

УДК 62-83

В. А. Войтенко, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРУГОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Аннотация. Рассмотрена схема замещения упругой подвески автомобиля и предложена её математическая модель, которая позволяет оценить плавность хода автомобиля и влияние на неё параметров конструктивных основных элементов упругой подвески. В пакете Matlab Simulink проверена работоспособность предложенной модели. По результатам моделирования проведен анализ частотных свойств подвески автомобиля.

Ключевые слова: плавность хода, подвеска автомобиля, мотор-колесо, частотные свойства, амплитуда и частота колебаний, коэффициент жёсткости, коэффициент вязкого трения, масса колеса, масса кузова автомобиля

V.A. Voytenko, PhD

MATHEMATICAL DESIGN OF RESILIENT PENDANT OF AUTOMOBILE

Abstract. The mathematical model of resilient pendant of transport vehicle, allowing to estimate the smoothness of car motion and influence the changes of parameter's of basic structural elements on him, is offered. The capacity of the offered model is tested in the Matlab Simulink package. On results the design the analysis of frequency properties of pendant of transport vehicle is conducted.

Keywords: smoothness of motion, pendant of car, motor-wheel, frequency properties, amplitude of vibrations, coefficient of inflexibility, coefficient of viscid friction, generalized co-ordinates, mass of wheel, mass of car's basket

В.А. Войтенко, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Анотація. Розглянуто заступну схему пружної підвіски автомобіля, запропоновано математичну модель, яка дозволяє оцінити плавність ходу автомобіля і вплив на нього параметрів основних конструктивних елементів пружної підвіски. У пакеті Matlab Simulink перевірено працездатність запропонованої моделі. За результатами моделювання проведено аналіз частотних властивостей підвіски автомобіля.

Ключові слова: плавність ходу, підвіска автомобіля, мотор-колесо, частотні властивості, амплітуда коливань, коефіцієнт жорсткості, коефіцієнт в'язкого тертя, маса колеса, маса кузова автомобіля

Введение. Идея применения электродвигателя, интегрированного в колесо, позволяет обойтись без коробки переключения передач, сцепления, карданного вала, главной передачи, шарниров равной угловой скорости. Это создаёт предпосылки для снижения веса автомобиля, уменьшения момента инерции трансмиссии, повышения динамических характеристик автомобиля при неизменной силе тяги, которую создают колёса автомобиля.

При отсутствии механической трансмиссии освобождается место для размещения пассажиров и груза. Кроме того с применением мотор-колес улучшается управляемость автомобиля в целом, поскольку индивидуально управляемые колеса могут одновременно вращаться с разной скоростью и в разных направлениях. Это позволяет повысить активную безопасность движения благодаря применению более сложных алгоритмов управления каждым колесом при разго-

не, торможении и движении автомобиля в поворотах [1 – 4]. При использовании мотор-колёс возможна также более эффективная работа системы регенерации энергии при торможении или движении автомобиля на поворотах. В результате этого создаются дополнительные условия для экономии топлива, уменьшения выброса выхлопных газов и повышения экологической безопасности автомобиля [7 – 10].

Что касается недостатков, то к ним относятся большую массу мотор-колес, что приводит к увеличению неподрессоренной массы автомобиля и, по мнению экспертов, увеличивает вибрацию кузова, снижает плавность хода, а также повышает износ подвески автомобиля.

Целью работы является исследование влияния неподрессоренной массы автомобиля на плавность его хода. Для этого необходимо разработать математическую модель упругой подвески автомобиля и провести исследование её частотных свойств.

© Войтенко В.А., 2013

Материалы исследования. Под плавностью хода обычно понимают совокупность свойств, которые обеспечивают ограничение вибрации элементов шасси и кузова автомобиля на уровне, приемлемом для водителя, пассажиров и груза. Один из основных источников возникновения вибрации – взаимодействие колёс с неровной дорогой. Выступы и впадины, расположенные на поверхности дороги на расстоянии 0,10 до 100 м, называют микропрофилем дороги. Они являются основным источником силы, вызывающей колебания автомобиля [5, 6].

Наиболее простым оценочным показателем плавности хода автомобиля является частота и амплитуда колебаний кузова. Хорошей плавности хода соответствует частота колебаний в интервале 1÷1,5 Гц. Основные устройства, которые защищают автомобиль, груз и пассажиров от чрезмерно больших динамических воздействий со стороны дороги – упругая подвеска и шины.

