

# УПРАВЛЕНИЕ АКТИВНОЙ ПОДВЕСКОЙ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОМПРОМИССА МЕЖДУ СТЕПЕНЬЮ ДЕМПФИРОВАНИЯ И УПРАВЛЯЕМОСТИ

М. Алхелу, Я. Вассуф, М.В. Коржуков, Е.С. Лобусов, В.В. Серебрянный

**Аннотация.** Эффективность работы подвески автомобиля обычно оценивается по ее способности обеспечивать максимальный комфорт передвижения для пассажиров и сохранение непрерывного контакта колес с дорожным полотном для обеспечения удержания автомобиля на дороге. Целью настоящей работы является разработка алгоритма активного управления подвеской для модели типа «полный автомобиль» (МПА) для улучшения ее характеристик с применением активного управления подавлением помех (АУПП). Характеристики комфорта при передвижении и управляемости на дороге для системы подвески в МПА исследуются в сравнении с характеристиками пассивной подвески. Предложен алгоритм оптимизации, позволяющий управлять компромиссом между комфортом и управляемостью с помощью одной переменной. Предлагаемый алгоритм основан на прогнозировании значений смещения кузова автомобиля и угла крена в зависимости от динамики активного регулятора подавления помех на заданном временном горизонте. Результаты показывают эффективность функционирования активной системы подвески с использованием предложенного алгоритма, которая выражается в улучшении характеристик комфорта передвижения и управляемости на дороге.

**Ключевые слова:** активное управление подавлением помех (АУПП), модель типа «полный автомобиль» (МПА), расширенный наблюдатель состояния (РНС), проблема комфорта, проблема управляемости на дороге, ПД-регулятор, следящий дифференциатор (СД).

## ВВЕДЕНИЕ

Подвеска представляет собой одну из немногих систем автомобиля, которая обладает существенными недостатками [1]. Множество конструкторов транспортных средств и исследователей прикладывают огромные усилия для совершенствования систем управления подвеской автомобиля. Наиболее серьезной проблемой для работы подвески является необходимость повышения комфорта передвижения для пассажиров без потери устойчивости и контакта колес с дорогой [2, 3].

Проблема повышения комфорта заключается в способности системы подвески максимально изолировать пассажиров от вертикальных ускорений, вызываемых взаимодействием колес автомобиля с дорогой. Проблема устойчивости на дороге заключается в поддержании максимального контакта колес с дорожным покрытием. Попадание колеса в ухаб или выбоину вызывает значительную силу реакции, что позволяет увеличить контакт с до-

рожным покрытием. Таким образом поддерживается приемлемый уровень управляемости в каждый момент движения автомобиля.

Проблема управляемости состоит в нахождении баланса между двумя характеристиками: комфортом пассажиров и устойчивостью на дороге. Когда пружины системы подвески слишком жесткие или слишком мягкие, подвеска работает неэффективно, поскольку не может оптимальным образом изолировать автомобиль от воздействия неровностей дорожного полотна. Мягкая подвеска обеспечивает хороший комфорт при передвижении, тогда как жесткая подвеска обеспечивает хорошую устойчивость на дороге. Для обеспечения хорошей управляемости жесткость подвески должна быть настроена между крайними значениями.

Существует неизбежный конфликт между комфортом пассажиров и отклонением подвески из-за того, что положение колеса примерно соответствует профилю дороги на низких частотах ( $< 5$  рад/с):

любое уменьшение хода кузова на этих частотах приведет к увеличению отклонения подвески [4]. В связи с этим актуальной является задача поиска компромисса между двумя указанными характеристиками.

Одним из наиболее распространенных способов управления этим компромиссом является обеспечение комфорта при передвижении в случае, когда относительное смещение между поддрессоренной и неподдрессоренной массой (ход подвески) выходит за пределы хода подвески. Регулятор в системе ограничивает ход подвески, чтобы гарантировать решение проблемы с управляемостью при предельных значениях [5].

Для разрешения конфликтов, возникающих между комфортом и управляемостью, был предложен набор механических решений. Одно из них приведено в статье [6]. Авторы упомянутой работы предложили критерии проектирования полуактивной системы подвески, которые могли бы значительно снизить или даже устранить конфликт между комфортом езды и управляемостью. Работа системы зависит от переключения между жесткой пружиной и режимом с высоким демпфированием (для обеспечения управляемости), а также мягкой пружиной и режимом с низким демпфированием (для обеспечения комфорта передвижения). Однако многие механические решения требуют непосредственного участия водителя в процессе управления, поскольку необходимо определить соответствующий режим работы с учетом рельефа дороги.

В работе [7] применяются генетические алгоритмы для оптимизации ряда показателей, характеризующих движение автомобиля, при наличии ограничений. Однако такая система должна иметь механизм переключения между режимами во время непосредственной работы.

В работе [8] рассматривается моделирование и управление системой активной подвески для модели типа «полный автомобиль». Был предложен линейный квадратичный регулятор (ЛКР, англ. *linear quadratic regulator*, LQR) для обеспечения комфорта пассажиров или управляемости автомобиля. Система управления была протестирована на неровностях различной высоты. Результаты тестов показали хорошую эффективность системы управления, однако в ней отсутствует механизм переключения между режимами работы.

В работах [9–11] модель прогнозирующего управления (МПУ, англ. *model predictive control*, MPC) применяется для обеспечения высокого качества работы ряда систем автомобиля, в том числе для повышения комфорта пассажиров и управ-

ляемости. Учитываются ограничения, поступающие на вход системы управления, и состояние системы, а также принимается во внимание информация, поступающая из системы предварительного просмотра. Однако для обеспечения работы всей системы требуется большой набор прогнозируемых данных и вычислений. Продолжительность выполнения процедуры оптимизации на основе МПУ может быть слишком большой для функционирования в режиме реального времени.

В работах [12–14] разработана надежная методика управления системой активной подвески. Для минимизации влияния рельефа дороги и препятствий на автомобиль и его пассажиров применяются  $H_\infty$ -регуляторы. Тем не менее, предложенная методика может быть расширена для того, чтобы сосредоточиться на проблеме управляемости. Конфликт между комфортом и управляемостью можно устранить с помощью введения положительной переменной, но это значительно увеличит размерность регулятора, а его настройка также потребует больших усилий.

В ряде предыдущих работ авторов (см., например, статьи [15–16]) для управления компромиссом между степенью управляемости и комфортом применяются методы, основанные на данных (в качестве основного – управление активным подавлением помех (АУПП)).

В настоящей статье основное внимание уделяется управлению конфликтом между комфортом и управляемостью с помощью АУПП. Для этого предлагается новый подход к оптимизации, основанный на минимизации показателя качества, который позволяет решать две проблемы с использованием одного параметра.

