

После подстановки (22) и ряда преобразований получим:

$$u(t) = \frac{U_n(0)}{\frac{r_{np}}{r+R} + 1} \left\{ e^{-\frac{t}{\tau}} - \frac{1}{\left(\frac{r}{r_{np}} + 1\right) \left(\frac{r}{R} + 1\right)} e^{-\alpha t} \right\} \quad (26)$$

Выражение (26) определяет то искомое напряжение, которое необходимо стартеру для оптимизации пуска ДВС и диктует требования, предъявляемые к накопителю энергии.

Литература

1. Айзензон А.Е., Гармаш Ю.В., Латахина Е.В. Модель работы системы электропуска ДВС. Автомобильная промышленность, № 5, 2004, с.16-18.
2. Зевеке Г.В., Ионкин И.А., Нетушил А.В., Страхов С.В. Основы теории цепей. Издание 5-е. - М.: Энергоатомиздат, 1989, - 528 с.
3. Фесенко М.Н., Чижков Ю.П. Емкостные накопители энергии в электрооборудовании транспортных средств. Грузовик, № 8, 1999, с. 11 – 15.
4. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. М.: “Наука”, 1986, 544 с.
5. Квейт С.М., Менделевич Ю.П., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска авто-тракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1990, с.51, - 256 с.
6. Оберемок В.З., Юрковский И.М. Пуск автомобильных двигателей. М.: Транспорт, 1979, - 118 с.

Свободные колебания управляемых колес легкового автомобиля

д.т.н. проф. Глейзер А.И., Емельянов С.Р., к.т.н. доц. Лата В.Н., Ермолин А.В.
Тольяттинский государственный университет

Статья посвящена исследованию влияния демпфирования в элементах ходовой части автомобиля и плеча стабилизации управляемых колес на их свободные колебания.

Ключевые слова: свободные колебания управляемых колес автомобиля.

Стабилизация движения автомобиля в значительной степени определяется характером свободных угловых колебаний управляемых колес и позволяет использовать применительно к рассматриваемой задаче понятие устойчивости систем по первому приближению и определение устойчивости, данное Ляпуновым [1].

Расчетная схема показана на рисунке 1.

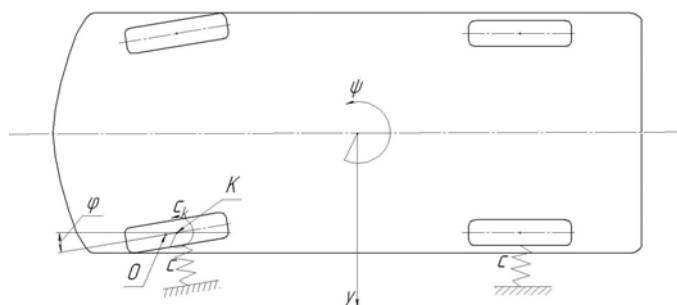


Рисунок 1

На схеме точка O определяет ось поворота колеса, т. К - центральную точку площадки контакта колес с дорогой, т. Р- мгновенный центр скоростей.

Исследование выполняется на базе математической модели, разработанной для анализа вынужденных колебаний управляемых колес автомобиля [2, 3]. Для исследования свободных

