

стационарную. При этом возникают колебания системы «колесо-опорная поверхность», обусловленные её свойствами накапливать полную механическую энергию с последующим расходом на формирование опорной поверхности.

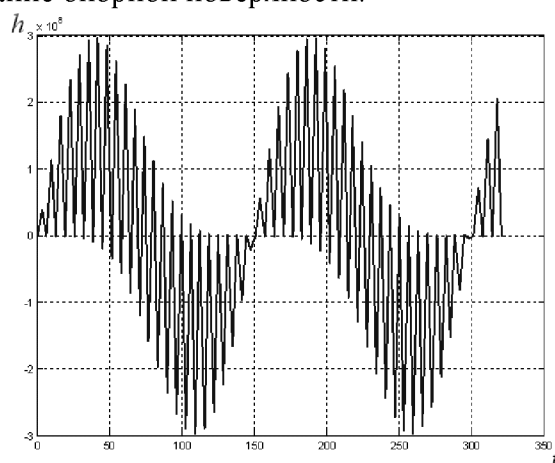


Рисунок 5 - Характеристика полной механической энергии системы «колесо-опорная поверхность»

Выводы

Характеристики (амплитудно-частотные и фазочастотные) формирования опорной поверхности определяется геометрическими соотношениями опорно-приводного вала и обода колеса, а также силами трения, возникающими при трансформации связи.

Литература

1. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекаत्याющегося типа. Известия МГТУ «МАМИ» № 2 (6), 2008. с. 74-78.
2. Сергеев А.И., Шарипов В.М. Транспортное средство. Патент РФ № 2245259. Опубл. 27.01.2005. Бюл. № 33.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М., 1977, 872 с.
4. Сергеев А.И. Определение общей характеристики формирования опорной поверхности движения и обоснование конструктивного исполнения движителя перекаत्याющегося типа. // Колёсные и гусеничные машины. Межвузовский сборник научных трудов. Вып.1. - М.: МГТУ «МАМИ», с. 334-357.
5. Сергеев А.И. Влияние ведущего режима качения колеса на формирование опорной поверхности движения. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1(11), 2011.

Анализ формирования опорной поверхности заднеприводным колёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока

к.т.н. доц. Сергеев А.И.

Университет машиностроения
(495) 223 05 23 доб. 1527, trakvc@mami.ru

Аннотация. Рассмотрен процесс формирования опорной поверхности колёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока. Разработана методика расчёта тягово-сцепных свойств, амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик движения системы «колесо-опорная поверхность». Получена передаточная функция, устанавливающая связь выходных и входных параметров, позволяющая спроектировать измерительно-информационную бортовую систему транспортного средства с определением её параметров (зоны нечувствительности измерительного комплекса по параметрам движения ТС, диапазоны измерений и характеристики датчиков и приборов и др.).

Ключевые слова: колёсное шасси, опорная поверхность, силовой поток, измерительно-информационная система, амплитудно-частотная характеристика, фазо-частотная характеристика

Движение шасси (4×2) осуществляется с помощью крутящего момента, подводимого на задние колёса [1]. Передние колёса, являясь не приводными, через раму нагружают задние продольной силой $\bar{P}_{пр}$, равной силе сопротивления движению \bar{P}_{f_2} . Это вызывает буксование задних колёс, а не приводные передние под действием толкающего усилия со стороны задних колёс перекатываются со скольжением (рисунки 1 и 2).