---

## 1. МОДЕЛЬ ТИПА «ПОЛНЫЙ АВТОМОБИЛЬ»

---

На рис. 1 показана модель автомобиля с активной подвеской с семью степенями свободы, которая включает в себя характеристики подъема, тангажа и крена поддрессоренной массы, вертикальных перемещений передних и задних подвесок. Для простоты вычислений и в целях моделирования предполагается, что все углы тангажа и крена малы. В качестве модели подвески рассматриваются линейные пружинные элементы с амортизатором, а шины, в свою очередь, моделируются как простые линейные пружины без амортизаторов. В целях упрощения уравнения, описывающие динамику транспортного средства, необходимо разделить на три части:

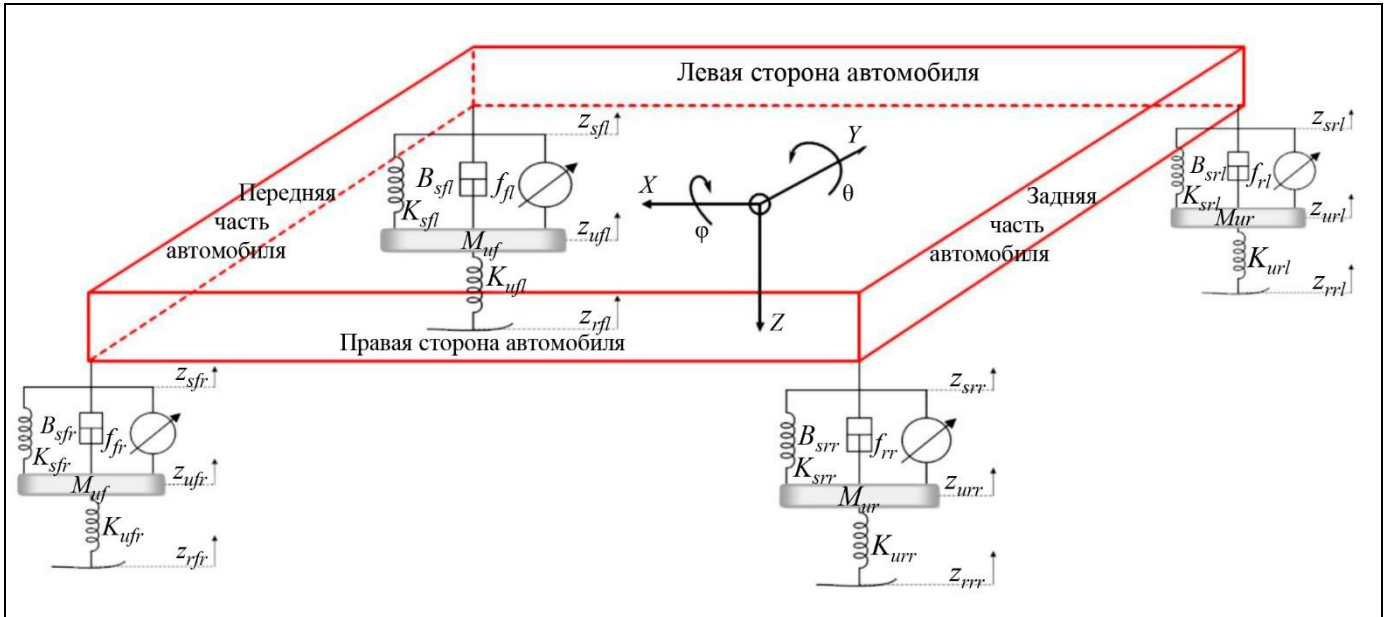


Рис. 1. Модель автомобиля с активной подвеской с семью степенями свободы

• уравнения неподдресоренной массы, которые описывают вертикальные ускорения колес автомобиля с точки зрения прогибов подвески и дорожных возмущений:

$$\begin{aligned}
 m_u \ddot{z}_{ufl} &= K_{sf} (z_{sfl} - z_{ufl}) + B_{sfl} (\dot{z}_{sfl} - \dot{z}_{ufl}) - \\
 &\quad - K_u (z_{ufl} - z_{rfl}) - f_{fl}, \\
 m_u \ddot{z}_{ufr} &= K_{sfr} (z_{sfr} - z_{ufr}) + B_{sfr} (\dot{z}_{sfr} - \dot{z}_{ufr}) - \\
 &\quad - K_u (z_{ufr} - z_{rfr}) - f_{fr}, \\
 m_u \ddot{z}_{url} &= K_{srl} (z_{srl} - z_{url}) + B_{srl} (\dot{z}_{srl} - \dot{z}_{url}) - \\
 &\quad - K_u (z_{url} - z_{rrl}) - f_{rl}, \\
 m_u \ddot{z}_{urr} &= K_{srr} (z_{srr} - z_{urr}) + B_{srr} (\dot{z}_{srr} - \dot{z}_{urr}) - \\
 &\quad - K_u (z_{urr} - z_{rrr}) - f_{rr};
 \end{aligned} \quad (1)$$

• уравнения углов шасси, которые описывают взаимосвязь между вертикальным смещением шасси автомобиля на каждом углу со всеми состояниями системы:

$$\begin{aligned}
 z_{sfl} &= w_f \phi + a\theta + z_s, \\
 z_{sfr} &= -w_f \phi + a\theta + z_s, \\
 z_{srl} &= w_r \phi - b\theta + z_s, \\
 z_{srr} &= -w_r \phi - b\theta + z_s,
 \end{aligned}$$

где  $w$  – ширина автомобиля;  $a$  – приблизительное расстояние от центра масс автомобиля до передней части;  $b$  – приблизительное расстояние от центра масс автомобиля до задней части;

• уравнения поддресоренной массы, которые описывают вертикальное ускорение шасси автомобиля и линейные ускорения углов крена и тангажа:

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z}_s &= -K_{sf} (z_{sfl} - z_{ufl}) - K_{sf} (z_{sfr} - z_{ufr}) - \\
 &\quad - K_{sr} (z_{srl} - z_{url}) - \dots - K_{sr} (z_{srr} - z_{urr}) - \\
 &\quad - B_{sfl} (\dot{z}_{sfl} - \dot{z}_{ufl}) - B_{sfr} (\dot{z}_{sfr} - \dot{z}_{ufr}) - \dots \\
 &\quad - B_{srl} (\dot{z}_{srl} - \dot{z}_{url}) - B_{srr} (\dot{z}_{srr} - \dot{z}_{urr}) + \\
 &\quad + f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}, \\
 I_{yy} \ddot{\theta} &= -aK_{sf} (z_{sfl} - z_{ufl}) - aK_{sf} (z_{sfr} - z_{ufr}) + \\
 &\quad + bK_{sr} (z_{srl} - z_{url}) + bK_{sr} (z_{srr} - z_{urr}) - \\
 &\quad - aB_{sfl} (\dot{z}_{sfl} - \dot{z}_{ufl}) - aB_{sfr} (\dot{z}_{sfr} - \dot{z}_{ufr}) + \\
 &\quad + bB_{srl} (\dot{z}_{srl} - \dot{z}_{url}) + bB_{srr} (\dot{z}_{srr} - \dot{z}_{urr}) + \dots \\
 &\quad + af_{fl} + af_{fr} - bf_{rl} - bf_{rr}, \\
 I_{xx} \ddot{\phi} &= -w_f K_{sf} (z_{sfl} - z_{ufl}) + w_f K_{sf} (z_{sfr} - z_{ufr}) - \\
 &\quad - w_r K_{sr} (z_{srl} - z_{url}) + w_r K_{sr} (z_{srr} - z_{urr}) - \\
 &\quad - w_f B_{sfl} (\dot{z}_{sfl} - \dot{z}_{ufl}) + w_f B_{sfr} (\dot{z}_{sfr} - \dot{z}_{ufr}) - \\
 &\quad - w_r B_{srl} (\dot{z}_{srl} - \dot{z}_{url}) + w_r B_{srr} (\dot{z}_{srr} - \dot{z}_{urr}) + \dots \\
 &\quad + w_f f_{fl} - w_f f_{fr} + w_r f_{rl} - w_r f_{rr}.
 \end{aligned} \quad (2)$$

Переменные состояния системы описаны в табл. 1, а значения параметров системы приведены в табл. 2. Приведенные уравнения, переменные состояния и параметры взяты из работы [17].