колебаний дифференциальные уравнения представлены в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} & m(\ddot{y} + \ddot{\varphi} h \frac{b}{l}) - m \frac{\omega^2 r^2}{l} \varphi + 4c_{\phi} y + 2\varphi h \frac{l}{(h+l)} c_{\phi} + 2\psi c_{\phi} (a-b) + 4\mu_{\phi} \dot{y} + 2\dot{\varphi} h \frac{l}{(h+l)} \mu_{\phi} + \\ & + 2\dot{\psi} \mu_{\phi} (a-b) = 0; \\ & \theta_z \ddot{\psi} + \theta_z \frac{h}{l} \ddot{\varphi} + 4c_k \psi + 2c_k \varphi + 2(y + \psi a + \varphi h \frac{l}{h+l}) a c_{\phi} - 2(y - \psi b) b c_{\phi} + 4\mu_k \dot{\psi} + 2\mu_k \dot{\varphi} + \\ & + 2(\dot{y} + \dot{\psi} a + \dot{\varphi} h \frac{l}{h+l}) a \mu_{\phi} - 2(\dot{y} - \dot{\psi} b) b \mu_{\phi} = 0; \\ & \theta_k (\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}) + c_k \psi + c_k \varphi - c_{\phi} x h - c_{\phi} \psi a h - c_{\phi} \varphi h^2 \frac{l}{l+h} + \mu_k \dot{\varphi} + \mu_k \dot{\psi} - \mu_{\phi} \dot{y} h - \mu_{\phi} \dot{\psi} a h - \\ & - \mu_{\phi} \dot{\varphi} h^2 \frac{l}{l+h} = 0; \end{aligned} \right.$$

Здесь обозначено: φ - угол поворота управляемых колес; ψ - угол поворота самого автомобиля, рассматриваемого, как твердое тело; y - координата, определяющая колебания центра масс в поперечном направлении; m - поддрессоренная масса; θ_z и θ_k - массовые моменты инерции автомобиля и колеса (относительно оси поворота); c_{ϕ} - жесткость шины в боковом направлении; c_k - угловая жесткость шины; μ_{ϕ}, μ_k - коэффициенты сопротивления, действующие в направлении обобщенных скоростей $\dot{y}, \dot{\varphi}$; l - база автомобиля; a и b - расстояние от центра масс до передней и задней осей соответственно; h - плечо стабилизации, ω и r - угловая скорость и радиус качения колес.

Решение выполнялось с учетом начальных условий:

$$t=0, \varphi=1, \dot{\varphi}=\dot{\psi}=\dot{y}=0.$$

Соответствующие коэффициенты сопротивления определялись по формулам:

$$\mu_{\phi} = 2 \cdot m \cdot \omega_{0\phi} \cdot n_{отн}^{(1)}, \quad \mu_k = 2 \cdot \Theta_k \cdot \omega_{ok} \cdot n_{отн}^{(2)},$$

где: $\omega_{0\phi}$ и ω_{ok} - парциальные собственные частоты колебаний поддрессоренной массы и колеса:

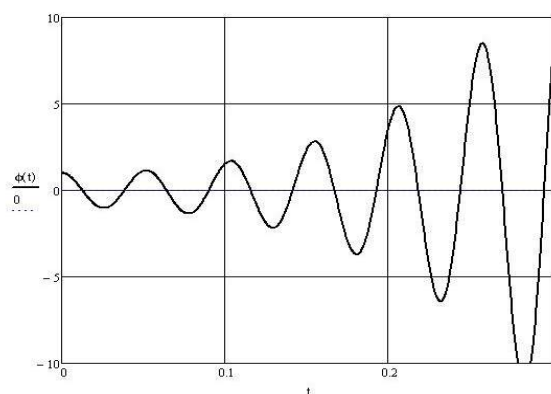
$$\omega_{0\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot c_{\phi}}{m}}, \quad \omega_{ok} = \sqrt{\frac{c_k}{\Theta_k}}.$$

Варьируемые параметры: h , т.е. плечо стабилизации и безразмерные коэффициенты относительного демпфирования - $n_{отн}^{(1)}$ и $n_{отн}^{(2)}$ ($n_{отн}^{(1)} = n_{отн}^{(2)} = n$).

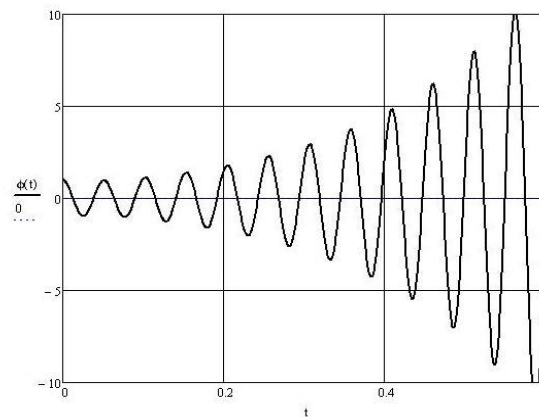
Численное решение полученных уравнений выполнялось в MathCAD методом Рунге-Кутты с использованием блока Given...Odesolve. Устойчивость движения оценивалась по форме кривой свободных колебаний.