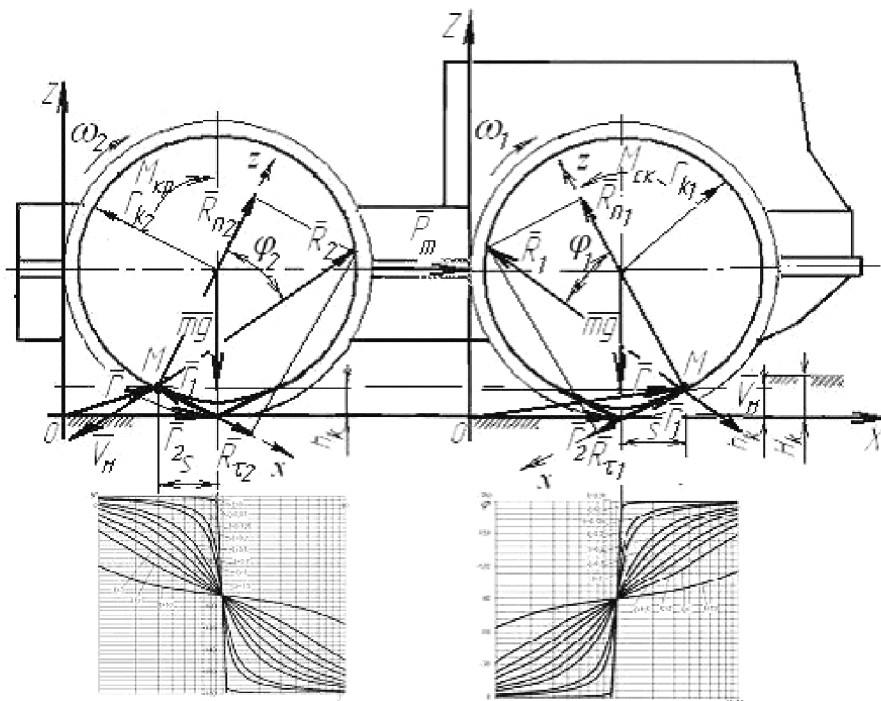


Рисунок 1 - Расчётная схема формирования опорной поверхности колесным шасси (4×2) с приводом на задний мост

Скольжение (юз) передних колёс обусловлено положительным смещением мгновенного центра давления (точки M) вперёд по ходу движения шасси и соответствующей величиной угла трения φ_1 (рисунок 1). Причём, как следует из графика (рисунок 2), с увеличением вертикальной нагрузки действительный путь колеса резко возрастает и, как показывают экспериментальные исследования [2], траектория деформации поверхности движения описывается уравнением укороченной циклоиды [3]:

$$x = r \cdot (\varphi - \lambda \cdot \sin \varphi), \quad y = r \cdot (1 - \lambda \cdot \cos \varphi), \quad (1)$$

где: $\lambda < 1$.

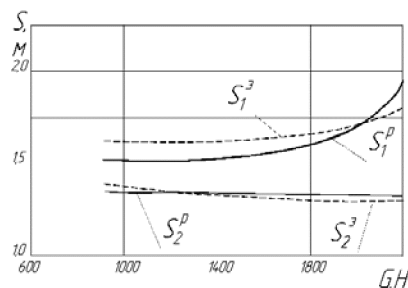


Рисунок 2 - Зависимость изменения пути колес (S) от нормальной нагрузки (G) колесного шасси с приводом на задние колёса (4×2)

Определим тягово-цепные свойства плоского движения колёс шасси 4×2 по методике расчёта, приведенной ниже.

Общая сила сопротивления движению колёс шасси определяется из уравнения (2):

$$P_{f\Sigma} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot b \cdot (H_1 + H_2)^2, \quad (2)$$

• для колёс переднего моста – $P_{f1} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot b \cdot H_1^2$,

• для колёс заднего моста – $P_{f2} = P_{f\Sigma} - P_{f1}$.

Коэффициент скольжения (юз) передних колёс шасси определяется по формуле (3):

$$\varepsilon = \frac{S_1 - 2\pi r_k}{2\pi r_k} \cdot 100\%. \quad (3)$$

Коэффициент буксования задних колёс шасси определяется по формуле (4):

$$\delta = \frac{2\pi r_k - S_2}{2\pi r_k} \cdot 100\%. \quad (4)$$

Путь передних колёс S_1 шасси за один оборот рассчитываем по формуле (5):

$$S_1 = 2\pi r_k + r_k \cdot \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\varphi_1}{2} + \frac{\pi}{4} \right) - \sin \varphi_1 - 1 \right]. \quad (5)$$

Путь задних колёс шасси S_2 за один оборот рассчитываем по формуле (6):

$$S_2 = 2\pi r_k - r_k \cdot \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\varphi_2}{2} + \frac{\pi}{4} \right) - \sin \varphi_2 - 1 \right]. \quad (6)$$

В этом случае углы трения передних колёс φ_1 и задних колёс φ_2 определяются по формулам (7):

$$\varphi_1 = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{P_{f1}}{G}, \quad \varphi_2 = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{P_{f2}}{G}. \quad (7)$$

Коэффициент полезного действия для задних колёс шасси 4×2 равен:

$$\eta = (1 - f) \cdot (100 - \delta). \quad (8)$$

Графическая интерпретация тягово-сцепных свойств представлена на рисунке 3.

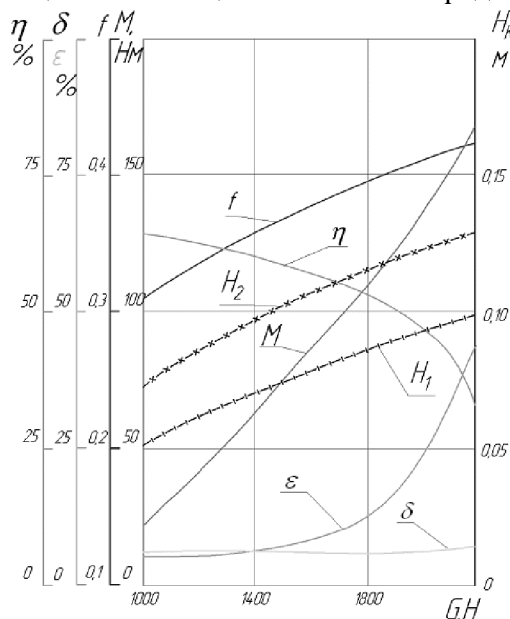


Рисунок 3 - Зависимость крутящего момента (M), глубины колеи (Hк), коэффициентов сопротивления качению (f), буксования (δ) скольжения (ε) и КПД (η) от нормальной нагрузки (G) шасси с (4×2) с приводом на задние колёса