Таблица 1

**Переменные состояния системы для модели типа «полный автомобиль»**

Обозначение	Описание
$z$	Положение подъема (высота подъема поддрессоренной массы)
$\theta$	Угол тангажа
$\phi$	Угол крена
$z_{sfl}, z_{ufl}$	Высота поддрессоренной / неподдрессоренной массы переднего левого колеса
$z_{sfr}, z_{ufr}$	Высота поддрессоренной / неподдрессоренной массы переднего правого колеса
$z_{srl}, z_{url}$	Высота поддрессоренной / неподдрессоренной массы заднего левого колеса
$z_{srr}, z_{urr}$	Высота поддрессоренной / неподдрессоренной массы заднего правого колеса
$f_{fl}$	Усилие управления слева спереди
$f_{fr}$	Усилие управления справа спереди
$f_{rl}$	Усилие управления слева сзади
$f_{rr}$	Усилие управления справа сзади

Таблица 2

**Параметры системы в модели типа «полный автомобиль»**

Обозначение	Описание	Значение
$m_s$	Поддрессоренная масса	1 500 кг
$m_u$	Неподдрессоренная масса	59 кг
$K_{sf} = K_{sfl} = K_{sfr}$	Жесткость пружины передней подвески	35 000 Н/м
$K_{sr} = K_{srl} = K_{srr}$	Жесткость пружины задней подвески	38 000 Н/м
$K_u$	Жесткость пружины шины	190 000 Н/м
$B_{sf} = B_{sfl} = B_{sfr}$	Демпфирование передней подвески	1 000 Н·с/м
$B_{sr} = B_{srl} = B_{srr}$	Демпфирование задней подвески	1 100 Н·с/м
$I_{xx}$	Момент инерции оси крена	460 кг·м <sup>2</sup>
$I_{yy}$	Момент инерции оси тангажа	2 160 кг·м <sup>2</sup>

## 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Предлагаемый подход разработан на платформе моделирования, которая основана на микроконтроллере ARM (простая платформа, созданная авторами; содержит микроконтроллер, USB-порт и источник питания) с подключенными к нему коммерческими датчиками (бюджетные датчики, которые обычно используются в коммерческих продуктах) и используется для управления быстрыми активными подвесками.

Используются датчики четырех различных типов: акселерометры, гироскопы, магнитометры и потенциометры, соединенные сетью Ethernet, используемой для их подключения к центральному блоку управления. Наличие связи через Ethernet важно, поскольку это гарантирует модульность

архитектуры системы управления: ее отдельные блоки могут быть подключены или отключены без снижения скорости передачи данных.

На рис. 2 представлено расположение датчиков: используются четыре линейных потенциометра – по одному на каждой подвеске – вместе с набором из восьми трехосных MEMS-акселерометров, четыре из которых установлены на колесах, а ещё четыре – на раме кузова автомобиля, рядом с шарниром подвески. Блок измерения инерции (англ. *inertial measurement unit*, IMU) с девятью степенями свободы, который состоит из трехосного акселерометра, трехосного гироскопа и трехосного магнитометра, установлен рядом с центром тяжести автомобиля. Четыре датчика, расположенные на раме, выполняют две задачи: измеряют вертикальные ускорения вблизи места подвешивания и помогают оценить общее положение

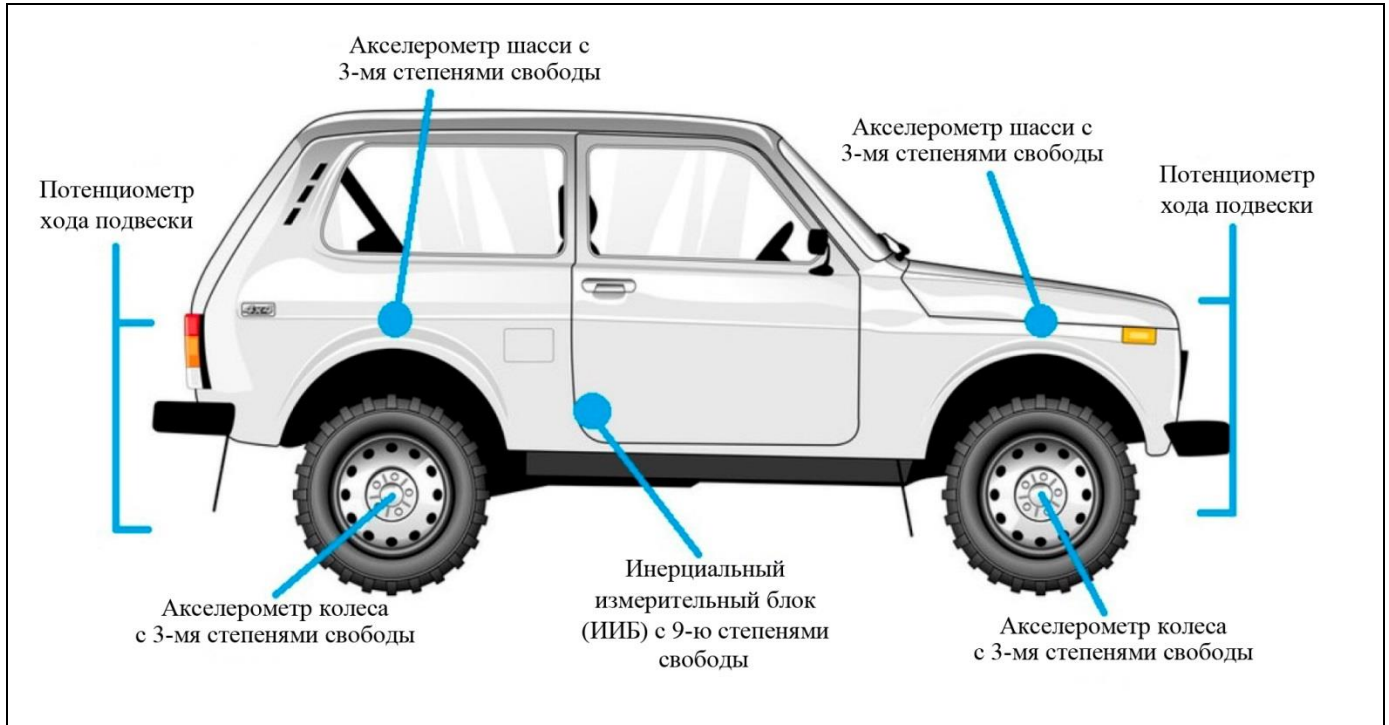


Рис. 2. Расположение датчиков на автомобиле

транспортного средства. Фактически четыре значения трехмерного ускорения, полученные с четырех узлов, передаются в IMU для лучшей оценки углов тангажа и крена транспортного средства.

Из-за небольшого количества информации о динамике системы датчик IMU 9 DOF будет использоваться для оценки углов тангажа, вращения и крена с применением алгоритма градиентного спуска (англ. *gradient descent algorithm*). Четыре потенциометра на каждом углу автомобиля будут использоваться для измерения отклонений подвески. Акселерометры на каждом колесе и на каждом соответствующем угловом шасси используются для оценки коэффициента динамической нагрузки (англ. *dynamic load coefficient, DLC*) каждого колеса. Это делается следующим образом.