На рис. 1 показана схема замещения подвески автомобиля, на которой обозначены: $C_{Ш}$ – коэффициент жёсткости шины колеса; $b_{Ш}$ – коэффициент вязкого трения шины; $C_{АМОРТ}$ – коэффициент жёсткости амортизатора колеса; $b_{АМОРТ}$ – коэффициент вязкого трения амортизатора колеса; m_K – масса колеса и жёстко связанных с ними элементов подвески; $m_{КУЗ}$ – масса кузова автомобиля, которая приходится на одно колесо; Δh – отклонение точки контакта шины колеса с дорогой относительно нулевого уровня дороги.

Для математического моделирования подвески автомобиля используем уравнения движения, полученные на базе уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_{K\Sigma}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W_{K\Sigma}}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial W_{П\Sigma}}{\partial q_i} - \frac{\partial A_{\Sigma}}{\partial q_i}, \quad (1)$$

где i – порядковый номер обобщённой координаты; q, \dot{q} – обобщённая координата и скорость её изменения; $W_{K\Sigma}$ – суммарная кинетическая энергия механизма подвески и кузова; $W_{П\Sigma}$ – суммарная потенциальная энергия механизма подвески и кузова; Q_i – обобщённая сила, приложенная к механизму подвески; A_{Σ} – суммарная энергия, которая расходуется на преодоление сил сопротивления, не учтённых в $W_{П\Sigma}$ и в Q_i .

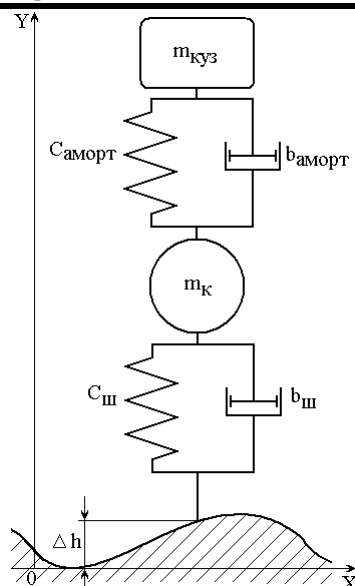


Рис. 1. Схема замещения подвески автомобиля

На рис. 2 показана расчётная схема подвески автомобиля в неподвижной системе координат OXY , горизонтальная ось которой совпадает с нулевым уровнем дороги. На этой схеме приняты следующие обозначения: R_K – свободный радиус недеформированного колеса; $\Delta R_{Ш}$ – деформация шины колеса в точке контакта её с дорогой; $L_{АМОРТ}$ – длина не деформированного амортизатора; $\Delta L_{АМОРТ}$ – деформация амортизатора; Y_K – высота оси вращения колеса над нулевым уровнем дороги; $Y_{КУЗ}$ – высота точки крепления амортизатора к кузову автомобиля над нулевым уровнем дороги. В качестве обобщённых координат будем рассматривать $\Delta R_{Ш}$, $\Delta L_{АМОРТ}$, а в качестве возмущающего воздействия – Δh или её производные.

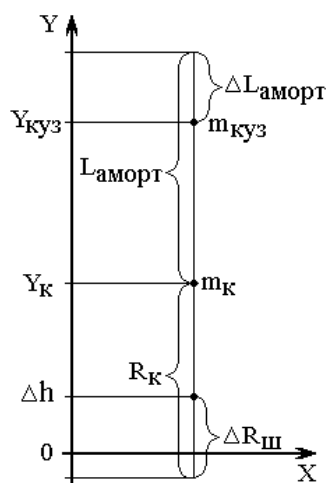


Рис. 2. Расчётная схема подвески автомобиля

На основании рис. 2 можно записать

$$\begin{cases} Y_K = R_K - \Delta R_\emptyset + \Delta h; \\ Y_{\dot{E}OC} = R_K - \Delta R_\emptyset + L_{\dot{A}i \dot{E}O} - \Delta L_{\dot{A}i \dot{E}O} + \Delta h. \end{cases} \quad (2)$$

С учётом того, что $R_K = const$ и $L_{AMOPT} = const$, продифференцируем систему уравнений (2) по времени

$$\begin{cases} \dot{Y}_K = \dot{\Delta h} - \Delta \dot{R}_\emptyset; \\ \dot{Y}_{\dot{E}OC} = \dot{\Delta h} - \Delta \dot{R}_\emptyset - \Delta \dot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O}, \end{cases}$$

причем $\dot{Y}_K, \Delta \dot{R}_\emptyset, \dot{Y}_{\dot{E}OC}, \Delta \dot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O}, \dot{\Delta h}$ – скорости изменения рассматриваемых величин.

