

## Эффективность законов управления двухуровневым демпфированием быстроходных гусеничных машин

© Е.Б. Сарач<sup>1</sup>, А.Е. Горынин<sup>1</sup>, И.А. Смирнов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

<sup>2</sup>ВУНЦ СВ Общевойсковая академия ВС РФ, 119121, Российская Федерация

*Рассмотрены системы поддресоривания быстроходной гусеничной машины с «инерциальным» демпфером и динамическим алгоритмом управления. Доработана имитационная математическая модель гусеничной машины, разработанная в программном комплексе MATLAB в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Получены аналитические зависимости, использованные при расчетах, а также графики, отражающие характеристики системы поддресоривания в зависимости от выбора закона управления. Проведено сравнение законов управления на примере спроектированной торсионной подвески с демпфирующим элементом для гусеничной машины промежуточной весовой категории. Сделаны выводы, что в сопоставлении с динамическим алгоритмом управления алгоритм «инерциальный» демпфер дает некоторое преимущество при движении по низкочастотному профилю на высоких скоростях движения. Показана возможность использования на современных быстроходных гусеничных машинах управляемой системы поддресоривания «инерциальный» демпфер, благодаря которой существенно улучшается плавность хода, снижается утомляемость экипажа и вероятность поломки машины.*

**Ключевые слова:** быстроходные гусеничные машины, система поддресоривания, двухуровневое демпфирование, управляемый амортизатор, нелинейная демпфирующая характеристика

**Введение.** В современных транспортных средствах применяются системы управления, направленные на улучшение плавности движения. Согласно ГОСТ Р 59483–2021, плавность хода — эксплуатационное свойство транспортного средства, характеризующее его способность двигаться в заданном интервале скоростей по дорогам с неровной поверхностью без значительных вибрационных и ударных воздействий на водителя, пассажиров и груз.

Плавность движения оказывает влияние на ряд эксплуатационных свойств транспортного средства: среднюю скорость движения, расход топлива, безопасность движения, надежность.

Основная задача любой ходовой части — изоляция от сил, передаваемых внешними воздействиями. Проблема контроля механических колебаний обычно решается с помощью размещения между источником колебаний и защищаемой конструкцией пассивных систем поддресоривания (СП), состоящих из упругих элементов, установленных параллельно с демпфирующими. Демпфирующий элемент подвески представлен гидравлическим амортизатором, в котором диссипация энергии достигается путем движения вязкой жидкости

через отверстия. В зависимости от ее физических свойств или геометрии отверстий можно получить разнообразные демпфирующие характеристики. Однако пассивные СП имеют свои ограничения в силу компромисса при выборе характеристик жесткости пружины и демпфирования для достижения приемлемого поведения в пределах всего диапазона рабочих частот. Как известно из теории колебаний, система пружина — масса — демпфер с одной степенью свободы, обладающая высоким демпфированием, хорошо работает вблизи резонансной частоты и плохо — в зарезонансном режиме, где система с низким демпфированием будет эффективнее. Противоречивые требования, предъявляемые к виброзащите в данных режимах движения БГМ, можно исполнить с помощью управляемых СП, где упругие и демпфирующие характеристики контролируются по определенным законам управления.

Цель работы — с использованием имитационного математического моделирования сравнить алгоритмы управления двухуровневым демпфированием и выяснить преимущества применения данных законов на быстроходных гусеничных машинах (БГМ) в сопоставлении с пассивной системой поддрессоривания.

**Алгоритм управления «инерциальный» демпфер.** В отличие от традиционной схемы, в схеме «инерциальный» демпфер усилия амортизатора зависят от скорости колебаний поддрессоренной массы, а не от скорости относительного перемещения колеса [1]. Алгоритм с двухуровневым демпфированием представлен на рис. 1.

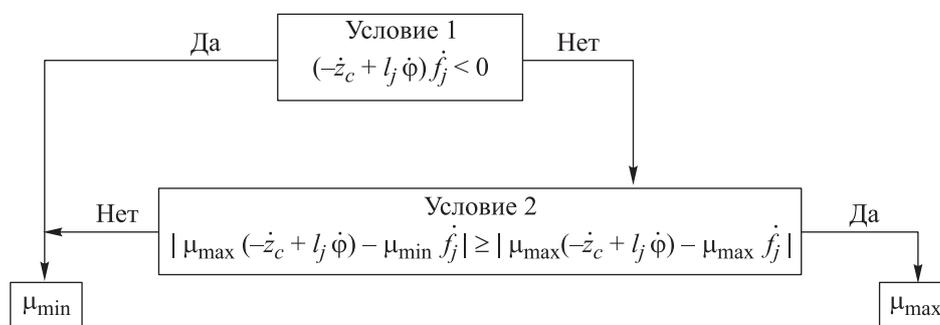


Рис. 1. Алгоритм управления «инерциальный» демпфер для двухрежимного амортизатора

Здесь условие 1 — сравнение двух виброзащитных схем по знаку:  $(-z_c + l_j \dot{\phi}) \dot{f}_j < 0$ ; условие 2 — численное сравнение усилий в двух виброзащитных схемах:

$$\left| \mu_{\max} (-z_c + l_j \dot{\phi}) - \mu_{\min} \dot{f}_j \right| \geq \left| \mu_{\max} (-z_c + l_j \dot{\phi}) - \mu_{\max} \dot{f}_j \right|,$$

где  $\dot{z}_c$  — скорость подрессоренной массы;  $l_j$  — расстояние от центра тяжести до  $j$ -й подвески;  $\dot{\phi}$  — скорость продольно-угловых колебаний корпуса машины;  $\dot{f}_j$  — скорость хода  $j$ -й подвески;  $\mu_{\min}$  и  $\mu_{\max}$  — коэффициенты сопротивления амортизаторов, соответствующие высокому и низкому уровням демпфирования.