Возвращаясь к динамическим уравнениям системы типа «четверть автомобиля» и последовательно суммируя их, получаем уравнение

$$\left. \begin{aligned} \frac{m_s}{4} \ddot{z}_{si} &= -K_{si} z_{si} - C_{si} \dot{z}_{si} + u_i \\ m_{ui} \ddot{z}_{ui} &= K_{si} z_{si} + C_{si} \dot{z}_{si} - K_u (z_{ui} - z_{ri}) - u_i \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\frac{m_s}{4} \ddot{z}_{si} + m_u \ddot{z}_{ui} = -K_u (z_{ui} - z_{ri}); i \in \{fl, fr, rl, rr\}.$$

В результате

$$\begin{aligned} DLC_i &= RMS \left( \frac{K_u (z_{ui} - z_{ri})}{(m_{si} + m_u) g} \right) = \\ &= RMS \left( - \frac{(m_s / 4) \ddot{z}_{si} + m_u \ddot{z}_{ui}}{((m_s / 4) + m_u) g} \right). \end{aligned}$$

Здесь  $C_{si}$  – коэффициент демпфирования подвески  $i$ -го колеса;  $z_{ui}$  – вертикальное смещение  $i$ -го колеса;  $z_{si}$  – вертикальное смещение шасси  $i$ -го узла;  $z_{ri}$  – дорожный шум в  $i$ -м узле;  $RMS$  (root mean square) – среднеквадратичное значение.

На рис. 3 показана схема извлечения данных для управления с обратной связью.

Согласно изложенному в работе [12], степени комфорта и управляемости можно описать с помощью ускорения подъема центра тяжести транспортного средства и угла крена соответственно. Степень комфорта оценивается так:

$$\sigma_1 = RMS(\ddot{z}_s), \quad (3)$$

где  $\ddot{z}_s$  – ускорение поддресоренной массы всего кузова транспортного средства.

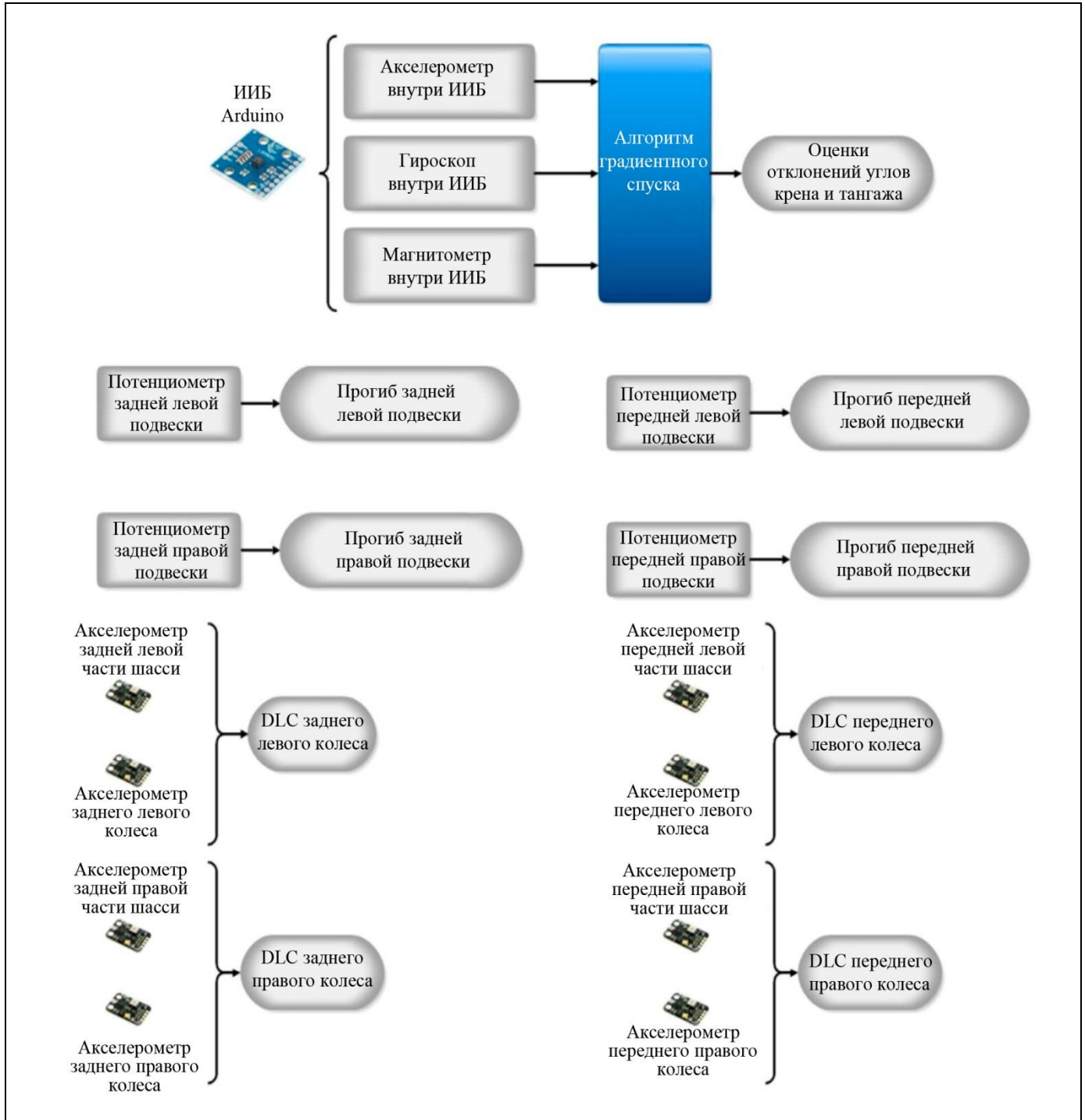


Рис. 3. Схема извлечения данных

Степень управляемости оценивается с использованием критерия

$$\sigma_2 = \sqrt{\int_{0\text{Hz}}^{20\text{Hz}} S_\varphi dw \times \frac{\sum_{i=1}^4 DLC_i}{4}}, \quad (4)$$

где  $DLC_i$  представляет собой коэффициент динамической нагрузки в  $i$ -м углу автомобиля, а  $S_\varphi$  –

спектральную плотность мощности (англ. *power spectral density*, PSD) угла крена.

Каждое колесо автомобиля снабжено гидравлическим быстродействующим приводом. На рис. 4 показана система подвески на одном колесе.

Предполагается, что гидравлический привод состоит из золотникового клапана (сервоклапана) и гидроцилиндра. На рис. 4 показаны:  $P_s$  и  $P_r$  – давление гидравлической жидкости, поступающей

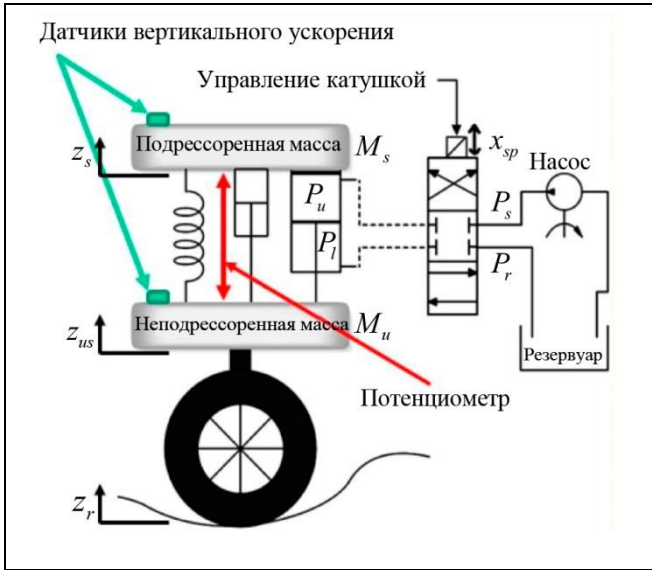


Рис. 4. Активный гидравлический привод

и выходящей из золотникового клапана соответственно;  $x_{sp}$  – положение золотникового клапана;  $P_u$  и  $P_l$  – давление масла в верхней и нижней камерах цилиндра соответственно;  $Z_u$  – вертикальное смещение колеса;  $Z_s$  – вертикальное смещение шасси;  $Z_r$  – дорожный шум.

