

## Разработка адаптивного алгоритма релейного управления двухуровневым демпфированием подвески многоосных колесных машин

**77-30569/347444**

# 12, декабрь 2011

Жилейкин М. М.

УДК. 62-522.2

МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[jileykin\\_m@mail.ru](mailto:jileykin_m@mail.ru)

### Введение

Одним из важнейших эксплуатационных показателей многоосных колесных машин (МКМ) является подвижность, т.е. способность двигаться по дорогам с заданными статистическими характеристиками неровностей с установленными скоростями и преодолевать единичные препятствия (эскарп, ров и др.). Системы поддрессоривания МКМ во многом сдерживают рост эксплуатационных скоростей движения, что объясняется, в первую очередь, тем, что широкий спектр режимов эксплуатации машин предъявляет весьма противоречивые требования к конструкции подвесок: повышение устойчивости, управляемости, плавности хода в транспортных режимах при кинематическом воздействии со стороны неровностей дороги; снижение динамических нагрузок на несущую систему в случае преодоления крупных единичных препятствий; динамическая стабилизация корпуса при силовых воздействиях на корпус МКМ (при разгоне-торможении, повороте, действии боковой импульсной нагрузки). Поскольку создание универсальной системы поддрессоривания, имеющей оптимальные параметры для всех режимов эксплуатации, невозможно, решение проблемы заключается в создании управляемой системы поддрессоривания, которая обеспечивает изменение сил, действующих на корпус машины, в достаточно широком частотном диапазоне, как функцию условий и режимов движения.

Как известно, требуемый уровень демпфирования многоопорной колебательной системы колесных и гусеничных машин зависит от характера внешнего возмущения. При силовом типе возмущения (разгон, торможение и др.) необходим максимальный уровень демпфирования во всем частотном диапазоне, при кинематическом же рациональный

уровень демпфирования зависит от амплитуд и длин неровностей, а также от частоты возмущения [1]. Первый тип возмущения легко прогнозируется по определенным последовательностям действий водителя с органами управления при соответствующих режимах движения машины. Второй связан с оценкой геометрических параметров профиля и достаточно точной оценкой скорости движения машины, что в настоящее время вызывает проблемы, связанные с практической реализацией. В связи с этим регулирование характеристики демпфирования в зависимости от режимов работы систем амортизации является одним из основных направлений дальнейшего их совершенствования. Весьма перспективно это направление для повышения качества систем первичного подрессоривания многоосных колесных машин с количеством осей более трех [2, 3].

В работе [2] показано, что для многоосных автомобилей, в силу узкополосного низкочастотного спектра колебаний подрессоренной массы желательной является характеристика демпфирования, обеспечивающая автоматическое получение в зоне резонанса значения коэффициента затухания около  $\psi=0,4\dots0,6$  по продольно-угловым и вертикальным колебаниям, независимо от массы объекта и изменения восстанавливающей силы. В то же время в зарезонансной зоне уровень демпфирования надо снижать [3], что приводит к существенному снижению вибронгруженности МКМ. Это приводит к необходимости создания подвески переменной структуры, в которой происходит автоматическое изменение уровня демпфирования в зависимости от вида воздействия на МКМ со стороны дорожных неровностей. Причем достаточно двух уровней: основного (высокого), обеспечивающего  $\psi=0,4\dots0,6$ , и низкого ( $\psi=0,1\dots0,3$ ), который включается только в случае высокочастотного воздействия со стороны дорожного профиля.

Целью данной работы является разработка закона релейного управления двухуровневым демпфированием системы подрессоривания МКМ, обеспечивающего снижение вибронгруженности экипажа и повышение параметров быстроходности машины.

## 1. Постановка задачи

Рассмотрим упрощенные уравнения движения корпуса многоосной колесной машины (рис. 1)

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega_x}{dt} = \frac{B}{2} \cdot \sum_{i=1}^N U_i - \frac{B}{2} \cdot \sum_{j=N+1}^{2N} U_j, \\ \frac{d\omega_y}{dt} = \sum_{i=1}^{2N} L_i \cdot U_i, \\ \frac{dV_z}{dt} = \sum_{i=1}^{2N} U_i, \\ \dot{\varphi} = \omega_x, \\ \dot{\psi} = \omega_y, \\ \dot{z} = V_z, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\omega_x$  – угловая скорость корпуса относительно оси  $x$ ;

$\omega_y$  – угловая скорость корпуса относительно оси  $y$ ;

$V_z$  – скорость корпуса относительно оси  $z$ ;

$\varphi$  – угол наклона корпуса относительно оси  $x$ ;

$\psi$  – угол наклона корпуса относительно оси  $y$ ;

$z$  – перемещение центра масс относительно оси  $z$ ;

$B$  – ширина колеи МКМ;

$L_i$  – координаты колес МКМ по оси  $x$  относительно центра масс;

$N$  – количество осей МКМ.

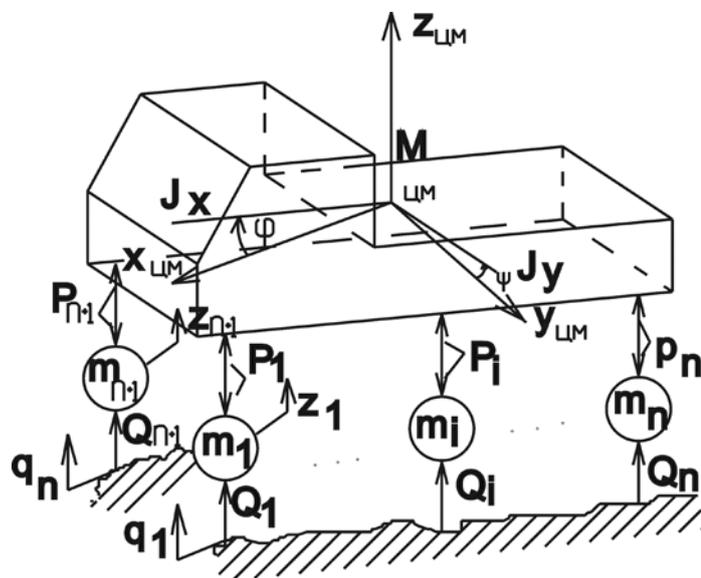


Рис. 1. Расчетная схема многоопорной колебательной системы МКМ

Введем новые обозначения. Пусть  $\varphi = x_1$ ;  $\psi = x_3$ ;  $z = x_5$ . Тогда система (1) примет

вид

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = \frac{B}{2} \cdot \sum_{i=1}^N U_i - \frac{B}{2} \cdot \sum_{j=N+1}^{2N} U_j, \\ \dot{x}_3 = x_4, \\ \dot{x}_4 = \sum_{i=1}^{2N} L_i \cdot U_i, \\ \dot{x}_5 = x_6, \\ \dot{x}_6 = \sum_{i=1}^{2N} U_i. \end{cases} \quad (2)$$

Правые части уравнений (2) движения объекта зависят от воздействий  $U_1, U_2, \dots, U_m$  линейно.