Качественная оценка движения системы «колесо-опорная поверхность» для шасси с приводом на задние колёса может быть представлена амплитудно-частотными и фазо-частотными характеристиками, определяемыми по уравнениям (9) и (10):

$$u = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \gamma^2}} \quad (9)$$

$$\varphi = -\arctg \frac{K_d \cdot \delta}{C_{ж} - J \cdot \delta^2} \quad (10)$$

Анализ амплитудно-частотных характеристик показывает, что с увеличением относительной частоты $\gamma = \delta/\omega_0$ амплитуда системы «колесо-опорная поверхность» возрастает.

При этом коэффициент $\xi = \frac{K_d}{2 \cdot \sqrt{J \cdot C_{ж}}}$, определяющий степень успокоения системы, убывает и при стремлении его к нулю возможен амплитудно-частотный резонанс. В этом случае возможен отрыв колес шасси от опорной поверхности.

На рисунке 4 представлена графическая интерпретация фазо-частотных характеристик (ФЧХ) передних и задних колёс, устанавливающая зависимость сдвига фаз между векторами входной и выходной величин, которые в рассматриваемом случае определяет характеристику смещения системы «колесо-опорная поверхность».

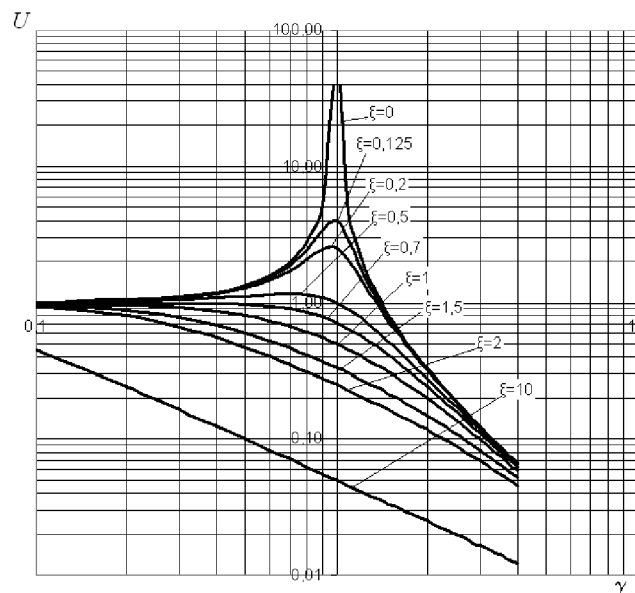


Рисунок 4 - Амплитудно-частотная характеристика формирования опорной поверхности в ведущем режиме движения колеса

Для создания бортового измерительно-информационного комплекса должна быть известна передаточная функция, устанавливающая связь между выходными и входными параметрами формирования опорной поверхности и их производными.

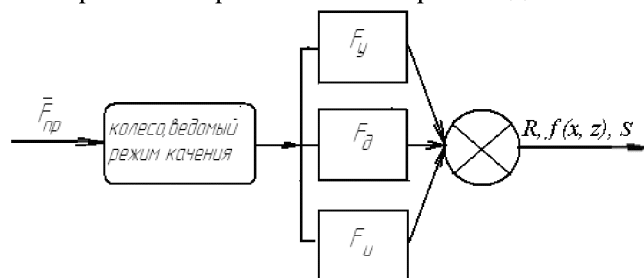


Рисунок 5 - Структурная схема явления формирования опорной поверхности колесом в ведомом режиме

Составим структурную схему формирования опорной поверхности для ведомого режима движения колеса (рисунок 5).