Суммарная кинетическая энергия масс колеса и кузова автомобиля вместе с грузом, которая приходится на рассматриваемое колесо, в неподвижной системе координат OXY определяется выражением

$$W_{K\Sigma} = \frac{m_K (\dot{\Delta h} - \Delta \dot{R}_\emptyset)^2 + m_{\dot{E}OC} (\dot{\Delta h} - \Delta \dot{R}_\emptyset - \Delta \dot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O})^2}{2}.$$

Суммарная потенциальная энергия массы колеса и автомобиля, которая приходится на рассматриваемое колесо, а также деформированных упругих элементов в системе координат OXY

$$\begin{aligned} W_{i\Sigma} &= m_K g (R_K - \Delta R_\emptyset + \Delta h) + \\ &+ m_{\dot{E}OC} g (R_{\dot{E}} - \Delta R_\emptyset + L_{\dot{A}i \dot{E}O} - \Delta L_{\dot{A}i \dot{E}O} + \Delta h) \\ &+ \frac{\tilde{N}_\emptyset \Delta R_\emptyset^2}{2} + \frac{\tilde{N}_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta L_{\dot{A}i \dot{E}O}^2}{2}. \end{aligned}$$

Силы сопротивления при деформировании шины определяем по выражению

$$F_{C\emptyset} = a_\emptyset + b_\emptyset \Delta \dot{R}_\emptyset + d_\emptyset \Delta \ddot{R}_\emptyset,$$

где a_{III} – постоянная составляющая силы сопротивления деформации шины; b_{III} – коэффициент вязкого трения, отражающий зависимость силы сопротивления от скорости деформации шины; d_{III} – масса участков шины, которые перемещаются при её деформации.

Суммарная энергия, которая расходуется на преодоление сил сопротивления при деформировании шины колеса,

$$\begin{aligned} \dot{A}_{N\emptyset} &= F_{C\emptyset} \Delta R_\emptyset = \\ &= (a_\emptyset + b_\emptyset \Delta \dot{R}_\emptyset + d_\emptyset \Delta \ddot{R}_\emptyset) \Delta R_\emptyset. \end{aligned}$$

Силы сопротивления при деформировании амортизаторов определяем по выражению

$F_{C\dot{A}i \dot{E}O} = a_{\dot{A}i \dot{E}O} + b_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta \dot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O} + d_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta \ddot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O}$,
 где a_{AMOPT} – постоянная составляющая силы сопротивления деформации амортизатора;

b_{AMOPT} – коэффициент вязкого трения, отражающий зависимость силы сопротивления от скорости деформации амортизатора; d_{AMOPT} – масса участков амортизатора, которые перемещаются при его деформации.

Суммарная энергия, которая расходуется на преодоление сил сопротивления при деформировании амортизатора,

$$\begin{aligned} \dot{A}_{N\dot{A}i \dot{E}O} &= F_{C\dot{A}i \dot{E}O} \Delta L_{\dot{A}i \dot{E}O} = (\dot{a}_{\dot{A}i \dot{E}O} + \\ &+ b_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta \dot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O} + d_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta \ddot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O}) \Delta L_{\dot{A}i \dot{E}O}. \end{aligned}$$

Подставим полученные выражения в уравнение (1) и после преобразований получим систему двух уравнений

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{R}_\emptyset (m_K + m_{\dot{E}OC} + d_\emptyset) &= (m_K + m_{\dot{E}OC}) (g + \ddot{\Delta h}) - \\ - m_{\dot{E}OC} \Delta \ddot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O} - C_\emptyset \Delta R_\emptyset - a_\emptyset - b_\emptyset \Delta \dot{R}_\emptyset, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O} (m_{\dot{E}OC} + d_{\dot{A}i \dot{E}O}) &= m_{\dot{E}OC} (g + \ddot{\Delta h}) - \\ - m_{\dot{E}OC} \Delta \ddot{R}_\emptyset - C_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta L_{\dot{A}i \dot{E}O} - a_{\dot{A}i \dot{E}O} - \\ - b_{\dot{A}i \dot{E}O} \Delta \dot{L}_{\dot{A}i \dot{E}O}. \end{aligned} \quad (4)$$

На основании выражений (3) и (4) на рис. 3 изображена структурная схема математической модели упругой подвески. В качестве внешнего воздействия рассматривается ускорение изменения высоты дороги над его нулевым уровнем $\ddot{\Delta h}$, а в качестве выходных величин – длина деформированного амортизатора ($L_{AMOPT} - \Delta L_{AMOPT}$), высота оси вращения колеса над нулевым уровнем дороги Y_K , высота расположения точки крепления амортизатора к кузову автомобиля над нулевым уровнем дороги Y_{KV3} .