Когда золотниковый клапан перемещается вверх (положительное значение), верхняя полость цилиндра соединяется с подающей линией и ее давление увеличивается. Тем временем нижняя полость подключается к линии сброса и ее давление уменьшается. Падение давления приводит к тому, что поршень цилиндра выдвигается или втягивается.

Для механического перемещения золотника клапана электрический ток подается на катушку,

которая соединена с сервоклапаном. Привод, на который было подано питание, переводит золотник в нужное положение. Уравнение динамики привода можно найти в работе [18].

Требуется найти закон управления и его параметры, которые влияют на степень управляемости автомобиля и степень демпфирования подвески. При этом должны выполняться следующие условия:

- Система управления должна быть построена с применением методов управления по данным наблюдений.
- Должны обеспечиваться определенные соотношения между степенью демпфирования и степенью управляемости в зависимости от текущих условий (при передвижении со скоростью до 70 км/ч по дороге класса D согласно стандарту ISO 8608).

Далее будет кратко представлен алгоритм регулирования на основе АУПП, который применяется для управления системой подвески автомобиля. АУПП представляет собой тип систем управления, основной целью которых является подавление помех. Алгоритм работает в условиях, когда полная модель объекта (например, привода) неизвестна, а наблюдатель устраняет неопределенности, связанные с недостаточностью информации.

### 3. СХЕМА ЛИНЕЙНОГО АКТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПОДАВЛЕНИЕМ ПОМЕХ ВТОРОГО ПОРЯДКА

В основе линейного активного подавления помех (ЛАУПП) лежит обобщенный подход АУПП [19]. На рис. 5 показаны компоненты структуры ЛАУПП второго порядка.

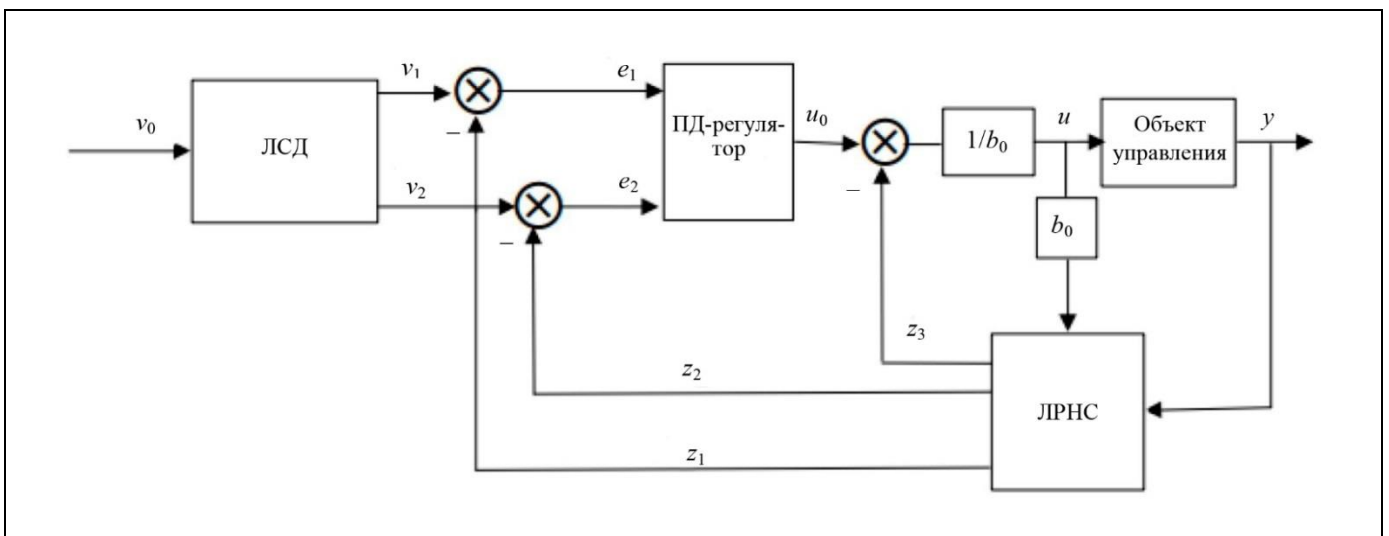


Рис. 5. Схема ЛАУПП второго порядка

Система управления на основе АУПП состоит из двух основных контуров: контура обратной связи и контура оценки и содержит четыре основных блока: регулятор, линейный расширенный наблюдатель состояния (ЛРНС), линейный следящий дифференциатор (ЛСД) и схему подавления помех.

### 3.1. Линейный следящий дифференциатор

Линейный следящий дифференциатор – это предварительный фильтр, который преобразует входной сигнал и скорость его изменения.

С помощью ЛСД входной сигнал сглаживается. Его выходами являются два сигнала: предварительно отфильтрованный полезный сигнал и скорость его изменения. Алгоритм выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{v}_1 &= v_2, \\ \dot{v}_2 &= -k_1(v_1 - v_0) - k_2 v_2, \end{aligned}$$

где  $v_0$  – полезный сигнал;  $v_1$  – отфильтрованный полезный сигнал;  $v_2$  – скорость изменения отфильтрованного полезного сигнала;  $k_1, k_2$  – настраиваемые параметры ЛСД. Когда  $k_1 = r^2, k_2 = 2r, r > 0$ , перерегулирование отсутствует и время переходного процесса составляет примерно  $T_0 = 7/r$ ,  $r$  – коэффициент, характеризующий скорость изменения отфильтрованного полезного сигнала.

Применение ЛСД, таким образом, позволяет одновременно обеспечить контроль опорного сигнала и его скорости. В настоящей работе ЛСД не используется, так как полезный сигнал всегда равен нулю.

### 3.2. Линейный расширенный наблюдатель состояния

Идея расширенного наблюдателя состояний (РНС) заключается в том, чтобы получить информацию об обобщенных возмущениях (неопределенностях и внешних возмущениях  $\hat{f}$  и внутренней динамике системы  $\hat{y}, \dot{\hat{y}}$ ).

Таким образом, простой наблюдатель Люнберга может быть использован для оценки общего возмущения системы и ее состояний следующим образом.

Динамику системы можно представить в общем виде:

$$\ddot{y} = g(t, y, \dot{y}) + b_0 u + w, \quad (5)$$

где  $y$  – выходной сигнал;  $u$  – управление;  $g(\cdot)$  – функция, описывающая динамику объекта (вклю-

чая неизвестную динамику);  $w$  – внешнее возмущение;  $b_0$  – коэффициент системы. Компоненты динамики системы ( $g(\cdot), b_0, w$ ) обычно точно не известны. Объединив внешние и внутренние возмущения в одной функции  $f(\cdot)$ , систему можно представить в виде

$$\ddot{y} = f(t, y, \dot{y}, w) + b_0 u. \quad (6)$$

Уравнение (6) можно записать в пространстве состояний в виде:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2, \\ \dot{x}_2 &= f + b_0 u, \\ y &= x_1. \end{aligned}$$

Общее возмущение добавляется следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2, \\ \dot{x}_2 &= x_3 + a u, \\ \dot{x}_3 &= \dot{f}(t, x_1, x_2, w), \\ y &= x_1. \end{aligned}$$

Запишем последние уравнения в пространстве состояний:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_x x + B_x u + E_x \dot{f}, \\ y &= C_x x, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} A_x &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, B_x = \begin{bmatrix} 0 \\ b_0 \\ 0 \end{bmatrix}, \\ C_x &= [1 \quad 0 \quad 0], E_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

Линейный РНС (ЛРНС) может использоваться для наблюдения состояний  $x_1, x_2, x_3$ . Таким образом, ЛРНС может быть представлен как

$$\dot{z}_1 = z_2 - \alpha_1 \hat{e}, \quad \dot{z}_2 = z_3 + \hat{b}_0 u - \alpha_2 \hat{e}, \quad \dot{z}_3 = -\alpha_3 \hat{e},$$

где  $z_1, z_2$  и  $z_3$  – аппроксимированные значения состояний  $x_1, x_2$  и  $x_3$  соответственно;  $\alpha_1, \alpha_2$  и  $\alpha_3$  коэффициенты наблюдателя;  $\hat{e} = y - z_1$  – оценка ошибки;  $\hat{b}_0$  – аппроксимированное значение коэффициента  $b_0$  в уравнении (1), оно может быть выбрано в этой структуре эмпирически.