**Анализ алгоритма «инерциальный» демпфер.** Принцип подхода «инерциальный» демпфер (рис. 2) заключается в получении полуактивного управления подвеской, чтобы шасси было «связано» с небом с целью уменьшения вертикальных колебаний корпуса и неподрессоренных масс независимо друг от друга [2–7].

Желаемое поведение амортизатора можно выразить следующими уравнениями:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = -k(z - z_t) - c_{sky}\dot{z}; \\ m\ddot{z}_t = k(z - z_t) - k_t(z_t - z_r), \end{cases} \quad (1)$$

где  $M$  — подрессоренная масса;  $\ddot{z}$  — вертикальное ускорение подрессоренной массы;  $k$  — жесткость упругого элемента подвески;  $z$  — перемещение подрессоренной массы в вертикальном направлении;  $z_t$  — перемещение колеса в вертикальном направлении;  $c_{sky}$  — коэффициент демпфирования амортизатора, установленного между воображаемой точкой в небе и подрессоренной массой;  $\dot{z}$  — вертикальная скорость подрессоренной массы;  $m$  — неподрессоренная масса;  $\ddot{z}_t$  — вертикальное ускорение неподрессоренной массы;  $k_t$  — жесткость шины;  $z_r$  — координата дороги.

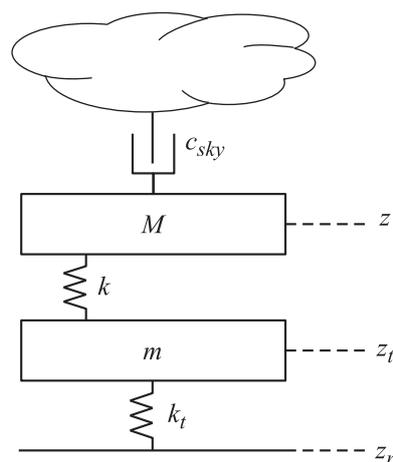


Рис. 2. Динамическая модель алгоритма «инерциальный» демпфер

В процессе демпфирования с помощью крюка амортизатор помещается между подрессоренной массой и воображаемой точкой в небе, что эквивалентно отрицательной обратной связи движения корпуса БГМ с соответствующим усилием так, что к неподдресоренной массе не прикладываются силы.

Основная проблема подхода «инерциальный» демпфер заключается в том, что в действительности он не реализуем, так как найти воображаемую точку в небе для крепления амортизатора не представляется возможным. В реальных конструкциях амортизатор устанавливается по классической схеме между подрессоренной и неподдресоренной массами, что приводит к ухудшению динамических характеристик последних, поскольку силовое воздействие, управляемое данным алгоритмом, должно быть приложено как к корпусу, так и к колесу, что снижает динамический отклик системы.

**Управление демпфированием.** После выбора управляемого амортизатора для реализации необходимо определить, как моделировать демпфер, чтобы он имитировал «инерциальный» закон управления. Сначала следует определить скорость подрессоренной массы относительно неподдресоренной (скорость хода). Предположим, что подрессоренная масса движется вверх с положительной скоростью. Сила, приложенная демпфером на крюке к неподдресоренной массе и направленная в противоположную сторону, выражается формулой

$$F_{sky} = -c_{sky}\dot{z}, \quad (2)$$

где  $F_{sky}$  — сила демпфирования на крюке.

Далее требуется определить, способен ли амортизатор обеспечить такую же силу. Если подрессоренная и неподдресоренная массы движутся в одном направлении, то на корпус будет действовать отрицательная сила:

$$F_{contr} = -c_{contr}(\dot{z} - \dot{z}_t), \quad (3)$$

где  $F_{contr}$  — сила, действующая на корпус со стороны амортизатора;  $c_{contr}$  — необходимый коэффициент демпфирования амортизатора в нужный момент времени.

Поскольку силы на крюке и реальном амортизаторе должны быть одинаковыми, можно, воспользовавшись формулами (2) и (3), найти коэффициент демпфирования амортизатора в нужный момент времени:

$$c_{contr} = \frac{c_{sky}\dot{z}}{(\dot{z} - \dot{z}_t)}. \quad (4)$$

В данном исследовании применен амортизатор не с многоуровневым, а с двухуровневым демпфированием, поэтому поиск идеальной

силы не проводился, а сравнивались низкий и высокий уровни демпфирования и выбирался тот, величина которого ближе к  $c_{contr}$ .

Теперь рассмотрим случай, когда корпус и каток движутся в разные стороны, а подрессоренная масса падает вниз. Тогда демпфирующая сила на крюке будет направлена вверх, однако реальный амортизатор будет создавать силу, направленную вниз (в направлении движения корпуса). Поскольку сила на двухуровневом амортизаторе не может быть направлена в ту же сторону, что и сила демпфирования на крюке, лучшим вариантом будет отключить амортизатор ( $F_{contr} = 0$ ), но в действительности это сделать не представляется возможным, и будет возникать небольшое демпфирующее усилие:

$$F_{contr \min} = -c_{\min} (\dot{z} - \dot{z}_t), \quad (5)$$

где  $c_{\min}$  — минимальный коэффициент демпфирования.

Таким образом, если  $(-\dot{z}_c + l_j \dot{\phi}) \dot{f}_j < 0$ , необходимо обеспечить минимальный уровень демпфирования. Аналогичный анализ можно провести в том случае, когда силы на «инерциальном» демпфере и реальном амортизаторе направлены в одну сторону (скорости корпуса и катка также будут направлены в одну сторону). При этом требуется демпфирующая сила, пропорциональная скорости подрессоренной массы  $\dot{z}$ . В случае двухуровневого демпфирования включается тот режим, который расположен ближе к идеальному случаю демпфирования в данный момент времени. Поэтому стратегия «инерциальный» демпфер основана на том, чтобы движение неподдресоренной массы как можно меньше влияло на подрессоренную.

