x^2+p^2}\sqrt{x^2+(z-b)^2}} + 1\end{aligned}} =$$

$$= \sqrt{2}\sqrt{\begin{aligned}&16x^2(z-b+p)^2 + \\ &+ \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)\left[16x^2(z-b+p)^2+1\right]}{\sqrt{x^2+p^2}\sqrt{x^2+(z-b)^2}} + 1.\end{aligned}} \qquad (14)$$

Характеристики тягово-сцепных показателей формирования опорной поверхности колесом в ведущем режиме представлены на рисунке 4.

Анализ рисунка 4 показывает, что увеличение крюковой нагрузки P_{kp} мало влияет на величину углубления колеи, однако при этом растет величина крутящего момента $M_{кр}$, касательной силы тяги $P_к$, коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ и величины буксования δ.

КПД в интервале от 75 до 175 *Н* интенсивно возрастает, а при дальнейшем увеличении крюковой нагрузки уменьшается.

Амплитудно-частотная характеристика движения системы может быть определена по формуле:

$$u = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + 4\xi^2\gamma^2}},$$

где: $\gamma = \dfrac{\delta}{\omega_0}$ - относительная частота; $\xi = \dfrac{k_д}{2\sqrt{JC_ж}}$ - степень успокоения вращающей составляющей системы “колесо-опорная поверхность”.

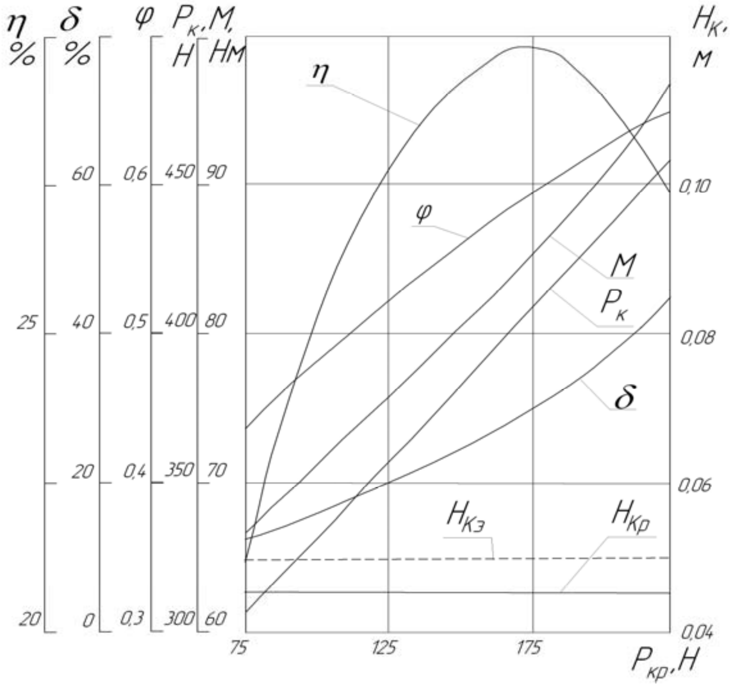

Рисунок 4 – Зависимость глубины колеи ($H_к$), крутящего момента (M), касательной силы тяги ($P_к$), коэффициентов сцепления ($\varphi_{сц}$), буксования (δ) и КПД (η) от крюковой нагрузки ($P_{кр}$) при формировании опорной поверхности колесом в ведущем режиме

Фазочастотную характеристику можно определить по выражению:

$$\varphi = -arctg\,\frac{2\xi\gamma}{1-\gamma^2}\,.$$

Выводы

1. На основе разработанной математической модели формирования опорной поверхности в ведущем режиме качения колеса определена передаточная функция, устанавливающая связь между выходными входными параметрами системы “колесо-опорная поверхность”, позволяющая определять реакцию измерительной системы на внешнее воздействие со стороны опорной поверхности. После соответствующей обработки бортовым вычислительным комплексом вырабатывается управляющее воздействие на электропривод плавающего опорно-приводного устройства движителя перекатывающегося типа.
2. Амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики позволяют адекватно представлять влияние ведущего режима качения на формирование опорной поверхности с учётом смещения системы.

Литература

1. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1968. – 479 с.
2. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекатывающегося типа. Известия МГТУ” МАМИ” № 2(6), 2008. с.74-78.

О соотношении моментов инерции ведущей и ведомой частей составного маховика со встроенным демпфером крутильных колебаний

к.т.н. доц. Соломатин Н.С., Зотов Е.М., Симонов Д.В.

Тольяттинский государственный университет

+7-8482-53-92-59, sns@tltsu.ru

Аннотация. В статье приведены результаты исследования влияния на амплитуду крутящего момента на первичном валу коробки передач параметров демпфера крутильных колебаний составного маховика. Показано, что целесообразно устанавливать демпфер крутильных колебаний с минимальной жесткостью.

Ключевые слова: *демпфер крутильных колебаний, трансмиссия автомобиля.*

Для исследования влияния жесткости демпфера и соотношения моментов инерции ведущей и ведомой частей составного маховика двигателя со встроенным демпфером крутильных колебаний создана уточненная 6-и массовая динамическая модель трансмиссии автомобиля (рисунок 1) на основе представленной в работе [1].

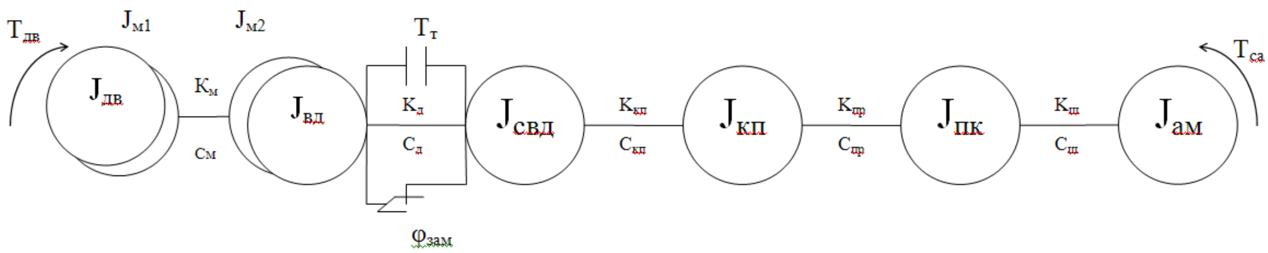

Рисунок 1 - Расчетная схема

где: $J_{дв}$ – приведенный к коленчатому валу момент инерции поступательно движущихся и вращающихся частей двигателя кроме маховика,

$J_{м1}$ – момент инерции ведущей части составного маховика,

$J_{м2}$ –момент инерции ведомой части составного маховика,