Наблюдаемые переменные ( $\hat{y} = z_1, \dot{\hat{y}} = z_2, \hat{f} = z_3$ ) наряду с аппроксимированным значением  $\hat{b}_0$  затем используются для подавления помех и управления системой, как показано на рис. 5.





### 3.3. Схема подавления помех

Схема подавления помех может быть определена так:

$$u = \frac{u_0 - z_3}{\hat{b}_0} = \frac{u_0 - \hat{f}}{\hat{b}_0},$$

где  $u_0$  – выход регулятора.

Вернемся к уравнению (6) и подставим вместо  $u$  его расчетное значение:

$$\ddot{y} = f(\cdot) + b_0 \left( \frac{u_0 - \hat{f}}{\hat{b}_0} \right).$$

Если по результатам наблюдения можно считать, что  $\hat{b}_0 \approx b_0$  и  $\hat{f} \approx f$  то динамическое уравнение можно записать так:

$$\ddot{y} \approx u_0.$$

### 3.4. Регулятор обратной связи

Если в качестве регулятора обратной связи используется пропорционально-дифференциальный (ПД) регулятор, то управляющий сигнал  $u_0$  можно записать в виде:

$$u_0(t) = K_p (y_{ref} - \hat{y}) + K_d \dot{\hat{y}}.$$

Коэффициенты ПД-регулятора могут быть выбраны следующим образом:

$$K_p = w_{CL}^2, \quad K_d = -2\xi w_{CL},$$

где  $w_{CL}$  – желаемый полюс замкнутой системы, а  $\xi$  – желаемый коэффициент демпфирования замкнутой системы.

Полюса наблюдателя  $w_{ESO}$  должны быть помещены слева на расстоянии, в  $n$  раз превышающем полюс замкнутого цикла, чтобы гарантировать, что динамика наблюдателя достаточно быстрая,  $n \in [3, 10]$  т. е.

$$w_{ESO} = n w_{CL}.$$

Здесь для простоты все полюса равны. Это означает, что характеристическое уравнение наблюдателя будет таким:

$$\begin{aligned} D(\lambda) &= (\lambda - w_{ESO})^3 = \\ &= \lambda^3 - 3w_{ESO}\lambda^2 - 3w_{ESO}^2\lambda - w_{ESO}^3. \end{aligned}$$

Значения коэффициентов  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  вычисляются путем решения уравнения

$$D(\lambda) = |sI - A_x + LC_x|,$$

где

$$I = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad L = \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{bmatrix}.$$

В результате коэффициенты наблюдателя выбираются так:

$$\alpha_1 = -3w_{ESO}, \quad \alpha_2 = -3w_{ESO}^2, \quad \alpha_3 = -w_{ESO}^3.$$

**Примечание.** В настоящей статье рассматриваются три переменных управления: угол крена, угол тангажа и вертикальное смещение шасси. Считается, что каждый из этих каналов управляется независимым АУПП и общее уравнение, описывающее этот канал управления, определяется уравнением (5).

## 4. ПОДХОД НА ОСНОВЕ ОПТИМИЗИРОВАННОГО АУПП

Если управление направлено на минимизацию вертикального смещения подрессоренной массы  $z_s$ , вертикальное ускорение также будет сведено к минимуму, обеспечивая необходимый комфорт. Таким образом, компромисс между степенью управляемости и степенью комфорта может быть интерпретирован как компромисс между смещением кузова  $z_s$  и углом крена  $\varphi$ .

Тогда показатель качества, который используется для оптимизации работы системы подвески, определяется следующим образом:

$$J = \int_0^{T_p} \left[ (1 - \rho)(\varphi(t + \tau))^2 + \rho(z_s(t + \tau))^2 \right] d\tau, \quad (7)$$

где  $T_p$  – период, в течение которого осуществляется оптимизация;  $z_s(t + \tau)$  – будущие значения вертикального смещения шасси через некоторое время  $\tau$ ;  $\varphi(t + \tau)$  – будущие значения угла крена.

Будущие значения прогнозируются разложением функций  $z_s(t + \tau)$  и  $\varphi(t + \tau)$  в ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} z_s(t + \tau) &\approx z_s(t) + \tau \dot{z}_s(t) + \frac{\tau^2}{2} \ddot{z}_s(t), \\ \varphi(t + \tau) &\approx \varphi(t) + \tau \dot{\varphi}(t) + \frac{\tau^2}{2} \ddot{\varphi}(t). \end{aligned} \quad (8)$$

Оценки вторых производных выходных параметров выводятся из основного динамического уравнения системы, управляемой АУПП:

$$\begin{aligned} \hat{\ddot{z}}_s &= b_z \hat{u}_z + \hat{f}_z, \\ \hat{\ddot{\varphi}} &= b_\varphi \hat{u}_\varphi + \hat{f}_\varphi. \end{aligned} \quad (9)$$

Подставляя уравнения (9) в уравнения (8), мы получаем

$$\begin{aligned}\hat{z}_s(t+\tau) &\approx T(\tau)(\hat{X}_z + \hat{U}_z), \\ \hat{\phi}(t+\tau) &\approx T(\tau)(\hat{X}_\phi + \hat{U}_\phi),\end{aligned}$$

где

$$T = \begin{bmatrix} 1 & \tau & \frac{\tau^2}{2} \end{bmatrix}, \hat{X}_z = \begin{bmatrix} z_s & \dot{z}_s & \hat{f}_z \end{bmatrix}^T, \\ \hat{U}_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & b_z \hat{u}_z \end{bmatrix}^T$$

$$\text{и } \hat{X}_\phi = \begin{bmatrix} \phi & \dot{\phi} & \hat{f}_\phi \end{bmatrix}^T, \hat{U}_\phi = \begin{bmatrix} 0 & 0 & b_\phi \hat{u}_\phi \end{bmatrix}^T.$$

В результате показатель качества может быть записан следующим образом:

$$J = \int_0^{T_p} \rho [T(\tau)(\hat{X}_z + \hat{U}_z)]^2 + \\ + (1-\rho) [T(\tau)(\hat{X}_\phi + \hat{U}_\phi)]^2 d\tau.$$

Преобразуем уравнение (7) к следующему выражению:

$$J = \frac{\rho}{2} [\hat{X}_z^T + \hat{U}_z^T] T_s (\hat{X}_z + \hat{U}_z) + \\ + \frac{1-\rho}{2} [\hat{X}_\phi^T + \hat{U}_\phi^T] T_s (\hat{X}_\phi + \hat{U}_\phi),$$

где

$$T_s = \int_0^{T_p} T^T(\tau) T(\tau) d\tau = \begin{bmatrix} T_p & \frac{T_p^2}{2} & \frac{T_p^3}{6} \\ \frac{T_p^2}{2} & \frac{T_p^3}{3} & \frac{T_p^4}{8} \\ \frac{T_p^3}{6} & \frac{T_p^4}{8} & \frac{T_p^5}{20} \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}.$$