Исходная система уравнений состояния (2) представляет собой линейную систему, описываемую векторным дифференциальным уравнением

$$\frac{dX(t)}{dt} = A(t)X(t) + R(t)U(t), \quad (3)$$

где  $X(t)$  -  $n$ -мерный вектор состояния;

$A(t), R(t)$ - матричные функции времени соответственно порядков  $n \times n; n \times m$ ;

$U(t)$  -  $m$ -мерный вектор управления.

Пусть задана некоторая скалярная функция  $V(X)$ , которую можно рассматривать как меру отклонения движущегося объекта (3) от установившегося состояния. В нашем случае установившееся состояние определяется тривиальным решением:  $x_1 = x_2 = \dots = x_n = 0$ . В этом случае в качестве функции  $V(X)$  можно задать евклидову норму вектора  $\|X\|$  или квадрат ее значения [4]

$$V = \sum_{i=1}^{2N} x_i^2. \quad (4)$$

Роль системы управления сводится к тому, чтобы уменьшить расстояние между движущимся объектом (3) и установившимся значением  $X=0$ .

## 2. Синтез оптимальной релейной динамической системы управления двухуровневым демпфированием подвески многоосных колесных машин

Учение Ляпунова об устойчивости движения, позволяющее судить о свойствах возмущенных движений, указывает путь к рациональному конструированию регуляторов. Поэтому метод функций Ляпунова широко используется

непосредственно для синтеза так называемых стабилизирующих управлений, т.е. обеспечивающих устойчивость конструируемой динамической системы [5]. Идея общего подхода к отысканию стабилизирующего управления для объектов (3) с управляющим воздействием  $U(X)$  заключается в следующем.

Введем положительно определенную функцию Ляпунова (4), имеющую непрерывные частные производные в области ее определения  $\Omega_X$ , и вычислим ее полную производную по времени в силу уравнений (2)

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial V}{\partial x_i} \cdot f_i(X, U) = \left( \frac{\partial V}{\partial X} \right)^T F(X, U). \quad (5)$$

Потребуем такого выбора управления  $U(X)$ , при котором

$$V(X, U) \leq -Q(x), \forall X \in \Omega_X, t \geq 0, \quad (6)$$

где  $Q(X)$  – некоторая заданная положительно определенная функция. Выполнение неравенства (6) в соответствии с теоремами Ляпунова [5] обеспечивает устойчивость синтезируемой системы управления.

С учетом (5) перепишем неравенство (6) в виде

$$W(X, U, t) = \left( \frac{\partial V}{\partial X} \right)^T F(X, U) + Q(X), \forall X \in \Omega_X, t \geq t_0. \quad (7)$$

При фиксированной функции Ляпунова  $V(X)$  неравенство (7) в неявном виде задает ограничения на управление  $u(t) = u[X(t)]$ , при котором это управление стабилизирует объект (3). Если известно, что стабилизирующее управление существует, то можно эти ограничения выделить в явном виде, разрешая аналитически неравенство (7) относительно переменной  $U$ .

Применение указанного подхода определения стабилизирующего управления встречается на практике следующие затруднения:

- а) трудно установить условия разрешимости нелинейного неравенства (7);
- б) еще труднее найти его аналитические решения относительно управления  $u(t) = u[X(t)]$ ;
- в) неравенству (7), как правило, удовлетворяет не одна функция, а целый класс управлений.

С точки зрения устранения указанных трудностей представляет несомненный интерес метод оптимального демпфирования переходных процессов В.И. Зубова [6], так как в нем решение неравенства (7) заменяется решением уравнения относительно, как правило, единственной и оптимальной в определенном смысле функции управления. Этот метод получил достаточно широкое применение на практике [7].

Метод основан на своеобразном определении оптимальности движения синтезируемой системы, выражаемом через соответствующую функцию Ляпунова. Введем понятие оптимальности по В.И. Зубову.

Предположим, что управления  $U = (u_1, \dots, u_m)^T$  принадлежат некоторому множеству  $\mathcal{Q}[U]$  совокупности всех кусочно-непрерывных управлений с конечным числом точек разрыва. Каждому управлению  $U \in \mathcal{Q}[U]$  отвечает движение объекта

$$X = X(t, U, X_0, t_0), \quad (8)$$

проходящее через начальную точку  $X_0$  при  $t = t_0$ .

**Определение.** Управление  $U^0 = (u^0_1, u^0_2, \dots, u^0_m)^T$  называется оптимальным по отношению к демпфированию функции  $V$ , если эта функция убывает вдоль траектории  $X(t, U^0, X_0, t_0) = X(t)$ , соответствующей этому управлению, наибольшим образом.

Полная производная по  $t$  от функции  $V$  вдоль траектории движения системы (8) имеет вид

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial V}{\partial x_i} \cdot \varphi_i \equiv W(t, X, U). \quad (9)$$

Следовательно, оптимальным по отношению к демпфированию функции  $V(X)$  будет управление, которое доставляет функции  $W(t, X, U)$  наименьшее отрицательное значение среди всех управлений  $U \in \mathcal{Q}[U]$ :

$$U_{opt} = \arg\{\min_{U \in \mathcal{Q}} W[t, X(t), U]\}. \quad (10)$$

Заметим, что функция (4), определяющая геометрическое расстояние от состояния объекта (3) до точки равновесия  $X = 0$ , является простейшей функцией Ляпунова, позволяющей судить об устойчивости движения системы. Естественно, что при синтезе системы управления в качестве  $V(X)$  может быть выбрана любая подходящая функция Ляпунова [6]. При использовании метода В.И. Зубова, как правило, выбирают функцию Ляпунова, отвечающую объекту при отсутствии управлений ( $U = 0$ ). Это имеет ярко выраженный физический смысл: а) такой выбор гарантирует устойчивость синтезируемой системы управления; б) минимизация производной (9) по управлению определяет максимальную область устойчивости проектируемой системы при выбранной функции Ляпунова.

Подчеркнем, что понятие оптимальности системы по В.И. Зубову, связанное со свойствами движения системы в текущий момент времени, существенно отличается от понятия оптимальности, выраженного соответствующим интегральным функционалом,

представляющим, например, собой интегральные оценки качества переходных процессов на всем интервале их протекания. Отказ от интегрального критерия качества и переход к критерию с оценкой качества в каждый текущий момент времени существенно упрощает процедуру синтеза.

Вследствие устойчивости объекта (3) существует единственная положительно определенная квадратичная форма

$$V = \sum_{i,j=1}^n p_{ij} x_j x_i \equiv X^T P X, \quad (11)$$

удовлетворяющая уравнению Ляпунова

$$\sum_{i=1}^n \frac{\partial V}{\partial x_i} \cdot \left( \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j \right) = -Q(X), \quad (12)$$

где  $Q(X)$  – заданная положительно определенная функция.