Некоторые результаты показаны на рисунке 2 в виде графиков зависимостей обобщенных координат от времени и в таблице 1, в которой указан характер колебаний при различных сочетаниях параметров относительного демпфирования и плеча стабилизации.

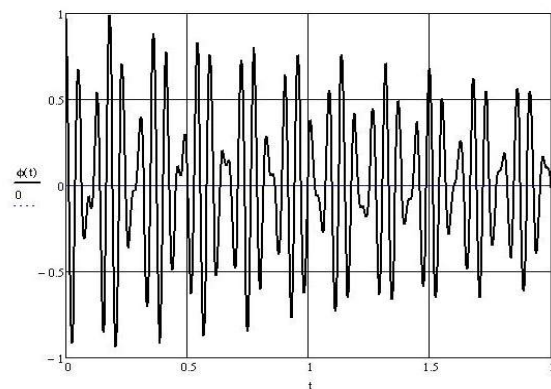
В [2, 3] рассмотрена задача в динамическом гашении вынужденных колебаний автомобиля, возбуждаемых моментным дисбалансом колес, а также разнотолщинностью тормозных дисков на режимах торможения. Однако оставалось неясным, как повлияет установка гасителя на стабилизацию управляемых колес. Данная задача также решена в рамках представленной динамической модели, модифицированной с учетом характеристик динамического гасителя. Полученные для этого случая результаты показали, что установка гасителя не оказывает отрицательного влияния на устойчивость процесса.