**Динамический алгоритм управления.** В работе [8] проведен анализ одноопорной подвески с целью выбора параметров регулирования для рационального закона управления демпфированием в подвеске танка и рассмотрено регулирование по перемещению, а также по первой и второй его производной. Исследуя совмещенные характеристики (эффективный аппарат для анализа нелинейных систем) одномассовой модели, автором были сделаны выводы по выбору способа регулирования (определяющим показателем при регулировании является скорость продольно-угловых колебаний корпуса машины  $\dot{\phi}$ ).

При отклонении корпуса гусеничной машины на корму включается сопротивление прямого хода кормовой группы амортизаторов, а сопротивление носовой группы амортизаторов выключено. При отклонении корпуса танка в сторону носа включается сопротивление прямого хода носовой группы амортизаторов, а сопротивление прямого хода кормовой группы при этом выключается.

Для обеспечения работоспособности алгоритма во всем диапазоне частот внешнего возмущения и обеспечения требуемого ресурса

системы управления введена зона нечувствительности: при смене знака угловой скорости продольно-угловых колебаний корпуса машины сигнал на включение максимального сопротивления подается несколько позже (в момент, когда скорость становится больше определенного порогового значения), выключение же сил сопротивления амортизаторов на прямом ходу производится строго в момент смены знака угловой скорости.

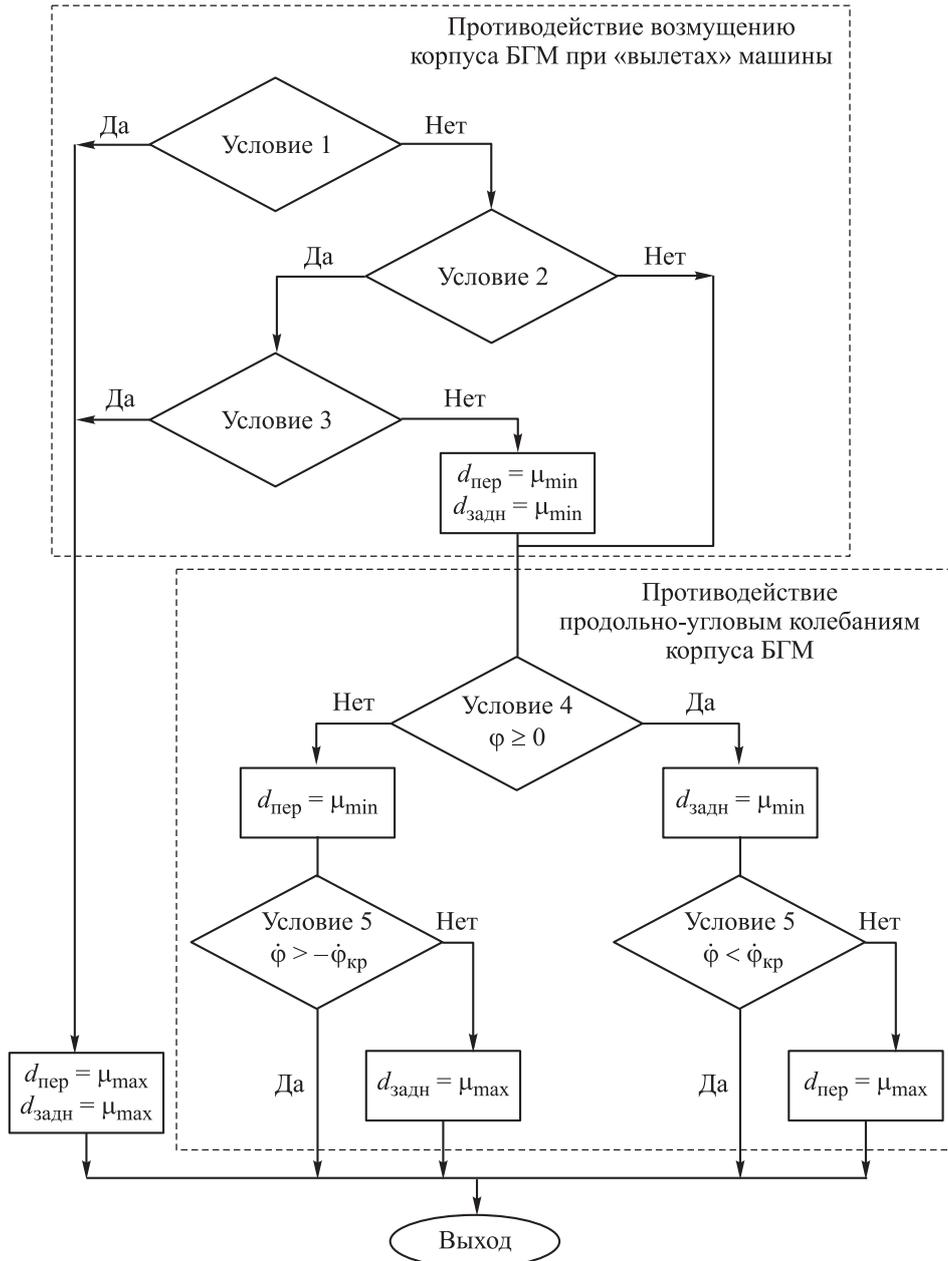


Рис. 3. Динамический алгоритм управления двухуровневым амортизатором

Данный алгоритм также дополнен эффективным противодействием колебаний корпуса от возможных «вылетов» машины. Явление «вылета» характерно для движения БГМ по местности с высокими скоростями (больше 35 км/ч) и характеризуется отрывом почти всех катков от грунта. При возникновении «вылета», сигнализатором которого являются «раскрытие» среднего опорного катка и вертикальное ускорение корпуса машины, направленное к опорной поверхности, алгоритм переводит систему поддрессирования в более энергоемкий режим, т. е. реализуется одновременное включение максимального сопротивления всех амортизаторов.