Будем рассматривать квадратичную форму (11) в качестве критерия отклонения движущегося объекта (3) от положения равновесия  $X = 0$ . В этом случае функция (9) для объекта (3) принимает вид

$$W(X, U) = -Q(X) + \sum_{r=1}^m \sum_{i=1}^n r_{ir}(X) \frac{\partial V}{\partial x_i} U_r. \quad (13)$$

Минимизируя функцию (13) по управлениям с учетом ограничений  $|u_j(t)| \leq U_{jmax}$ ,  $j = 1, 2, \dots, m$ , получим

$$U_r^0(t) = -\text{sign} \left( \sum_{i=1}^n r_{ir}(X) \frac{\partial V}{\partial x_i} \right) = -\text{sign} \left( \sum_{j=1}^n k_{jr} x_j \right), \quad (14)$$

$$k_{jr} = \sum_{i=1}^n d_{ij} r_{ir}(X), r = 1, 2, \dots, m.$$

Применим вышеизложенный метод синтеза релейного закона управления к объекту (2). Тогда матрица  $R$  размерностью  $(2N \times 6)$  в модели (3) может быть записана в виде:

$$R = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \frac{B}{2} & \frac{B}{2} & \dots & \frac{B}{2} & -\frac{B}{2} & \dots & -\frac{B}{2} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ L_1 & L_2 & \dots & L_N & L_1 & \dots & L_N \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & \dots & 1 \end{bmatrix}.$$

Представим функцию Ляпунова в виде (4). Тогда выражения для вектора управляющих воздействий  $U$  согласно выражению (14) записываются следующим образом:

$$\begin{aligned}
 U_1 &= -\text{sign}\left(\frac{B}{2} \cdot x_2 + L_1 \cdot x_4 + x_6\right), \\
 U_2 &= -\text{sign}\left(\frac{B}{2} \cdot x_2 + L_2 \cdot x_4 + x_6\right), \\
 &\dots\dots\dots \\
 U_N &= -\text{sign}\left(\frac{B}{2} \cdot x_2 + L_N \cdot x_4 + x_6\right), \\
 U_{N+1} &= -\text{sign}\left(-\frac{B}{2} \cdot x_2 + L_{N+1} \cdot x_4 + x_6\right), \\
 &\dots\dots\dots \\
 U_{2N} &= -\text{sign}\left(-\frac{B}{2} \cdot x_2 + L_{2N} \cdot x_4 + x_6\right).
 \end{aligned} \tag{15}$$

Проведем обратную подстановку переменных. Тогда выражения (15) примут вид

$$\begin{aligned}
 U_1 &= -\text{sign}\left(\frac{B}{2} \cdot \dot{\psi} + L_1 \cdot \dot{\phi} + \dot{z}\right), \\
 U_2 &= -\text{sign}\left(\frac{B}{2} \cdot \dot{\psi} + L_2 \cdot \dot{\phi} + \dot{z}\right), \\
 &\dots\dots\dots \\
 U_N &= -\text{sign}\left(\frac{B}{2} \cdot \dot{\psi} + L_N \cdot \dot{\phi} + \dot{z}\right), \\
 U_{N+1} &= -\text{sign}\left(-\frac{B}{2} \cdot \dot{\psi} + L_{N+1} \cdot \dot{\phi} + \dot{z}\right), \\
 &\dots\dots\dots \\
 U_{2N} &= -\text{sign}\left(-\frac{B}{2} \cdot \dot{\psi} + L_{2N} \cdot \dot{\phi} + \dot{z}\right).
 \end{aligned} \tag{16}$$

### **3. Адаптивный динамический алгоритм управления двухуровневым демпфированием пневмогидравлической рессоры**

Предложенный закон релейного управления двухуровневым демпфированием (16), как было показано во введении, согласно рекомендациям работы [3], должен быть дополнен адаптивным алгоритмом управления, функцией которого будет принудительное назначение низкого уровня демпфирования в случае появления высокочастотного воздействия на корпус МКМ. Перейдем к построению такого алгоритма.

Как известно, способность человека переносить различные перегрузки связана с особенностью строения его организма и зависит от частоты возмущения [8]. Поэтому

будем полагать, что частотный диапазон воздействия вертикальных ускорений на водителя разбивается условно на две зоны: от 0 до 2 Гц и от 2 до 25 Гц.

На основании проведенного анализа наиболее распространенных измерителей и показателей плавности хода, выполненного в работе [9], считаем, что система поддрессоривания не ограничивает скорость движения колесной машины (водитель не уменьшает скорость движения), если максимальные вертикальные ускорения на месте водителя не превосходят  $3,5 g$ , а среднеквадратические вертикальные ускорения за фиксируемый промежуток времени не превышают  $0,5g$ , при частоте возмущения более 2 Гц.

Чтобы при расчете среднеквадратичных ускорений «тряски» (критерий по  $0,5 g$ ) не учитывать возмущения с частотами ниже 2 Гц, предлагается следующий способ.

В качестве входного сигнала в систему управления двухуровневым демпфированием пневмогидравлической рессоры (ПГР) подвески колесной машины будем использовать процесс скорости «прогиба» каждой ПГР, т.е. первую производную относительных перемещений поршня ПГР относительно цилиндра. Выбор именно скорости «прогиба» подвески обусловлен, во-первых, простотой замеров, во-вторых, высокой информативностью данного процесса, поскольку в нем «заложена» информация как о дорожном профиле, так и о колебаниях корпуса колесной машины, и, в третьих, скорость прогиба подвески напрямую связаны с частотным составом входного воздействия. Причем регулирование будет производиться для каждой ПГР отдельно, что повышает свойство приспособляемости подвески к условиям движения.

Далее проводится частотный анализ получаемой реализации в темпе реального времени. Если основная энергия процесса сосредоточена в полосе частот  $0 \dots 2$  Гц, то необходимо установить максимальный уровень демпфирования в ПГР. В случае появления значимых (значение среднеквадратического отклонения (СКО) выше порогового значения) составляющих в частотном диапазоне более 2 Гц необходимо установить минимальный уровень демпфирования.

Для определения частотного состава входного процесса сам процесс подается на вход фильтра высоких частот Баттерворта с частотой среза 2 Гц [10].

Выбор именно фильтра Баттерворта обусловлен следующими соображениями. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) фильтра Баттерворта является максимально гладкой на частотах полосы пропускания и снижается практически до нуля на частотах полосы подавления. Фильтр Баттерворта — единственный из фильтров, сохраняющий форму АЧХ для более высоких порядков (за исключением более крутого спада характеристики на полосе подавления), тогда как многие другие разновидности

фильтров (фильтр Бесселя, фильтр Чебышева, эллиптический фильтр) имеют различные формы АЧХ при различных порядках. Характеристики применяемого фильтра Баттерворта приведены в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики фильтра Баттерворта

Полоса пропускания	Высокие частоты
Частота среза	2 Гц
Порядок фильтра	6

Блок-схема алгоритма представлена на рис. 2.