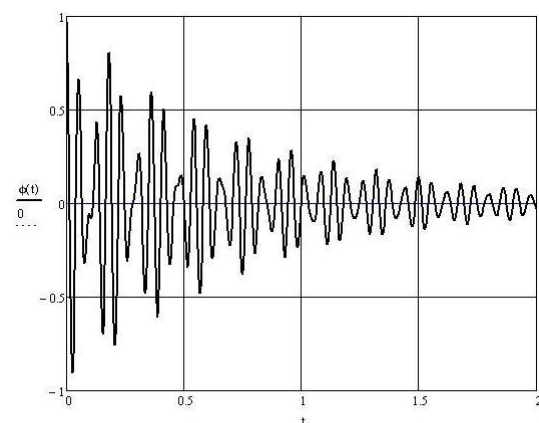
а) $h=-4\text{мм}$, $n=0.002$



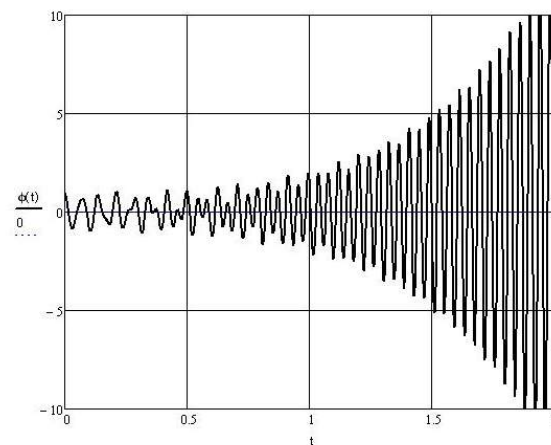
б) $h=-4\text{мм}$, $n=0.05$



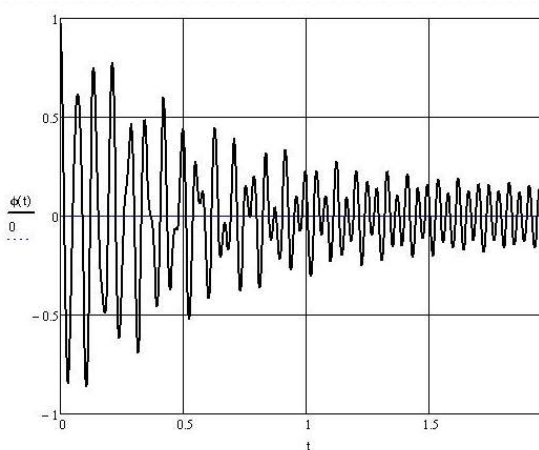
в) $h=10\text{мм}$, $n=0.002$



г) $h=10\text{мм}$, $n=0.01$



д) $h=30\text{мм}$, $n=0.01$



е) $h=30\text{мм}$, $n=0.02$

Рисунок 2

Влияние h , т.е. плеча стабилизации, весьма своеобразно. При малых h (< 0.4 мм) и тем более отрицательных значениях этой величины возникают автоколебания, т.е. процесс неустойчив. С увеличением h , до значений 10...20 мм, колебания становятся затухающими, но при чрезмерном увеличении h (> 30 мм) процесс вновь оказывается неустойчивым, т.е. колебания принимают характер типа «шимми». Это означает, в частности, что имеется некоторое оптимальное для данного уровня демпфирования значение плеча стабилизации, при котором время стабилизации будет минимальным. Например, при $n=0.01$ оптимальное значение h составляет: $h=(8..10)\text{мм}$.

Таблица 1

Влияние демпфирования и плеча стабилизации на устойчивость угловых колебаний управляемых колес

$\frac{h, \text{мм}}{n}$	-4	4	6	8	10	12	20	30	50
0.002	+	-	-	-	-	-	-	+	+
0.004	+	-	-	-	-	-	-	+	+
0.006	+	-	-	-	-	-	-	+	+
0.01	+	-	-	-	-	-	-	+	+
0.02	+	-	-	-	-	-	-	-	+
0.05	+	-	-	-	-	-	-	-	-

(+) - автоколебательные режимы;

(-) - свободные затухающие колебания.

Полученные результаты вполне согласуются с известными опытными данными, что подтверждает корректность рассмотренной математической модели.

Итак, мы приходим к выводам:

Время стабилизации управляемых колес уменьшается с увеличением демпфирования в шинах и рулевом управлении и с увеличением до некоторого оптимального при имеющемся уровне демпфирования плеча стабилизации. Данный вывод вполне согласуется с опытом проектирования и эксплуатации автомобилей, чем подтверждается корректность рассмотренной математической модели.

Установка динамического гасителя вынужденных колебаний управляемых колес не оказывает отрицательного влияния на время стабилизации управляемых колес.

Литература

1. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. Гостехиздат, М.: 1950.
2. Колебания управляемых колес. (А.И. Глейзер, С.Р. Емельянов)- ELPIT 2007, СБОРНИК ТРУДОВ Первого международного экологического конгресса (Третьей международной научно-технической конференции) «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов». ELPIT 2007, 20-23 September, 2007 TOGLIATTI CITY, RUSSIA, Россия, Самарская область, г. Тольятти 20-23 сентября 2007г., Том 2.
3. Вибрация автомобиля при торможении. (А.И. Глейзер, С.Р. Емельянов, А.П. Мысин)- ELPIT 2007, СБОРНИК ТРУДОВ Первого международного экологического конгресса (Третьей международной научно-технической конференции) «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов» ELPIT 2007, 20-23 September, 2007 TOGLIATTI CITY, RUSSIA, Россия, Самарская область, г. Тольятти 20-23 сентября 2007г., Том 2.

Интеллектуальные датчики угла с использованием гальваномагнитных эффектов

Горкин В.П., к.т.н. доц. Зубков А.С., Тяпкин П.Ю.
ЗАО МЗАТЭ-2, МГТУ «МАМИ»

Аннотация. В статье идет речь о требованиях к магнитной системе гальваномагнитных датчиков, рассмотрены основные параметры, характеристики и принципы работы новейших энкодеров, выпускаемых известными в этой области фирмами. Приводятся сравнения магниторезистивных датчиков с датчиками на