В общем случае микропрофиль дороги представляет собой набор выступов и впадин различной величины, расположенных на различном расстоянии друг от друга. Однако для проведения исследования механизма подвески будем считать, что микро-профиль дороги имеет синусоидальную форму:

$$\Delta h = Y_{\dot{A}} \left[\sin \left(\frac{2\pi}{S_T} S_{\dot{A}\dot{A}O} \right) + 1 \right], \quad (5)$$

$$S_{\dot{A}\dot{A}O} = V_{\dot{A}\dot{A}O} t, \quad (6)$$

где Y_D – амплитуда синусоиды микропрофиля дороги; S_T – длина периода синусоиды микропрофиля дороги, S_{ABT} – текущее перемещение автомобиля вдоль дороги; V_{ABT} – скорость перемещения автомобиля; t – текущее время.

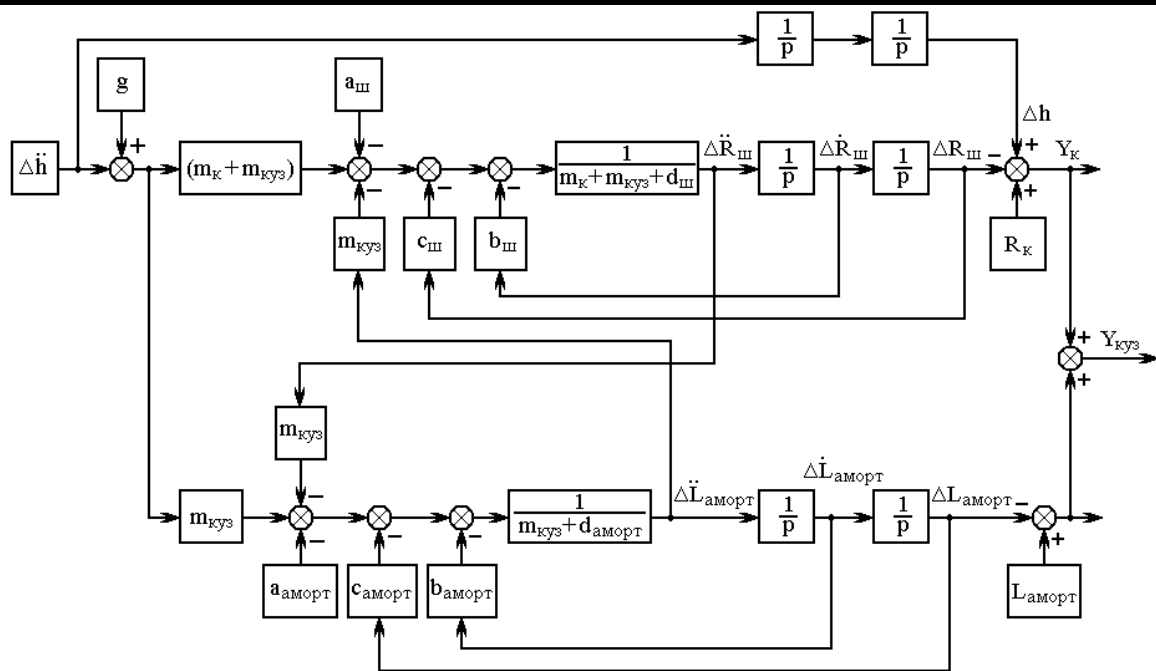


Рис. 3. Структурная схема математической модели упругой подвески

После подстановки правой части выражения (6) в (5)

$$\Delta h = Y_{\bar{A}} \left[\sin \left(\frac{2\pi}{S_T} V_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} t \right) + 1 \right] = Y_{\bar{A}} \left[\sin (2\pi f_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} t) + 1 \right] \quad (7)$$

где $f_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} = V_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} / S_T$ – частота вибрации, создаваемой дорогой при движении автомобиля.

На основании (7) можно получить выражение, определяющее ускорение вибрации, которое создаёт дорога при движении по ней автомобиля,

$$\Delta \ddot{h} = Y_{\bar{A}} \left(\frac{2\pi}{S_T} V_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} \right)^2 \sin \left(\frac{2\pi}{S_T} V_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} t \right) \quad (8)$$

В качестве примера рассмотрим переднюю подвеску автомобиля ГАЗ-24-01 «Волга». Полная масса автомобиля $m_{авт} = 1825$ кг; масса, которая приходится на переднюю ось, $m_{авт\ пер} = 870$ кг; масса, которая приходится на заднюю ось, $m_{авт\ зад} = 955$ кг; передняя подвеска независимая на поперечных рычагах с цилиндрическими пружинами; масса передней подвески 101 кг. Коэффициент радиальной жесткости шин $C_{ш} = 200$ кН/м, коэффициент вязкого трения шин $b_{ш} = 15 \times 10^3$ Н/(м/с). Масса колеса с шиной $m_k + m_{ш} = 21$ кг. Коэффициент вязкого трения амортизатора при отбое $b_{аморт1} = 4731 \pm 707$ Н/(м/с). Коэффициент вяз-

кого трения амортизатора при сжатии $b_{аморт2} = 1014 \pm 203$ Н/(м/с) [11]. Жесткость пружины $C_{аморт} = 53000$ Н/м, высота $L_{аморт} = 0,25$ м.