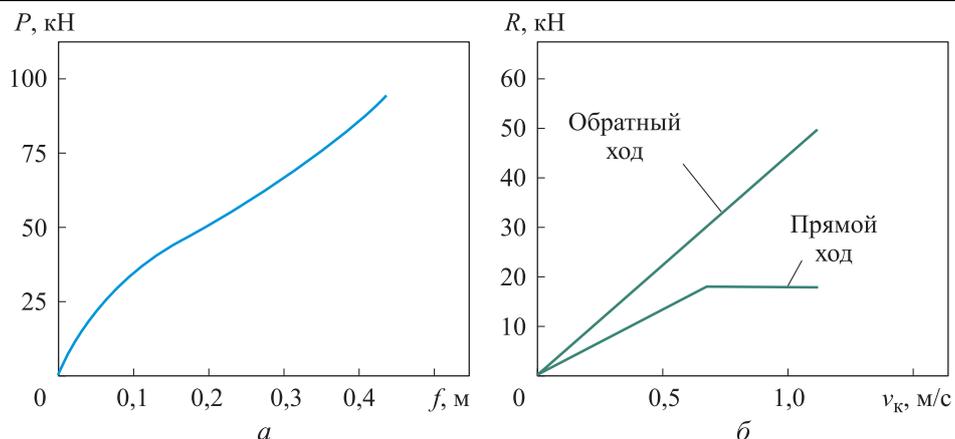
Полностью алгоритм представлен на рис. 3. Здесь условие 1 — проверка «раскрытия» среднего катка и знака вертикального ускорения корпуса гусеничной машины  $f_{кр} \leq [f_{кр}]_{кр}$  и  $\ddot{z}_c \leq 0$ ; условие 2 — проверка режима работы демпфера,  $d = \mu_{max}$ ; условие 3 — смена знака вертикального ускорения корпуса машины,  $\ddot{z}_c > 0$ ; условие 4 — проверка скорости продольно-угловых колебаний корпуса гусеничной машины (переключение амортизатора на режим минимального сопротивления) для передней группы амортизаторов  $l_j > 0 : \dot{\phi} \leq 0$ , для кормовой группы  $l_j < 0 : \dot{\phi} \geq 0$ ; условие 5 — проверка скорости продольно-угловых колебаний корпуса гусеничной машины (включение режима максимального сопротивления) для передней группы амортизаторов  $l_j > 0 : \dot{\phi} > \dot{\phi}_{кр}$ , для кормовой группы  $l_j < 0 : \dot{\phi} < -\dot{\phi}_{кр}$ .

**Основные характеристики быстроходной гусеничной машины с управляемой и неуправляемой системами поддрессирования.** Для сравнения законов управления двухуровневым демпфированием проведена оценка БГМ промежуточной весовой категории.

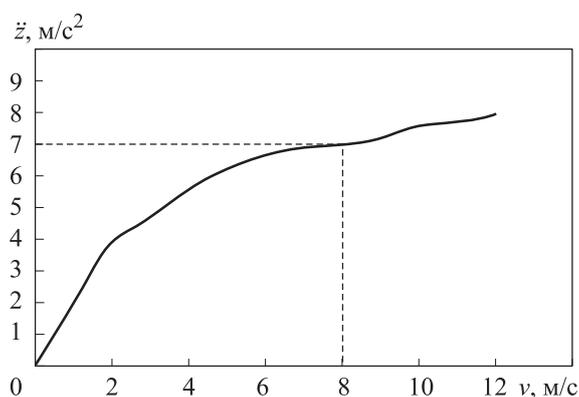
Исследуемая ГМ оснащена независимой подвеской. В качестве упругих элементов в системе поддрессирования используются торсионные валы. Гидравлические амортизаторы телескопического типа установлены на 1-м, 2-м и 6-м опорных катках по обоим бортам ГМ.

Упругая и демпфирующая характеристики неуправляемой подвески, скоростная характеристика подвески по ускорениям «тряски» и характеристика по ускорениям на месте механика-водителя 3,5g представлены на рис. 4–6.

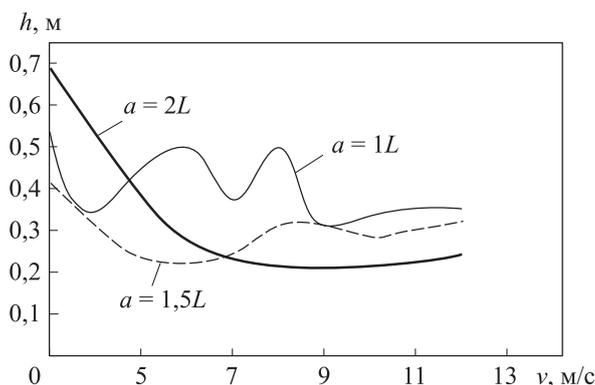
Следует отметить, что уже на скоростях выше 8 м/с вертикальные ускорения «тряски» превышают 0,7g, что приводит к утомляемости экипажа БГМ. Из рис. 6 видно, что для данной БГМ высота проходной периодической неровности  $h = 0,21$  м.



**Рис. 4.** Приведенная упругая (а) и линейная (б) демпфирующая характеристики неуправляемой подвески БГМ:  
 $P$  — сила на катке;  $f$  — ход катка;  $R$  — сила сопротивления амортизатора, приведенная к оси катка;  $v_k$  — скорость катка



**Рис. 5.** Скоростная характеристика неуправляемой подвески по ускорениям «тряски» (длина неровностей  $a = 0,9$  м, высота неровностей  $h = 0,05$  м):  
 $\dot{z}$  — вертикальное ускорение на месте механика-водителя;  $v$  — скорость машины



**Рис. 6.** Скоростная характеристика неуправляемой подвески по ускорениям на месте механика-водителя  $3,5g$  для разных длин неровностей при базе машины (длине опорной поверхности)  $L = 4,65$  м

**Выбор демпфирующей характеристики для управляемой СП БГМ.** Определение максимального и минимального уровней демпфирования для законов управления амортизатором представляет собой довольно нетривиальную задачу. Во-первых, отсутствует ограничение в выборе уровня полки демпфирующей силы, так как на ускорениях тряски всегда будет включен низкий уровень.