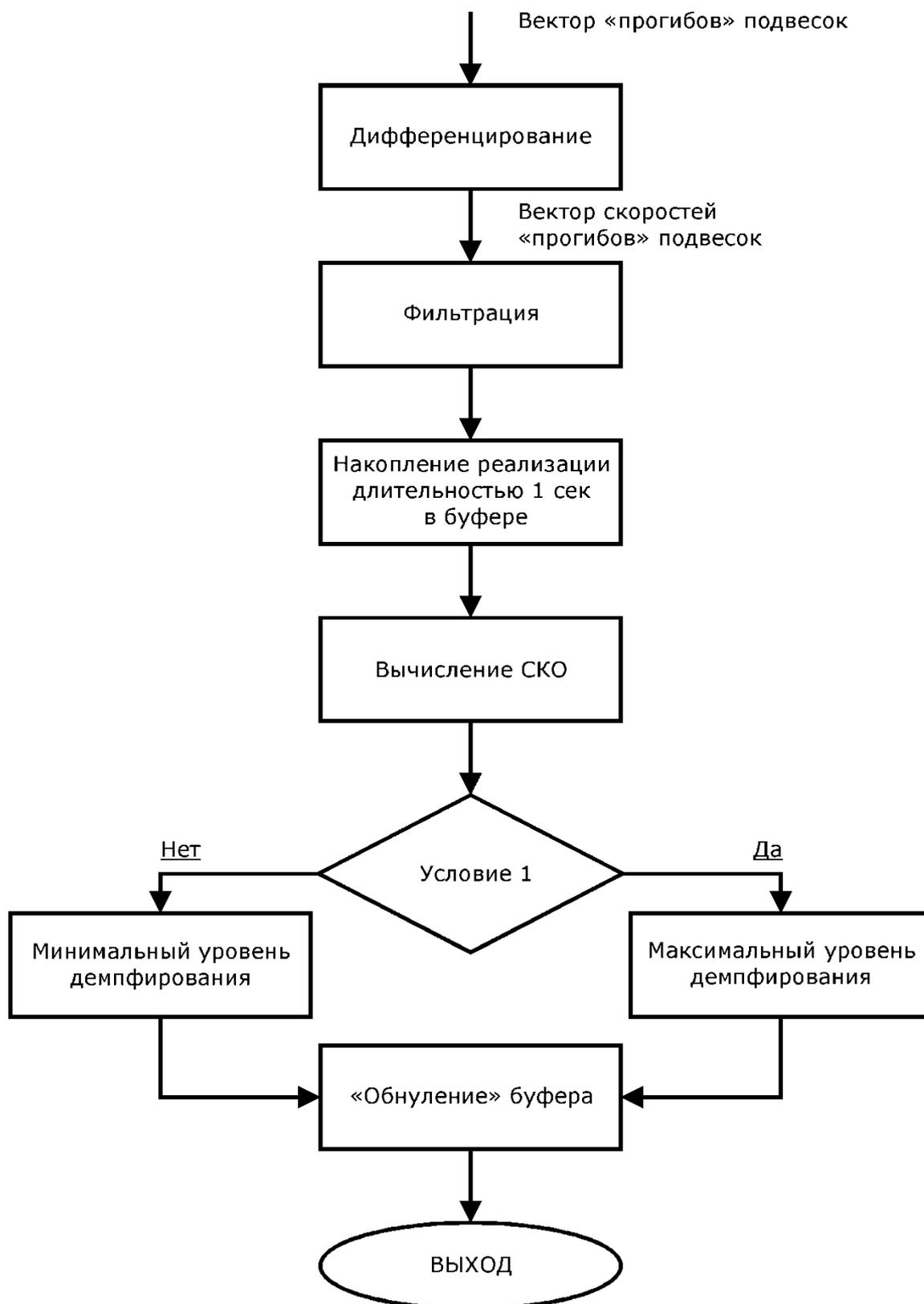


Рис. 2. Блок-схема адаптивного статического алгоритма управления двухуровневым демпфированием гидропневматической рессоры - условие 1: СКО < порогового значения

Примем, что время реакции системы управления на изменение частотного состава возмущения не должно превышать 1 сек. Далее необходимо выбрать длину реализации процесса, обеспечивающую заданную точность при оценке параметров, необходимых для вычисления управляющих воздействий. Выбор минимально допустимых длин реализаций, необходимых для получения статистических оценок с заданной степенью точности, должны выбираться таким образом, чтобы нормированная среднеквадратическая ошибка дисперсии процесса  $\varepsilon$  не превышала 10 % [11]. В этом случае количество дискретных отсчетов, которое необходимо получить за указанный промежуток времени в 1 секунду определим по формуле

$$V_{\varepsilon} = 1/(T \varepsilon^2),$$

где  $V_{\varepsilon}$  – частота оцифровки сигнала;  $T$  – длина реализации.

Для принятых значений параметров  $V_{\varepsilon}=100$  Гц. Далее для полученной выборки проводится вычисление оценки среднеквадратических отклонений (СКО).

Полученное СКО сравнивается с пороговым значением. Если значение СКО превышает данный уровень, то высокочастотная составляющая считается значимой, и система управления устанавливает минимальный уровень демпфирования. В противном случае – максимальный уровень.

Предложенный алгоритм достаточно эффективно классифицирует входное воздействие на корпус колесной машины по критерию наличия или отсутствия значимых высокочастотных составляющих и производит переключения демпфирующего устройства с низкого уровня на высокий и обратно. Однако переход с высокого уровня демпфирования на низкий без учета скорости продольно-угловых колебаний приводит к тому, что при движении по трассам (например, лесная дорога и профилированный булыжник) такой переход приводит к «раскачиванию» подрессоренной массы в продольно-угловом направлении, что повышает уровень виброускорений и снижает эффективность работы алгоритма.

Для того чтобы исключить влияние этого недостатка на работу системы управления, был разработан комплексный алгоритм, совмещающий в себе достоинства обоих вышеперечисленных способов управления. Блок-схема комплексного алгоритма приведена на рис. 3.

#### **4. Результаты моделирования**

Разработанный алгоритм управления был апробирован путем моделировании движения МКМ с колесной формулой 8×8 полной массой 60 т при прямолинейном равномерном движении по грунтовой дороге. С целью исследования вибронагруженности МКМ при прямолинейном равномерном движении колесного шасси по дорожной

поверхности была использована математическая модель, разработанная на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана [12]. Особенностью математической модели движения МКМ по неровностям является то, что скорость машины задается не принудительно, а формируется силами взаимодействия вращающихся колесных движителей с опорным основанием. Это позволяет получить высокую точность при моделировании реальных процессов движения МКМ по неровностям.