В соответствии с существующими нормами на бульжном покрытии выступы и впадины не должны превышать 3,3 см [5]. В связи с этим моделирование движения автомобиля проведём для более тяжёлых условий, а именно для движения по дороге с микропрофилем синусоидальной формы с амплитудой $Y_D = 0,05$ м.

В пакете Matlab Simulink была разработана блок-схема предложенной модели. На рис. 4 показаны осциллограммы работы передней подвески автомобиля ГАЗ-24-01 «Волга», соответствующие движению автомобиля в течение первых 2 сек по идеально ровной дороге нулевого уровня, а затем по дороге синусоидального профиля с амплитудой $Y_D = 0,05$ м (рис. 4, г). Выступы относительно нулевого уровня дороги имеют высоту 0,1 м и расположены друг относительно друга на расстоянии $S_T = 1$ м. Автомобиль движется со скоростью $V_{\bar{A}\bar{A}\bar{O}} = 10$ м/с (36 км/час).

Нулевому моменту времени соответствует не деформированное состояние шины колеса, амортизатора и пружины упругой подвески. Затем на переднюю подвеску начинает действовать сила тяжести, которая

приводит к деформации шины колеса на $\Delta R_{Ш} = 2,48$ см (рис. 4, в), амортизатора и пружины упругой подвески $(L_{АМОРТ} - \Delta L_{АМОРТ}) = (Y_{КУЗ} - Y_{К})$ на 8,05 см (рис. 4, б). В результате высота точки крепления амортизатора к кузову автомобиля относительно нулевого уровня дороги $Y_{КУЗ}$ уменьшается на 10,53 см (рис. 4, а). Из рис. 4 также видно, что период собственных колебаний автомобиля на упругой подвеске примерно равен 0,67 с (1,49 Гц).

При движении автомобиля по неровной дороге средний уровень оси вращения колеса приподнимается за счёт повышения среднего уровня дороги на $Y_{Д} = 0,05$ м относительно её нулевого уровня (рис. 4, г) и уменьшения деформации шины на участках понижения дороги (рис. 4, в). Рабочая длина деформированного амортизатора уменьшается (рис. 4, б) из-за того, что в соответствии с паспортными данными амортизатора [11] коэффициент вязкого трения при его сжатии меньше, чем при его разжимании (отбое). Это приводит к

уменьшению высоты расположения точки крепления амортизатора к кузову автомобиля над нулевым уровнем дороги, несмотря на повышение её среднего уровня (рис. 4, а).

Из рис. 4 так же видно, что амплитуде колебаний дороги в 5 см (рис. 4, г) соответствует амплитуда колебаний оси колеса немногим больше 4 см (рис. 4, в), амплитуда изменения длины деформированного амортизатора $(Y_{КУЗ} - Y_{К})$ немногим больше 4 см (рис. 4, б) и амплитуда колебаний кузова автомобиля примерно в 0,5 см (рис. 4, а). Таким образом, амплитуда колебания кузова автомобиля примерно в 10 раз меньше амплитуды колебаний уровня дороги.

Поскольку аналитические выражения, описывающие логарифмические амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой системы, являются сложными для анализа, то частотные характеристики рассчитывались с использованием функциональных возможностей пакета Matlab.