Можно провести сравнительный анализ характеристик разных амортизаторов, выпускавшихся ранее для БГМ, интуитивно подобрав нужный максимальный коэффициент сопротивления амортизаторов. Характеристики полки прямого хода для разных машин представлены в табл. 1 [9].

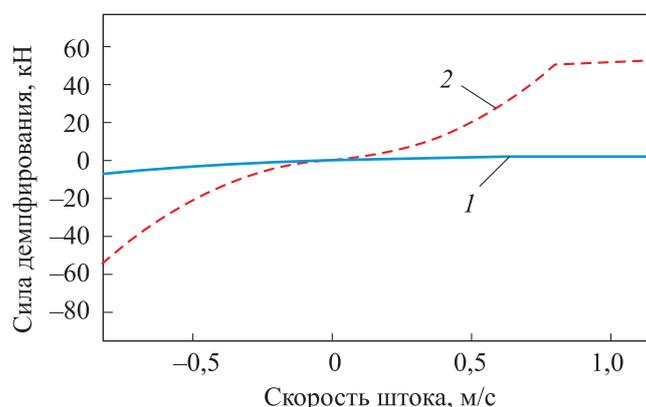
Таблица 1

**Характеристики систем подрессоривания известных БГМ**

Параметр	Т-72	М60А1	Леопард-1	ГМ-569
Число опорных катков на борт, шт.	6	6	7	6
Число амортизаторов на борт, шт.	3	3	5	3
Сопротивление на прямом ходу, кН	40	20	40	18

Таким образом, была выбрана двухуровневая демпфирующая характеристика (рис. 7), которая удовлетворяет следующим условиям:

- максимальный коэффициент демпфирования на прямом ходе и сама полка больше минимум в 2 раза, чем у неуправляемой подвески, спроектированной БГМ;
- максимальный коэффициент демпфирования на прямом ходе и сама полка больше, чем у амортизаторов серийно выпускавшихся образцов, обладающих схожей или большей массой;
- минимальный коэффициент демпфирования на прямом и обратном ходе минимум в 2 раза меньше, чем у подвески БГМ с неуправляемыми амортизаторами.



**Рис. 7.** Характеристика двухуровневого амортизатора при низком (1) и высоком (2) демпфировании

Коэффициенты демпфирования  $\mu$ , скорости поршня, приведенные к оси катка, на которых открывается разгрузочный клапан  $v_{\text{кл}}$ , максимальные силы сопротивления амортизатора на прямом ходу, приведенная к оси катка  $R_{\text{max}}$  представлены в табл. 2.

Таблица 2

Основные характеристики амортизаторов

Параметр	$\mu, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$	$v_{\text{кл}}, \text{м/с}$	$R_{\text{max}}, \text{кН}$
Прямой ход высокий уровень	80 000	0,8	51,2
Прямой ход низкий уровень	10 000	0,5	2,5
Обратный ход высокий уровень	80 000	0,8	–
Обратный ход низкий уровень	10 000	0,5	–

**Настройка работы и результаты моделирования алгоритма «инерциальный» демпфер.** В процессе исследования возникли проблемы с корректностью работы алгоритма управления «инерциальный» демпфер. В случае движения БГМ по высокочастотному профилю (проверка по ускорениям «тряски») происходило частое переключение амортизатора на высокий уровень демпфирования, что отрицательно повлияет на его ресурс, а также создаст в системе скачки вертикальных ускорений, превышающих  $0,7g$ . Данное явление представлено на рис. 8.

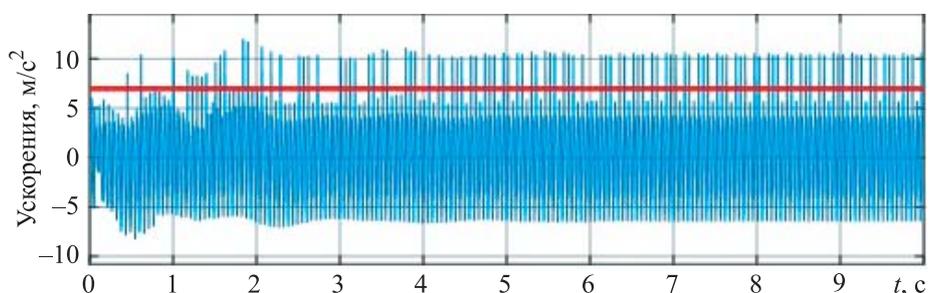


Рис. 8. График вертикальных ускорений на месте механика-водителя с частыми всплесками из-за переключения на высокий уровень демпфирования

Для решения данной проблемы существует несколько вариантов:

- введение зоны запаздывания, когда амортизатор переключается не сразу, а интегрирует флаг переключения до заданного значения и только потом включает высокий уровень демпфирования;
- введение зоны нечувствительности, которой алгоритм пренебрегает незначительными изменениями знака на первом условии во время движения по высокочастотному профилю;
- введение многоуровневого демпфирования.

Главный минус введения зоны запаздывания заключается в том, что при этом время переключения на высокий уровень демпфирования в условиях «тряски» может составлять до 0,2 с. Поскольку данная задержка будет работать и в резонансном режиме, даже за столь малый промежуток времени может произойти «пробой» подвески. Введение многоуровневого демпфирования усложняет данный алгоритм и может быть реализовано только на амортизаторах с магнито-реологической жидкостью, так как использование золотниковой дроссельной системы для реализации многоуровневого демпфирования в управляемом амортизаторе является достаточно сложным и дорогим техническим решением.

Простым и надежным решением будет внедрение в алгоритм управления «инерциальный» демпфер зоны нечувствительности. Для этого нужно заменить правую часть в условии 1 (см. рис. 1) на коэффициент нечувствительности  $k$ , который подбирается с использованием метаматематического моделирования таким образом, чтобы на всех возможных скоростях движения БГМ по высокочастотному профилю включался низкий уровень демпфирования.