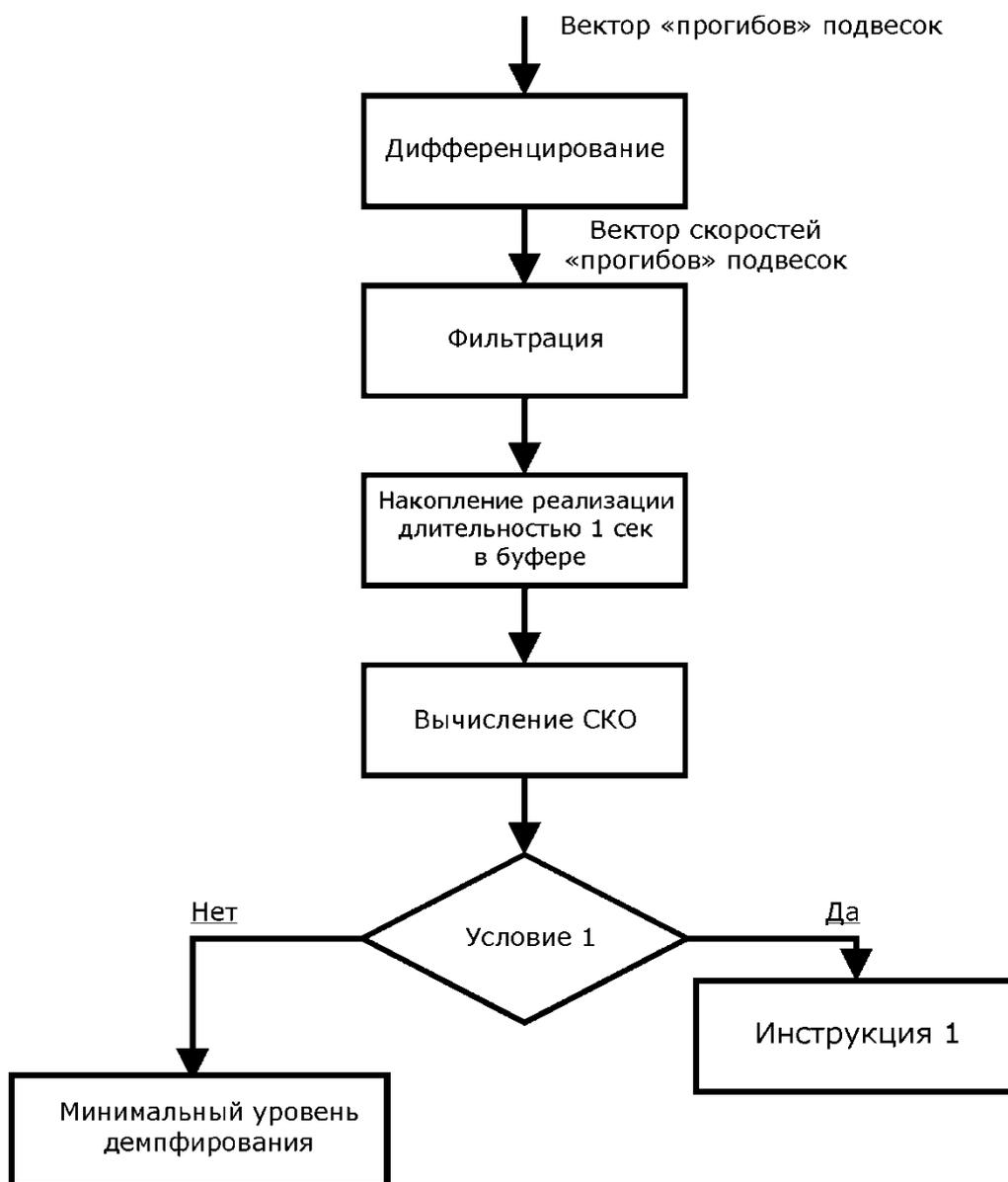


Рис. 3. Блок-схема адаптивного динамического алгоритма управления двухуровневым демпфированием гидропневматической рессоры:

условие 1 -  $СКО < \text{порогового значения}$

инструкция 1 - вычисление вектора управляющих воздействий по формулам (16)

Эффективность работы управляемой подвески по изложенному выше алгоритму проверялась в сравнении с неуправляемой подвеской, упругая и демпфирующая характеристики которой были рассчитаны по известным методикам [13]. При этом демпфирующая характеристика была рассчитана с таким расчетом, чтобы обеспечить значение коэффициента затухания  $\psi=0,5$ . В управляемой системе поддрессоривания используются двухуровневые амортизаторы (управление демпфированием по принципу включен - выключен), то характеристики прямого хода амортизаторов имеют два уровня: высокий и низкий.

Характеристики демпферов выбираются из следующих соображений. Коэффициент сопротивления амортизатора на обратном ходе для обоих уровней демпфирования должен быть одинаковым, чтобы эффективно гасить колебания корпуса. Он ограничивается эффектом «зависания» колес. Из-за большего сопротивления амортизатора, колесо не успевает вернуться на уровень нулевого хода подвески до наезда на следующую неровность. В результате чего сокращается динамический ход подвески и вероятность «пробоя» возрастает. Кроме того, отрыв колес от грунта приводит к потере управляемости колесной машины. Минимальный уровень демпфирования на «прямом» ходе выбирался таким образом, чтобы значение коэффициента затухания  $\psi=0,2$ . Исходя из данных соображений, подобрана характеристика двухуровневого демпфирования (рис. 4). Упругая характеристика подвески (для управляемого и неуправляемого вариантов – одинакова) приведена на рис. 5.

На рис. 6 – 8 приведены уровни виброускорений на месте водителя по октавным полосам частот для случаев управляемой и неуправляемой подвески при движении по грунтовой дороге в диапазоне скоростей 10 ... 70 км/ч.

Анализ графиков (рис. 6 – 8) позволяет сделать следующие выводы:

- 1) разработанный адаптивный алгоритм управления двухуровнем демпфированием подвески позволяет эффективно подавлять виброускорения поддрессоренной массы во всем рабочем диапазоне частот (0...5 Гц);
- 2) в случае движения с управляемой подвеской по грунтовой дороге уровни виброускорений по октавам на месте водителя снижаются на 2 ... 40 дБ в зависимости от скорости движения;
- 3) адаптивный алгоритм выдавал команды на переключение уровня демпфирования (рис. 9), частота срабатывания исполнительных клапанов не превышает 2 Гц, что является приемлемым с точки зрения обеспечения долговечности исполнительных устройств системы управления;

Результаты моделирования (рис. 6 – 8) показывают, что при движении по грунтовой дороге с управляемой по предложенному алгоритму подвеской допустимые скорости движения могут быть повышены с 20 км/час до 70 км/час по критерию плавности хода (согласно нормам ГОСТ 12.1.012-2004).