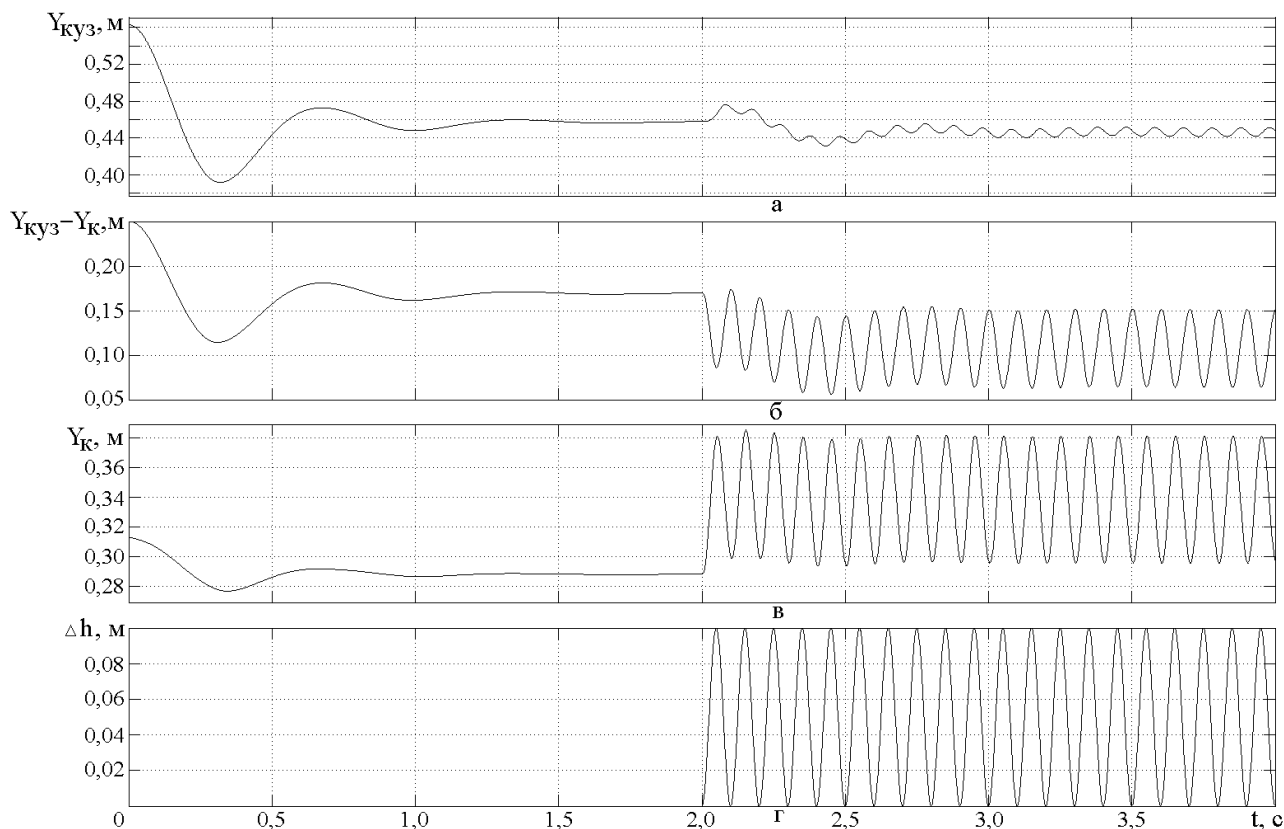


Рис. 4. Графики переходных процессов

На рис. 5 показаны логарифмические амплитудно-частотные характеристики, соответствующие структурной схеме математической модели, показанной на рис. 3. В качестве входного сигнала рассматривалось ускорение вибрации, создаваемое неровностью дороги $\Delta \ddot{h}$, а в качестве выходного сигнала рассматривалось положение точки крепления амортизатора к кузову автомобиля над нулевым уровнем дороги $Y_{КУЗ}$ (рис.5, а), деформация шины $\Delta R_{Ш}$ (рис.5, б), длина деформированного амортизатора ($L_{АМОРТ} - \Delta L_{АМОРТ}$) (рис. 5, в). Кроме того, для каждого выходного сигнала было рассмотрено три значения суммарной массы неподрессоренных частей передней подвески транспортного средства. Например, для автомобиля ГАЗ-24-01 суммарная масса неподрессоренных частей передней подвески, которая приходится на одно колесо, равна $(21+101/2) = 71,5$ кг, и ей соответствует график 1. Массе неподрессоренных частей

передней подвески в два раза меньшей ($71,5/2 = 35,75$ кг) соответствует график 2, массе неподрессоренных частей передней подвески в два раза большей ($71,5 \times 2 = 143$ кг) график 3.

Из рис. 5 видно, что резонансная частота автомобиля лежит в интервале 9–10 рад/с (1,43–1,59 Гц) и практически не зависит от массы неподрессоренных частей передней подвески. При частоте колебаний меньше 10 рад/с амплитуда колебаний деформации шины колеса (рис.5, б) и амортизатора (рис. 5, в) практически не зависит от массы неподрессоренных частей передней подвески. Что касается амплитуды колебаний кузова (рис. 5, а), то с увеличением массы неподрессоренных частей передней подвески она действительно увеличивается, но это увеличение невелико. Так, при четырехкратном увеличении массы неподрессоренных частей подвески амплитуда колебаний кузова увеличивается лишь на 1,57 дБ (в 1,20 раза).