Обозначим  $\hat{X}_{1z} = [z_s, \dot{z}_s]^T$ ,  $\hat{X}_{2z} = \hat{f}_z$ ,  $\hat{U}_{2z} = b_z \hat{u}_z$ ,  $\hat{X}_{1\phi} = [\phi, \dot{\phi}]^T$ ,  $\hat{X}_{2\phi} = \hat{f}_\phi$ ,  $\hat{U}_{2\phi} = b_\phi \hat{u}_\phi$ . Тогда показатель качества примет вид:

$$J = \frac{\rho}{2} \begin{pmatrix} \hat{X}_{1z}^T & \hat{X}_{2z}^T + \hat{U}_{2z}^T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{X}_{1z} \\ \hat{X}_{2z} + \hat{U}_{2z} \end{pmatrix} + \dots \\ + \frac{1-\rho}{2} \begin{pmatrix} \hat{X}_{1\phi}^T & \hat{X}_{2\phi}^T + \hat{U}_{2\phi}^T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{X}_{1\phi} \\ \hat{X}_{2\phi} + \hat{U}_{2\phi} \end{pmatrix}.$$

Следовательно, частные производные показателя качества по управлению будут такими:

$$\begin{aligned}\frac{\partial J}{\partial \hat{U}_{2z}} &= \frac{\rho}{2} (T_{12}^T \hat{X}_{1z} + T_{22}^T \hat{X}_{2z} + T_{21} \hat{X}_{1z} + \\ &+ T_{22} \hat{X}_{2z} + 2T_{22} \hat{U}_{2z}), \\ \frac{\partial J}{\partial \hat{U}_{2\phi}} &= \frac{1-\rho}{2} (T_{12}^T \hat{X}_{1\phi} + T_{22}^T \hat{X}_{2\phi} + \\ &+ T_{21} \hat{X}_{1\phi} + T_{22} \hat{X}_{2\phi} + 2T_{22} \hat{U}_{2\phi}).\end{aligned}$$

Отмечая, что  $T_{12}^T = T_{21}$ ,  $T_{22}^T = T_{22}$ , последнее выражение можно упростить:

$$\begin{aligned}\frac{\partial J}{\partial \hat{U}_{2z}} &= \rho (T_{21} \hat{X}_{1z} + T_{22} (\hat{X}_{2z} + \hat{U}_{2z})), \\ \frac{\partial J}{\partial \hat{U}_{2\phi}} &= (1-\rho) (T_{21} \hat{X}_{1\phi} + T_{22} (\hat{X}_{2\phi} + \hat{U}_{2\phi})).\end{aligned}$$

Если управление выбрано в виде

$$\hat{U}_2 = \begin{bmatrix} \rho \hat{U}_{2z} \\ (1-\rho) \hat{U}_{2\phi} \end{bmatrix}, \text{ то оптимальное управление}$$

определяется так:  $\frac{\partial J}{\partial \hat{U}_2} = 0$ , т. е.

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial J}{\partial \hat{U}_{2z}} = 0 \\ \frac{\partial J}{\partial \hat{U}_{2\phi}} = 0 \end{bmatrix}.$$

Таким образом,

$$\begin{aligned}T_{22} \hat{U}_{2z} &= -T_{21} \hat{X}_{1z} - T_{22} \hat{X}_{2z}, \\ T_{22} \hat{U}_{2\phi} &= -T_{21} \hat{X}_{1\phi} - T_{22} \hat{X}_{2\phi}.\end{aligned}$$

Это приводит к следующему закону управления:

$$\begin{aligned}\hat{U}_{2z} &= -(T_{22})^{-1} T_{21} \hat{X}_{1z} - \hat{X}_{2z}, \\ \hat{U}_{2\phi} &= -(T_{22})^{-1} T_{21} \hat{X}_{1\phi} - \hat{X}_{2\phi}.\end{aligned}$$

В итоге закон управления, применяемый к углам подъема и крена соответственно, определяется уравнением

$$u_i = -\frac{1}{b_{0i}} (K_{pi} (y_i - y_{ri}) + K_{di} \dot{y}_i + \hat{f}_i), \quad i = \{z, \phi\}, \quad (10)$$

где

$$K_{pz} = K_{p\phi} = \frac{10}{3T_p^2}; \quad K_{dz} = K_{d\phi} = \frac{5}{2T_p}. \quad (11)$$

Полос замкнутого контура и коэффициент демпфирования системы, управляемой с помощью



АУПП, могут быть рассчитаны следующим образом:

$$\begin{aligned} K_p &= w_{CL}^2, \quad K_d = 2\xi w_{CL} \Rightarrow \\ -w_{CL} &= -\sqrt{K_p}, \quad \xi = 0,5 \frac{K_d}{\sqrt{K_p}}. \end{aligned} \quad (12)$$

Следовательно, характеристическое уравнение всей системы будет  $\Delta(s) = s^2 + K_d s + K_p$  и она всегда будет устойчивой по Гурвицу, если  $K_p, K_d > 0$ .

Это всегда верно, если  $T_p > 0$ .

Если закон управления с помощью АУПП в контурах подъема и крена выбран таким, как в уравнении (10), коэффициенты управления – как в уравнении (11), а коэффициенты наблюдателя – как в уравнении (12), то общая система всегда будет устойчивой. В этом случае предполагается, что в контуре управления углом тангажа функционирует другой регулятор АУПП, параметры которого выбираются эмпирически. На рис. 6 показана схема системы с замкнутым контуром.

Механизм распределения управления представляет собой матрицу распределения (*decoupling matrix*), в которую входят стабилизирующие силы подъема, тангажа и крена. Этот механизм выдает значение управляющих сил для подвесок четырех углов автомобиля. С учетом уравнения (2) механизм распределения может быть представлен следующим образом:

$$K = \text{Pinv} \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a & a & -b & -b \\ w_f & -w_f & w_r & -w_r \end{pmatrix},$$

где  $\text{Pinv}$  представляет собой операцию псевдообращения матрицы.

## 5. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Тестирование предлагаемой стратегии управления проводится при условии, что дорожные неровности соответствуют стандарту ISO 8608 для дорог класса D, а скорость транспортного средства изменяется в пределах от 20 до 70 км/ч.

Во время тестирования вычисляется спектральная плотность мощности (англ. *power spectral density*, PSD) ускорения подрессоренной массы и PSD угла крена за 1000 с работы и, следовательно, вычисляются показатели комфорта и степени управляемости по формулам (3) и (4) соответственно.

На первом этапе наблюдается, как изменяется индекс комфорта и индекс степени управляемости при изменении коэффициента управления  $\rho$ , когда скорость автомобиля фиксируется на значении 54 км/ч. В конце этого этапа тестирования получаем балансовое значение  $\rho$ , которое может характеризовать достижение компромисса между степенью комфорта и степенью управляемости.