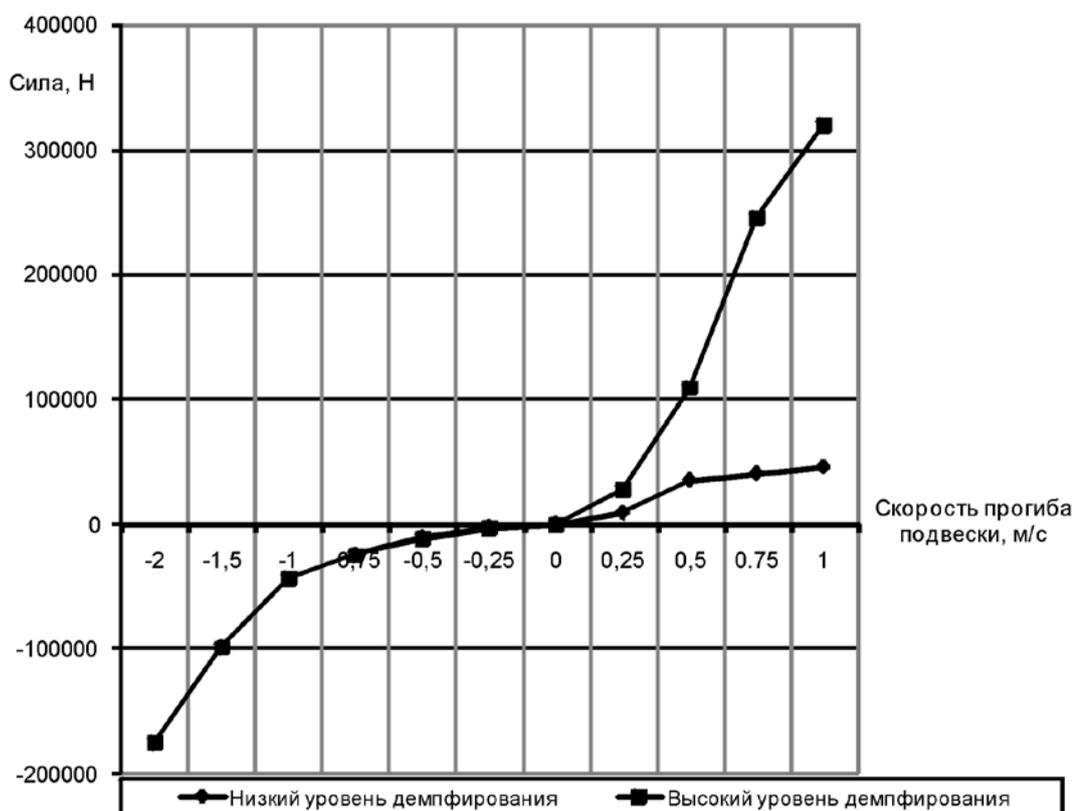


Рис. 4. Зависимость демпфирующей силы в подвеске МКМ от скорости прогиба

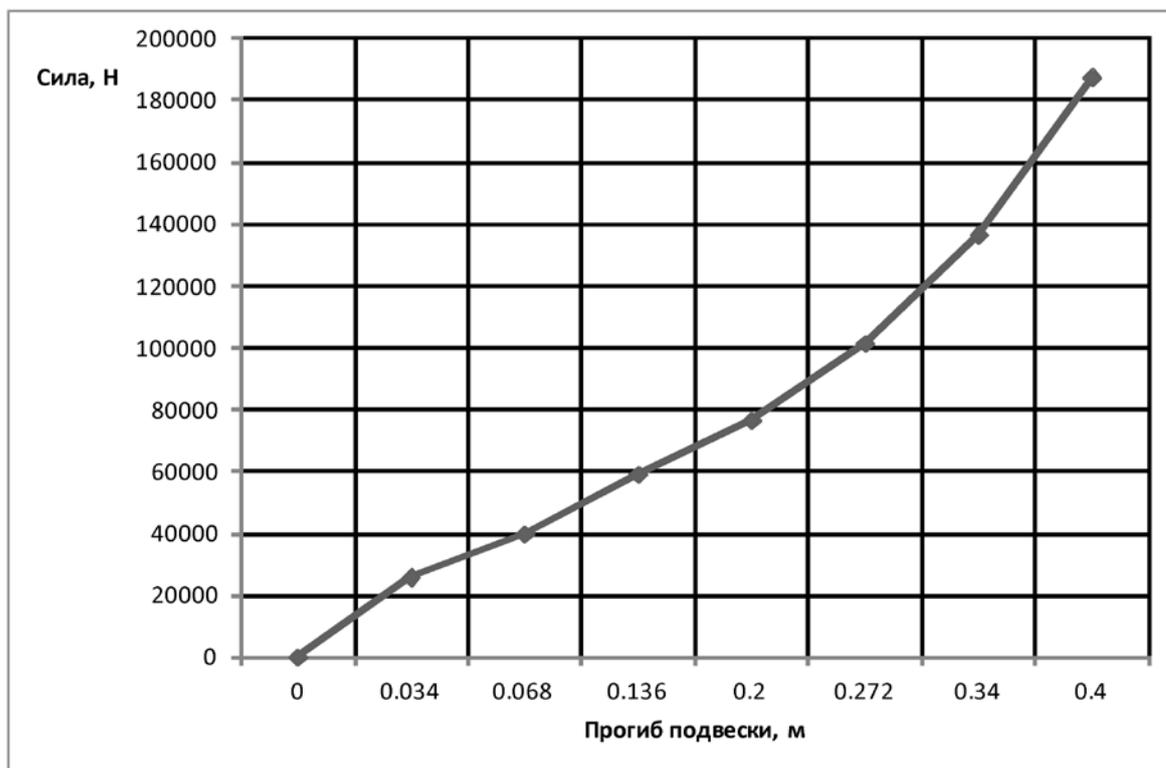


Рис. 5. Зависимость упругой силы подвески МКМ от прогиба

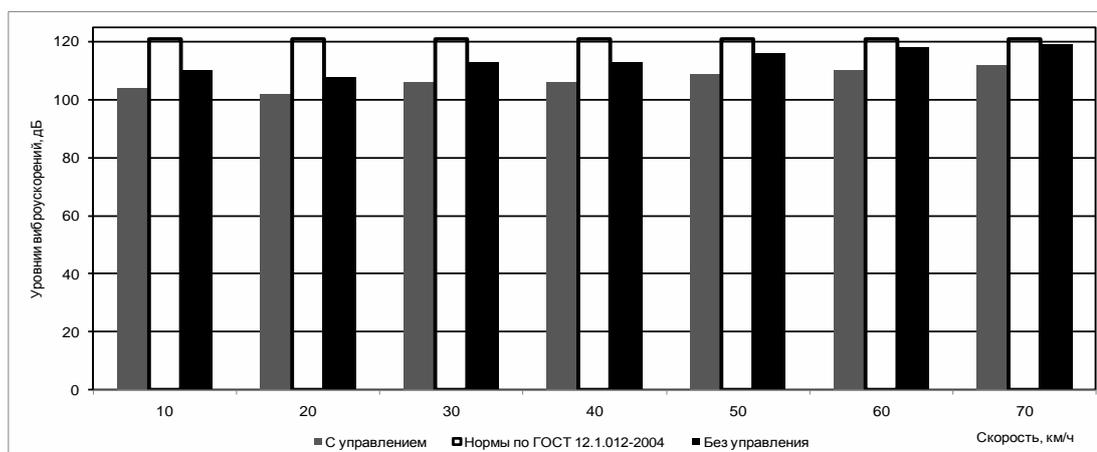


Рис. 6. Уровни виброускорений на месте водителя (I октава)