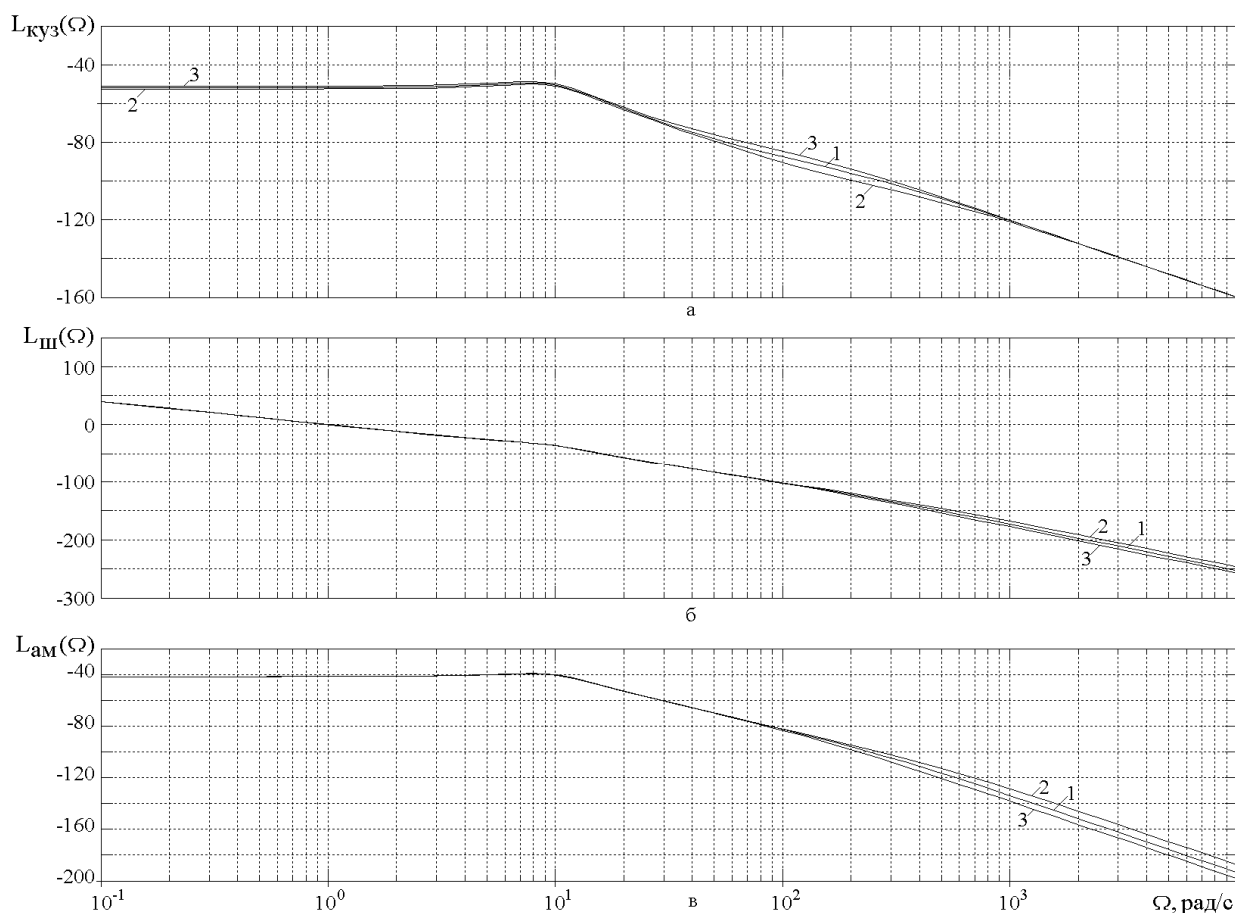


Рис. 5. Логарифмические амплитудно-частотные характеристики

При частоте колебаний больше 10 рад/с зависимость амплитуды колебаний деформации шины колеса и амортизатора от массы неподрессоренных частей проявляется сильнее, но амплитуда этих колебаний ослаблена в 100–1000 раз по сравнению с амплитудой колебаний в области частот, меньших 10 рад/с. Что касается амплитуды колебаний кузова, то влияние массы неподрессоренных частей передней подвески в наибольшей мере проявляется в диапазоне частот от 50 рад/с (8 Гц) до 500 рад/с (80 Гц). При четырехкратном увеличении массы неподрессоренных частей передней подвески амплитуда колебаний кузова увеличивается на 6,67 дБ (в 2,15 раза), но при этом амплитуда колебаний кузова ослаблена в 100 раз по сравнению с амплитудой колебаний в области частот, меньших 10 рад/с.

Выводы

Из рис. 5 видно, что резонансная частота исследуемого автомобиля лежит в интервале 9–10 рад/с (1,43÷1,59 Гц), что соответствует хорошей плавности хода, к которой стремятся конструкторы автомобилей. Это позволяет сделать вывод о соответствии параметров разработанной модели реальным параметрам упругой подвески автомобиля.