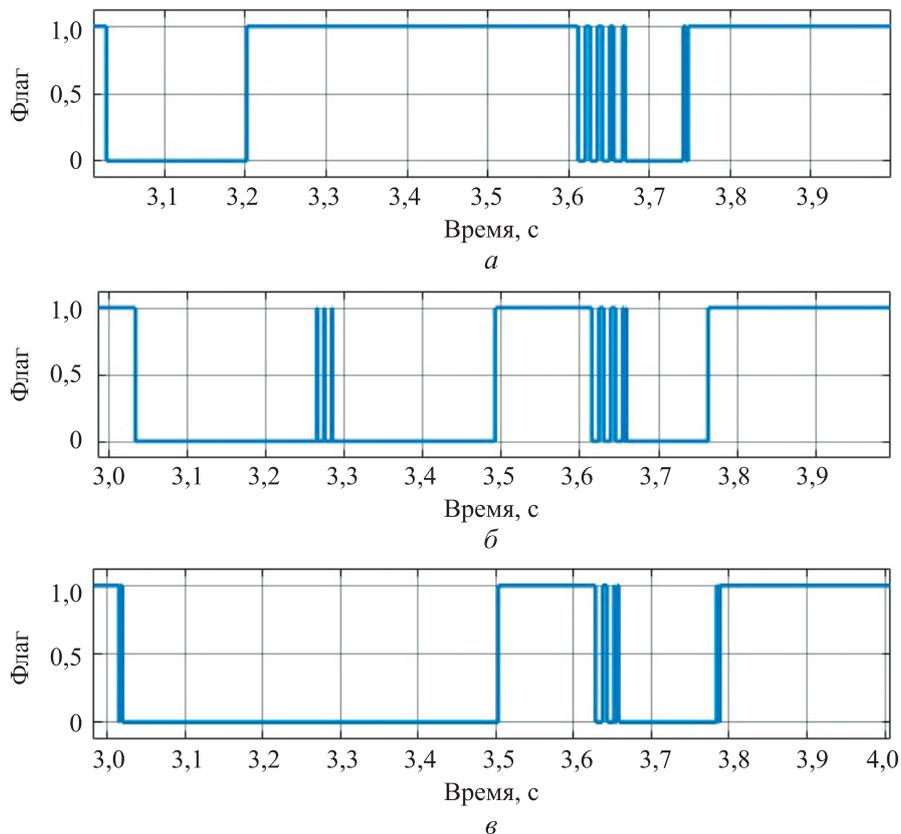


Рис. 9. График переключений уровней демпфирования в резонансном режиме при  $k = 0$  (а),  $k = 0,2$  (б),  $k = 0,4$  (в)

В процессе исследования не было установлено ухудшения значений вертикальных ускорений при движении БГМ в резонансном режиме при работе алгоритма с зоной нечувствительности. При этом стало меньше переключений между уровнями демпфирования (рис. 9).

В дальнейшем было решено использовать  $k = 0,4$ . Для сравнения работы алгоритма управления «инерциальный» демпфер в резонансном и зарезонансном режиме представлены графики на рис. 10 и 11.

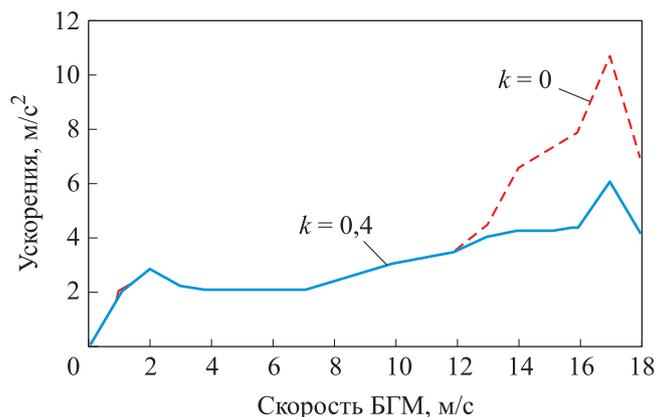


Рис. 10. Скоростная характеристика подвески по ускорениям «тряски» при  $k = 0$  и  $k = 0,4$

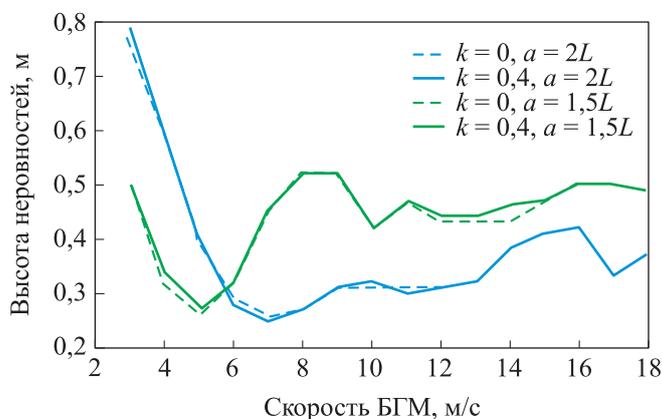
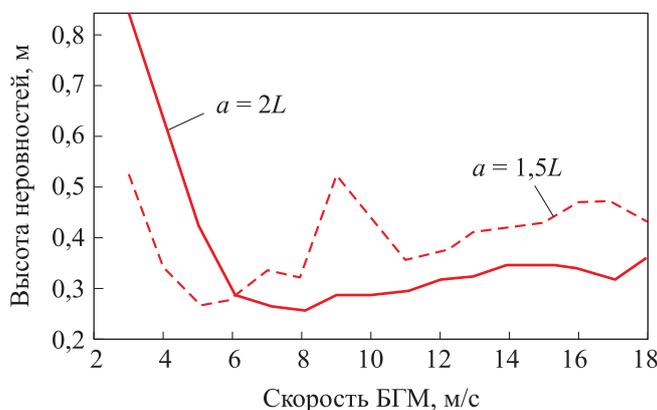