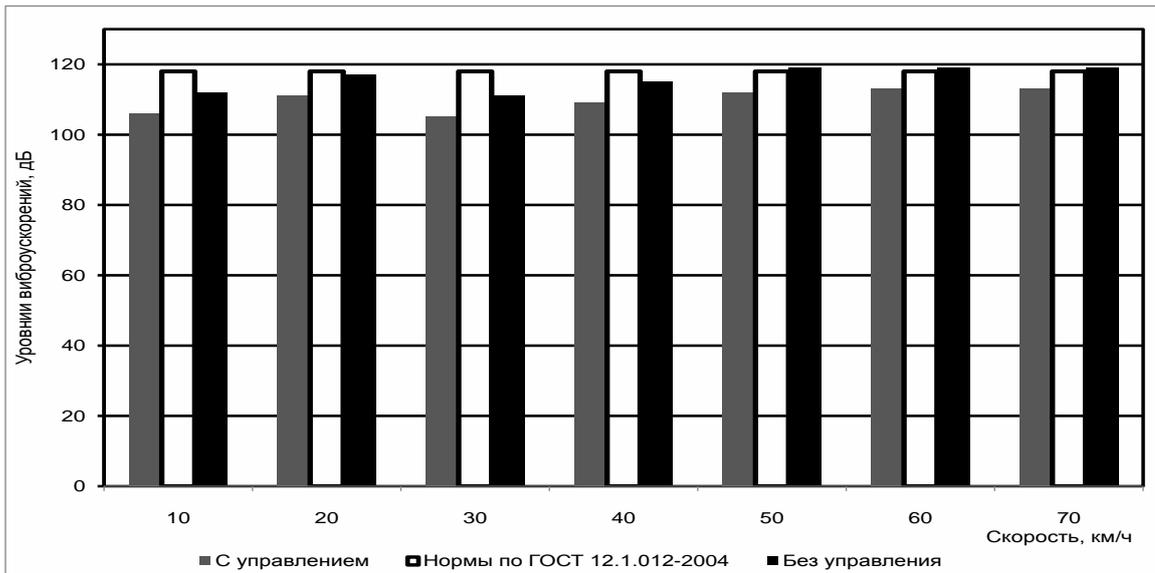


Рис. 7. Уровни виброускорений на месте водителя (II октава)

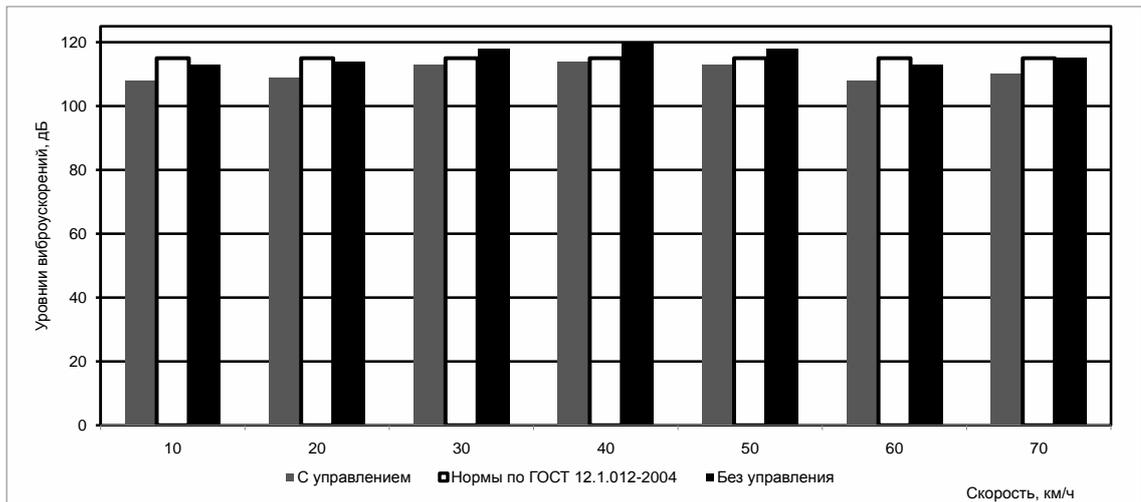


Рис. 8. Уровни виброускорений на месте водителя (III октава)

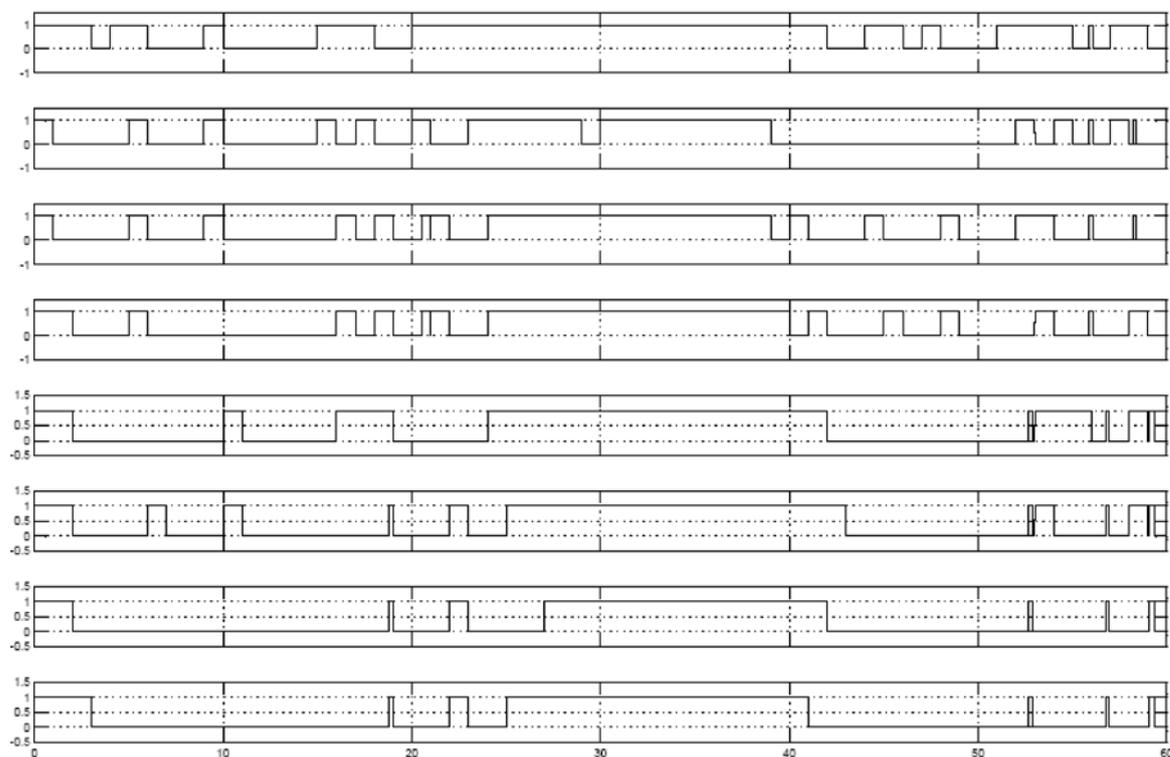


Рис. 9. Циклограмма работы регулятора для 1 – 8 колес: 0 – уровень минимального демпфирования; 1 – уровень максимального демпфирования