Кроме того, на основании ЛАЧХ, показанных на рис. 5, можно утверждать, что изменение массы неподрессоренных частей подвески в четыре раза не оказывает заметного влияния на плавность хода автомобиля при неизменных значениях её жесткости и демпфирующих свойств. Поэтому применение моторколёс, которые увеличивают массу неподрессоренных частей подвески на 10–20 кг, не приведёт к заметному изменению плавности хода автомобиля.

Список использованной литературы

1. Reimpell, J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles* / J. Reimpell. – Butterworth – Heinemann, 2001. – 444 p.
2. Войтенко, В. А. Система контроля тяги электротранспортного средства / В. А. Войтенко // *Электротехнические и компьютерные системы* – К. : Техніка. – 2012. – № 08 (84). – С. 7 – 11.
3. Вершинин, Д. В. Некоторые особенности построения системы управления мно-

годвигательного электротранспортного средства / Д. В. Вершинин, В. А. Войтенко, Е. А. Смотров // *Электромашинное оборудование та електрообладнання* – К. : Техніка. – 2010. – Вып. 75. – С. 12 – 21.

4. *Автомобильный справочник* фирмы Bosh / пер. с англ. Г.С. Дугин, Е.И. Комаров, Ю.Ф. Онуфрийчук; – [2-е изд.]. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулём»», 2004. – 992 с.

5. Литвинов, А. С. *Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»* / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

6. Раймпель, Й. *Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины колёса* / Й. Раймпель. [Под ред. О. Д. Златовратского] // пер. с нем. – М. : Машиностроение, 1986. – 320 с.

7. Cornel Stan. *Alternative Antriebe für Automobile. Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger. 2., erweiterte Auflage* / Cornel Stan -Berlin Heidelberg: Springer, 2008. – 352 p.

8. Konrad Reif. *Automobilelektronik. Eine Einführung für Ingenieure. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage* / Konrad Reif – Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007. – 688 p.

9. Harald Naunheimer. *Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion* / Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Gisbert Lechnerv – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007. – 732 p.

10. Gerhard Babel. *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik* / Gerhard Babel – Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009. – 198 p.

11. [Электронный ресурс]: <http://www.eltop.ru/triton/offroad/AmoPlaza.html> – 28.04.2013.

Получено 10.04.2013

References

1. Reimpell, J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles* / J. Reimpell – Butterworth – Heinemann, 2001. – 444 p. [in English].
2. Voytenko, V. A. *Dynamic traction control for electro mobile* / V. A. Voytenko // *Electrical and computer systems*. – 2012. – № 08(84) – Kiev : Technique.– P. 7 – 11 [in Russian].

3. Vershinin, D. V. The features of construction of the control system of multimode electro mobile / D. V. Vershinin, V. A. Voytenko, E. A. Smotrov // *Electrical machine-building and Electrical equipment* . – 2010. – Kiev : Technique. – № 75. – P. 12 – 21 [in Russian].

4. The motor-car reference book of the firm Bosh / truded. from english. G. C. Dugyn, E. I. Komarov, Y. F. Onufryychuk; [2th publ.]. – Moscow : Joint-stock COMPANY «KZHY «Za rulyom»», 2004. – 992 p. [in Russian].

5. Litvinov, A. C. Car: Theory of operating properties: textbook for institutes of higher on speciality «Cars and motor-car economy» / A. C. Litvinov, Y. E. Farobin – Moscow : 1989. – 240 p. [in Russian].

6. Reimpell J. Automotive Chassis: Shock absorbers, tires of wheel / J. Reimpell [Under red. O. D. Zlatovratskogo] – Moscow : Mashynostroenye, 1986. – 320 p. [in Russian].

7. Cornel Stan. Alternative Antriebe für Automobile. Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger. 2., erweiterte Auflage / Cornel Stan/ – Berlin Heidelberg : Springer, 2008. – 352 p. [in Germany].

8. Konrad Reif. Automobilelektronik. Eine Einführung für Ingenieure. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage / Konrad Reif – Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007. – 688 p. [in Germany].

9. Harald Naunheimer. Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion / Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Gisbert Lechnerv – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007. – 732 p. [in Germany].

10. Gerhard Babel. Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik / Gerhard Babel – Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009. – 198 p. [in Gemany].

11. [Electronic resource]: <http://www.eltop.ru/triton/offroad/AmoPlaza.html> 28.04.2013 [in Russian].



Войтенко Владимир Андреевич,
канд.техн.наук, доцент
каф. ЕМС КУ Одесского
нац. политехн. ун-та
тел. 048-705-84-67