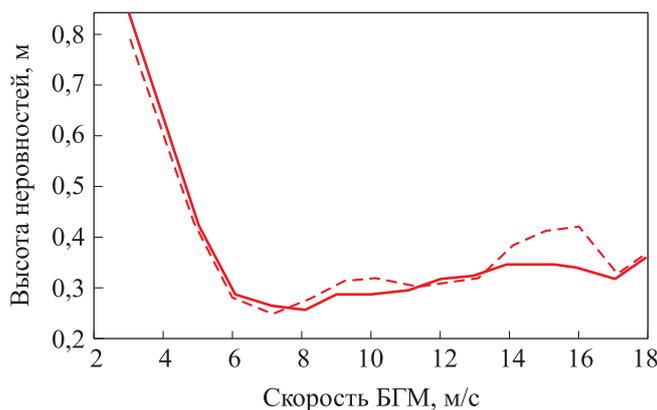
Рис. 11. Скоростная характеристика подвески по ускорениям на месте механика-водителя  $3,5g$  ( $L = 4,65$  м)

**Результаты моделирования работы динамического алгоритма и сравнение с алгоритмом «инерциальный» демпфер.** Поскольку амортизатор в случае движения по высокочастотным неровностям в обоих случаях не переключается на высокий уровень демпфирования, скоростные характеристики подвески по ускорениям «тряски» получились одинаковыми для двух алгоритмов управления (см. рис. 11, кривая для  $k = 0,4$ ).

В результате расчетов работы динамического алгоритма при движении по низкочастотным неровностям получились скоростные характеристики, представленные на рис. 12.

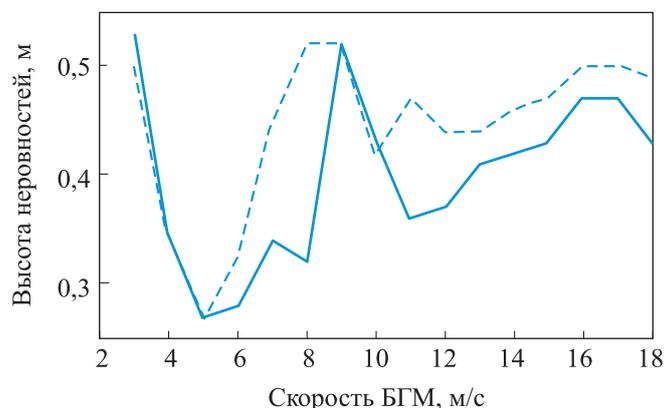


**Рис. 12.** Скоростная характеристика подвески по ускорениям на месте механика-водителя 3,5g ( $L = 4,65$  м) для динамического алгоритма



**Рис. 13.** Скоростная характеристика подвески по ускорениям на месте механика-водителя 3,5g для длины неровности, равной двум базам машины:  
 — инерционный демпфер,  $k = 0,4$ ,  $a = 2L$ ; — динамический алгоритм,  $a = 2L$

Для сравнения законов управления в случае движения БГМ в резонансном режиме наложим графики скоростных характеристик алгоритмов управления друг на друга (рис. 13 и 14). Так, при движении БГМ в резонансном режиме с длиной неровности  $2L$  сопоставление показало, что в промежутке скорости  $v$  от 13 до 17 м/с «инерциальный» демпфер эффективнее, чем динамический закон управления. В остальных случаях скоростные характеристики схожи. Когда БГМ движется в резонансном режиме по неровности длиной  $1,5L$ , алгоритм «инерциальный» демпфер также показывает лучшие результаты, но уже на двух участках: от 5 до 9 м/с и от 10 до 18 м/с. В остальных случаях алгоритмы показывают схожие результаты.



**Рис. 14.** Скоростная характеристика подвески по ускорениям на месте механика-водителя  $3,5g$  для длины неровности, равной  $1,5$  базы машины:  
 — инерционный демпфер,  $k = 0,4$ ,  $a = 2L$ ; — динамический алгоритм,  $a = 2L$

**Заключение.** В ходе выполнения данной работы проведено сравнение алгоритмов управления двухуровневым демпфированием СП с использованием имитационного математического моделирования.

В результате можно сделать следующие выводы:

- динамический алгоритм управления и «инерциальный» демпфер эффективно работают в случае движения гусеничной машины по высокочастотным неровностям, где наибольшее вертикальное ускорение  $\ddot{z} = 6 \text{ м/с}^2$  достигается на скорости  $v = 17 \text{ м/с}$ . В остальных случаях ускорение  $\ddot{z} < 4 \text{ м/с}^2$ , что в 2 раза меньше, чем у БГМ с неуправляемой СП;

- в случае движения БГМ по низкочастотным неровностям в резонансном режиме, закон управления «инерциальный» демпфер показывает более эффективные результаты, однако для двух законов управления величина проходимой периодической неровности одинакова:  $h = 0,26 \text{ м}$ , что на 24 % больше, чем у неуправляемой СП ( $h_{\text{пас}} = 0,21 \text{ м}$ );

- для правильной работы алгоритма управления «инерциальный» демпфер и уменьшения переключений амортизаторов необходимо подбирать зону нечувствительности  $k$ . Для БГМ, представленной в данном исследовании,  $k = 0,4$ ;

- по сравнению с динамическим алгоритмом алгоритм «инерциальный» демпфер дает некоторое преимущество при движении по низкочастотному профилю на высоких скоростях движения.