### Заключение

В работе решены следующие задачи:

- впервые сформулирована задача оптимального релейного управления двухуровневым демпфированием подвески МКМ с целью снижения вибронегативности экипажа;
- предложен математический закон релейного управления двухуровневым демпфированием подвески МКМ, обеспечивающий эффективное снижение вибраций на месте водителя;
- доказана эффективность предложенного закона управления с помощью методов имитационного моделирования движения МКМ по грунтовой дороге.

Предложенный закон может быть применен в системах управления подвеской МКМ, снабженной управляемыми пневмогидравлическими рессорами или гидравлическими амортизаторами.

### Список литературы

1. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддресоривания быстроходной гусеничной машины: Дисс. ... канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 - Автомобили и тракторы.- М., 2003.- 204 с.

2. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
3. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой / А.Д. Дербаремдикер, Р.А. Мусарский, И.О. Степанов, М.А. Юдкевич // Автомобильная промышленность. 1985. – № 1. – С. 13 – 15.
4. Оптимальное управление электротехническими объектами / В.И.Ловчаков, Б.В.Сухинин, В.В. Сурков – Тула, Изд-во ТулГУ, 2005. – 149 с.
5. Кунцевич В.М., Лычак М.М. Синтез систем автоматического управления с помощью функций Ляпунова. – М.: Наука, 1977. – 400 с.
6. Зубов В.И. Лекции по теории управления. – М.: Наука, 1975. – 496 с.
7. Понкратов В.В. Метод синтеза многосвязных автоматических систем с ограниченной нормой вектора управляющих воздействий и его применение в задачах электропривода. // Мехатроника. – 2000. – № 5. – С. 32-41.
8. ГОСТ 12.2.012-2005. Вибрационная безопасность. Общие требования.- М.: Стандартинформ, 2008. – 35 с.
9. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
10. Уидроу Б., Стириз С. Адаптивная обработка сигналов: Пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1989. – 440 с.
11. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: Пер. с англ. М.: Мир, 1989. – 540 с.
12. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т.3/Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.
13. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет. / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.

## **Development of adaptive algorithm of relay management by a two-level damping of a suspension bracket of multi-wheeled vehicles**

**77-30569/347444**

**# 12, December 2011**

**Jileikin M.M.**

Bauman Moscow State Technical University

[jileikin\\_m@mail.ru](mailto:jileikin_m@mail.ru)

Now in the Russian army and in the national economy of Russia a considerable quantity of cars with number of axes four and more is used. Operating experience of these cars showed that the problem of increase of mobility of these cars at the expense of decrease vibration crew and transported cargo was urgent. One of directions of improvement of the given property is management of damping in a suspension bracket by compulsory change of factor of damping. Developed algorithm of management of two-level damping of a suspension bracket multi-wheeled vehicles allows to decrease essentially the level of fluctuations of the case of the cars and to raise their speed on dirt roads. The algorithm is simple in implementation, provides fast reaction of suspension system on changing road conditions and doesn't demand high-speed executive powers of a suspension bracket that positively affects their durability. On the basis of the analysis of the results of modeling for various traffic conditions of the car with the wheel formula 8x8 the conclusion about the efficiency of the developed algorithm was made.

---

**Publications with keywords:** [control algorithm](#), [Suspension bracket](#), [damping](#), [adaptive control](#), [multi-wheeled vehicles](#)

**Publications with words:** [control algorithm](#), [Suspension bracket](#), [damping](#), [adaptive control](#), [multi-wheeled vehicles](#)

---

### References

1. Suhorukov A.V. Upravlenie dempfiroyuschimi elementami v sisteme podressorivaniya bistrohodnoi gusenichnoi mashiny: Diss. ... kand. tehn. nauk. Special'nost' 05.05.03 - Avtomobili i traktory.- M., 2003.- 204 s.
2. Derbaremdiker A.D. Amortizatory transportnyh mashin. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 200 s.
3. Samonastraiwayuschiisya amortizator s programmirovannoi dempfiroyuschei harakteristikoi / A.D. Derbaremdiker, R.A. Musarskii, I.O. Stepanov, M.A. Yudkevich // Avtomobil'naya promyshlennost'. 1985. – № 1. – S. 13 – 15.

4. Optimal'noe upravlenie elektrotehnicheskimi ob'ektami / V.I.Lovchakov, B.V.Suhinin, V.V. Surkov – Tula, Izd-vo TulGU, 2005. – 149 s.
5. Kuncovich V.M., Lychak M.M. Sintez sistem avtomaticheskogo upravleniya s pomosh'uyufunkcii Lyapunova. –M.: Nauka, 1977. – 400 s.
6. Zubov V.I. Lekcii po teoriiupravleniya. – M.: Nauka, 1975. – 496 s.
7. Ponkratov V.V. Metod sinteza mnogosvyaznyh avtomaticheskikh sistem s ogranichennoinormoivektoraupravlyayuschih vozdeistvii iegoprimenenievzadachah elektroprivoda. // Mehatronika. – 2000. – № 5. – S.32-41.
8. GOST 12.2.012-2005. Vibracionnaya bezopasnost'. Obschie trebovaniya.- M.: Standartinform, 2008. – 35 s.
9. Savochkin V.A., Dmitriev A.A. Statisticheskaya dinamika tansportnyh i tyagovyh gusenichnyh mashin – M.: Mashinostroenie, 1993. – 320 s.
10. Uidrou B., Stiriz S. Adaptivnaya obrabotka signalov: Per. s angl. – M.: Radio i svyaz', 1989. – 440 s.
11. Bendat Dj., Pirsol A. Prikladnoi analiz sluchainykh dannykh: Per. s angl. M.: Mir, 1989. – 540 s.
12. Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin: Uchebnik dlya vuzov: V 3 t. T.3/B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, L.F. Jeglov i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2008. – 432 s.
13. Belousov B.N., Popov S.D. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoi gruzopod'emnosti. Konstrukciya. Teoriya. Raschet. / Pod obsch. red. B.N. Belousova. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2006. – 728 s.