Применительно к схеме (рисунок 5) за выходную величину примем смещение s (скольжение) системы, а за входную величину – противодействующую скоростную силу \bar{F}_c , или силу сопротивления движению колеса, равную по модулю и направлению продольной силе $\bar{P}_{пр}$, приложенной к оси колеса, которая зависит от реакции \bar{R} опорной поверхности, равной [4]:

$$|R| = \sqrt{32x^2(z-b+p)^2 + 2 + 2 \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2 + p^2} \sqrt{x^2 + (z-b)^2}} + 1} = \quad , (11)$$

$$= \sqrt{2} \sqrt{16x^2(z-b+p)^2 + \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2 + p^2} \sqrt{x^2 + (z-b)^2}} + 1}$$

$$\bar{R} = \left(\frac{-4px(z-b+p) + x}{\sqrt{x^2 + p^2}} + \frac{4x(z-b(z-b+p) + x)}{\sqrt{x^2 + (z-b)^2}} \right) \bar{i} +$$

$$+ \left(-\frac{4x^2(z-b+p)}{\sqrt{x^2 + p^2}} - \frac{4x^2(z-b+p) - z + b}{\sqrt{x^2 + (z-b)^2}} \right) \bar{k}. \quad (12)$$

Составим уравнение действующих сил формирования опорной поверхности колесом в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 5.

$$\bar{P}_{пр} = \bar{F}_y + \bar{F}_д + \bar{F}_и, \quad (13)$$

где: \bar{F}_y – упругая сила, возникающая при деформации грунта (при переупаковке частиц грунта);

$\bar{F}_д$ – демпфирующая сила, возникающая при выдавливании связанной влаги и газовой смеси;

$\bar{F}_и$ – инерционная сила, модуль которой определяется инерционными массами подвижной системы.

Упругая сила определяется величиной смещения системы:

$$\bar{F}_y = c_{ж} \cdot s, \quad (14)$$

где: $c_{ж}$ – приведенная линейная жёсткость системы, [H/м], учитывающая действие всех упругих сил и определяемая из условия равенства работы совершаемой упругой силой \bar{F}_y на элементарном линейном перемещении ds из уравнения:

$$|F_y| ds = \sum_{i=1}^n |P_{yi}| ds_i + \sum_{j=1}^m |M_{yj}| d\phi_j,$$

где: n – количество элементарных упругих сил;

m – количество элементарных упругих моментов.

Для установившегося режима качения $\frac{ds_i}{ds} = const$, $\frac{d\phi_j}{ds} = const$, и, следовательно,

приведенная линейная жёсткость будет равна:

$$c_{ж} = \sum_{i=1}^n c_i \left(\frac{ds_i}{ds} \right)^2 + \sum_{j=1}^m C_j \left(\frac{d\varphi_j}{ds} \right)^2.$$

Демпфирующая сила зависит от скорости деформации поверхности движения, которая может быть представлена уравнением вида:

$$T \cdot \dot{F}_д + F_д = k_д \cdot \dot{s}, \quad (15)$$

где: $k_д$ – приведенный коэффициент демпфирования, равный:

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

Инерционная сила пропорциональна ускорению системы:

$$F_и = m \cdot \ddot{s}, \quad (16)$$

где: m – приведенная масса движущейся системы.

Из совместного решения уравнений (13), (14), (15) и (16) получим общее дифференциальное уравнение движения системы «колесо-опорная поверхность»:

$$T \cdot m \cdot \ddot{s} + m \cdot \dot{s} + (k_д + T \cdot c_{ж}) \cdot \dot{s} + c_{ж} = T \cdot \dot{F}_с + \bar{F}_с, \quad (17)$$

откуда ее передаточная функция имеет вид:

$$W(p) = \frac{|s(p)|}{F_с(p)} = \frac{T \cdot p + 1}{T \cdot m \cdot p^3 + m \cdot p^2 + (k_д + T \cdot c_{ж}) \cdot p + c_{ж}}, \quad (18)$$

где: p – оператор преобразования Лапласа;

T – постоянная времени, сек.

Таким образом, зная передаточную функцию, можно спроектировать измерительно-информационную бортовую систему транспортного средства с определением её параметров (зоны нечувствительности измерительного комплекса по параметрам движения ТС, диапазоны измерений и характеристики датчиков и приборов и т.д.).

Литература

1. Сергеев А.И. Влияние ведущего режима качения колеса на формирование опорной поверхности движения. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (11), 2011.
2. Сергеев А.И. Стенд для определения коэффициента сопротивления качению и тягово-сцепных свойств колесных шасси // Автоматизация и комплексная механизация производственных процессов лесопромышленных предприятий: Сб. научн. тр. / МЛТИ. - М., 1982. - № 142. -с.99-104.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М., 1977г., 872 с.
4. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекатывающегося типа. Известия МГТУ «МАМИ» № 2 (6), 2008. С. 74-78.

Применение электрогидродинамического двигателя на транспортных средствах

д.т.н. проф. Соковиков В.К.
 Университет машиностроения
 (495)2230523*1444

Аннотация. В статье рассматривается электрогидродинамический двигатель, для работы которого не требуется углеводородное топливо. Работа двигателя основана на электрическом разряде в незамерзающей жидкости, расположенной в надпоршневой полости цилиндра. По данным расчетов КПД такого двигателя мо-