Исследование показало возможность использования на современных БГМ управляемой СП «инерциальный» демпфер, которая увеличивает высоту минимальной проходимой неровности и уменьшает ускорения тряски, что позволяет увеличить среднюю скорость движения и улучшить плавность хода.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сухоруков А.В. *Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины: Дис. ... канд. техн. наук.* Москва, 2003, 149 с.
- [2] Savaresi S.M., Poussot-Vassal C., Spelta C., Senname O., Dugard L. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles.* Elsevier, 2010, 232 p.
- [3] Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers C., Ghita G., Giuclea M., Casey T. *Semi-Active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness.* Springer, 2009, 302 p.
- [4] Yukun L., Chen S., Khajepour A. *Active and Semi-active Suspension Systems.* Springer, 2025, 65 p.
- [5] Mulla A., Unune D., Jalwadi S. Performance Analysis of Skyhook, Groundhook and Hybrid Control Strategies on Semiactive Suspension System. *Int. J. of Current Engineering and Technology*, 2014, vol. 4, no. 3, pp. 265–269.
- [6] Durieux O., Abramov S., Mannan S. Semi-active suspension system simulation using Simulink. *Int. J. of Engineering Systems Modelling and Simulation*, 2009, vol. 1, no. 2/3, pp. 101–114. DOI: 10.1504/IJESMS.2009.027573
- [7] Li W.H., Ujszaszi R.S., Liu B., Zhang, X.Z., Kosasih, P.B., Gong, X.L. Performance Analysis of Skyhook, Groundhook and Hybrid Control Strategies on Semiactive Suspension System. *Proceedings of the International Conference on Modelling and Simulation*, 2007, vol. 7, pp. 405–411. DOI: 10.1142/9789812772428\_0046
- [8] Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Стадухин А.А. *Теория поддрессирования высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023, 196 с.
- [9] Чобиток В.А. *Теория движения танков и БМП.* Москва, Воениздат, 1984, 264 с.

Статья поступила в редакцию 29.10.2025

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сарач Е.Б., Горынин А.Е., Смирнов И.А. Эффективность законов управления двухуровневым демпфированием быстроходных гусеничных машин. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2026, вып. 2. EDN CGKMHO

**Сарач Евгений Борисович** — д-р техн. наук, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
e-mail: sarach@bmstu.ru

**Горынин Артемий Евгеньевич** — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
e-mail: goryninart@yandex.ru

**Смирнов Игорь Артурович** — преподаватель ВУНЦ СВ Общевойсковая академия ВС РФ.

## Effectiveness of Control Laws for Two-Level Damping of High-Speed Tracked Vehicles

© E.B. Sarach<sup>1</sup>, A.E. Gorynin<sup>1</sup>, I.A. Smirnov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

<sup>2</sup>WUNC SV Combined Arms Academy of the RF Armed Forces,  
119121, Russian Federation

*The paper considers suspension systems of a high-speed tracked vehicle with an “inertial” damper and a dynamic control algorithm. The simulation mathematical model of the tracked vehicle, developed at the Bauman Moscow State Technical University in MATLAB, has been refined. Analytical relationships used in the calculations were obtained, as well as graphs reflecting the characteristics of the suspension system depending on the choice of control law. A comparison of control laws was carried out using the example of a designed torsion suspension with a damping element for a medium-weight tracked vehicle. It was concluded that, compared to the dynamic control algorithm, the “inertial” damper algorithm provides some advantage when moving over low-frequency profiles at high speeds. The possibility of using a controllable suspension system with an “inertial” damper on modern high-speed tracked vehicles is demonstrated, which significantly improves ride smoothness, reduces crew fatigue, and decreases the likelihood of vehicle breakdown.*

**Keywords:** high-speed tracked vehicle, suspension system, two-level damping, controllable damper, nonlinear damping characteristic

### REFERENCES

- [1] Sukhorukov A.V. *Upravlenie dempfirmuyuschimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny: Dis. ... kand. tekhn. nauk* [Control of damping elements in the suspension system of a high-speed tracked vehicle. PhD thesis in Engineering]. Moscow, 2003, 149 p.
- [2] Savaresi S.M., Poussot-Vassal C., Spelta C., Sename O., Dugard L. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Elsevier, 2010, 232 p.
- [3] Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers C., Ghita G., Giuclea M., Casey T. *Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness*. Berlin, Springer, 2009, 302 p.
- [4] Yukun L., Chen S., Khajepour A. *Active and semi-active suspension systems*. Berlin, Springer, 2025, 65 p.
- [5] Mulla A., Unune D., Jalwadi S. Performance analysis of skyhook, groundhook and hybrid control strategies on semiactive suspension system. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 2014, vol. 4, no. 3, pp. 265–269.
- [6] Durieux O., Abramov S., Mannan S. Semi-active suspension system simulation using Simulink. *International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation*, 2009, vol. 1, no. 2/3, pp. 101–114. <https://doi.org/10.1504/IJESMS.2009.027573>
- [7] Li W.H., Ujszaszi R.S., Liu B., Zhang X.Z., Kosasih P.B., Gong X.L. Performance analysis of skyhook, groundhook and hybrid control strategies on semiactive suspension system. *Proceedings of the International Conference on Modelling and Simulation*, 2007, vol. 7, pp. 405–411. [https://doi.org/10.1142/9789812772428\\_0046](https://doi.org/10.1142/9789812772428_0046)

- [8] Kotiev G.O., Sarach E.B., Stadukhin A.A. *Teoriya podressorivaniya vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Theory of suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. Moscow, Bauman Press., 2023, 196 p.
- [9] Chobitok V.A. *Teoriya dvizheniya tankov i BMP* [Motion theory of tanks and IFVs]. Moscow, Voenizdat Publ., 1984, 264 p.

**Sarach E.B.**, Dr. Sc. (Eng.), Professor of the Department of “Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots,” Bauman Moscow State Technical University.  
e-mail: sarach@bmstu.ru

**Gorynin A.E.**, Student, Department of “Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots,” Bauman Moscow State Technical University. e-mail: goryninart@yandex.ru

**Smirnov I.A.**, Lecturer, WUNC SV Combined Arms Academy of the RF Armed Forces.