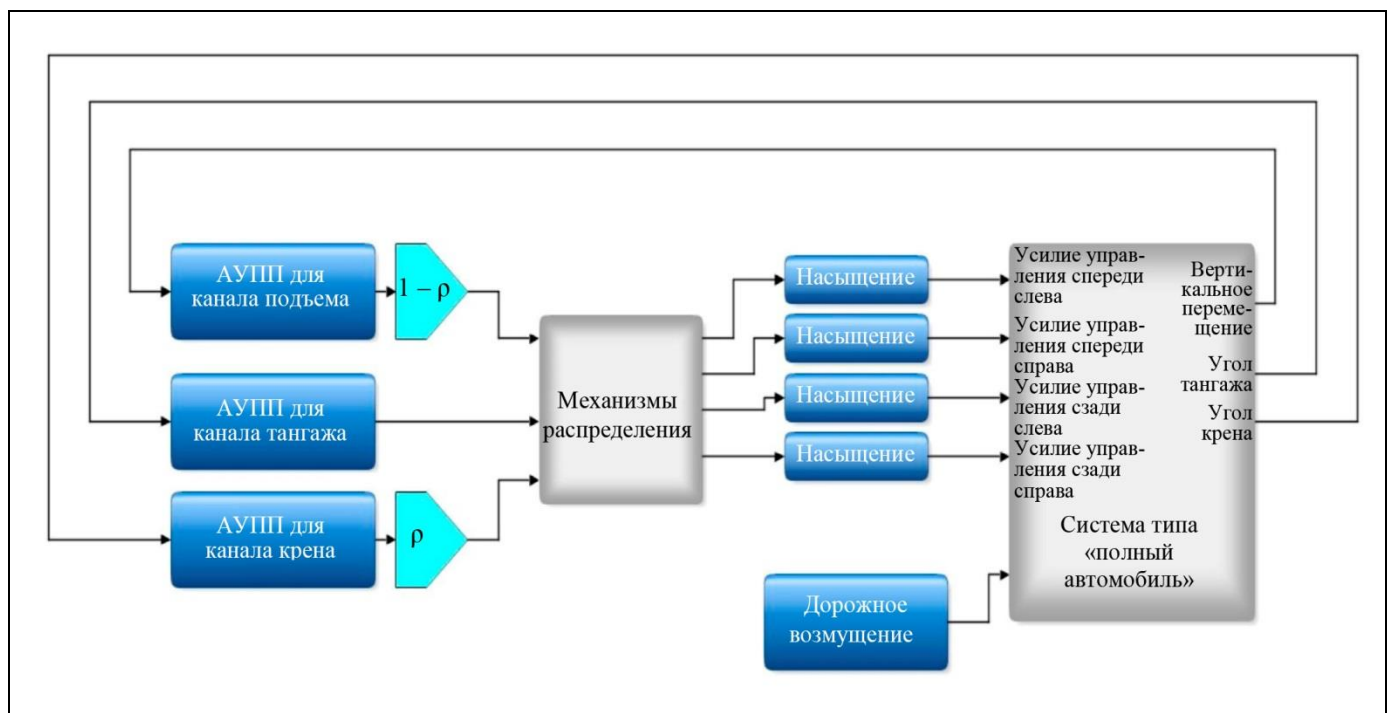


Рис. 6. Модель типа «полный автомобиль» с системой подвески, управляемой с помощью оптимизированного АУПП

На втором этапе наблюдается, как индекс комфорта и индекс степени управляемости изменяются при изменении скорости автомобиля, когда  $\rho$  фиксируется на балансовом значении.

Согласно стандарту ISO 2631-1 поездка считается комфортной, если среднеквадратичное значение ускорения подрессоренной массы составляет менее  $0,31 \text{ м/с}^2$ . В то время как согласно предложенному нами критерию необходимая степень управляемости достигается, если значение показателя (4) меньше  $3,00 \times 10^{-4}$ .

В табл. 3 показано изменение значений индекса комфорта и индекса степени управляемости при изменении значения  $\rho$ .

Таблица 3

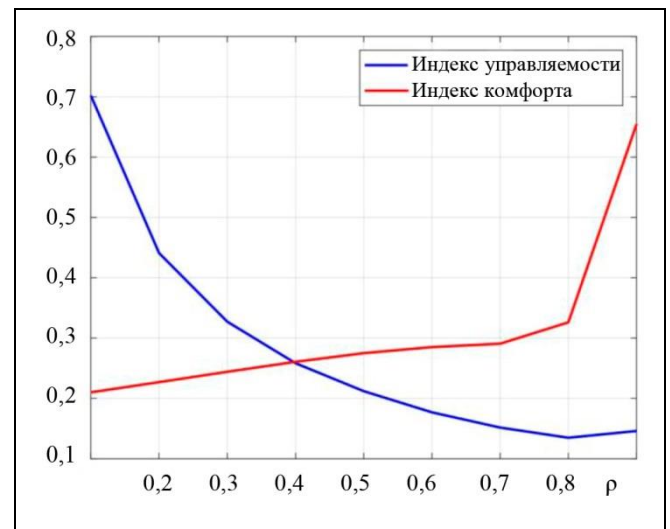
**Индекс комфорта и индекс степени управляемости при изменении значения  $\rho$**

$\rho$	Индекс комфорта	Индекс степени управляемости
0,1	0,1653	$5,00 \times 10^{-4}$
0,2	0,1786	$3,14 \times 10^{-4}$
0,3	0,1921	$2,33 \times 10^{-4}$
0,4	0,2051	$1,48 \times 10^{-4}$
0,5	0,2164	$1,51 \times 10^{-4}$
0,6	0,2243	$1,26 \times 10^{-4}$
0,7	0,2287	$1,08 \times 10^{-4}$
0,8	0,2566	$0,96 \times 10^{-4}$
0,9	0,5153	$1,04 \times 10^{-4}$

На рис. 7 показаны нормализованные значения индекса комфорта и индекса управляемости в диапазоне  $[0, 1]$ . Можно видеть, что компромисс достигается в точке  $\rho = 0,4$ .

Теперь, выбрав  $\rho = 0,4$ , мы можем изучить изменение индекса комфорта и индекса степени управляемости в результате изменения скорости автомобиля (табл. 4).

Из табл. 4 видно, что предложенный алгоритм отлично работает до скорости автомобиля  $80 \text{ км/ч}$ . Однако передвижение на этом автомобиле в таких условиях на скорости более  $30 \text{ км/ч}$  будет опасно в случае применения пассивной системы.


 Рис. 7. Нормализованные значения индекса комфорта и индекса управляемости в диапазоне  $[0, 1]$ 

Можно утверждать, что с помощью предложенного алгоритма можно переключаться между различными режимами работы, изменяя значение одного коэффициента.

Таблица 4

**Индекс комфорта и индекс степени управляемости при изменении скорости автомобиля**

Скорость автомобиля, км/ч	Индекс комфорта		Индекс степени управляемости	
	Активная подвеска	Пассивная подвеска	Активная подвеска	Пассивная подвеска
20	0,1248	0,4169	$0,68 \times 10^{-4}$	$4,82 \times 10^{-4}$
30	0,1529	0,5106	$1,02 \times 10^{-4}$	$7,23 \times 10^{-4}$
40	0,1765	0,5896	$1,36 \times 10^{-4}$	$9,65 \times 10^{-4}$
50	0,1974	0,6592	$1,70 \times 10^{-4}$	$12,0 \times 10^{-4}$
60	0,2162	0,7221	$2,04 \times 10^{-4}$	$14,0 \times 10^{-4}$
70	0,2341	0,7800	$2,42 \times 10^{-4}$	$17,0 \times 10^{-4}$
80	0,2511	0,8338	$2,89 \times 10^{-4}$	$19,0 \times 10^{-4}$
90	0,2669	0,8844	$3,45 \times 10^{-4}$	$22,0 \times 10^{-4}$
100	0,2868	0,9323	$4,26 \times 10^{-4}$	$24,0 \times 10^{-4}$



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлена процедура оптимизации для управления компромиссом между комфортом и управляемостью в системе МПА. Алгоритм основан на выборе параметров АУПП с использованием показателя качества, который включает в себя две характеристики и балансирует между ними путем изменения значения одного коэффициента. Результаты доказали простоту и легкость процесса управления компромиссом таким образом. Продемонстрирована эффективность применения данного подхода, в условиях когда автомобиль движется по дороге класса D, соответствующей стандарту ISO 8608, с изменением скорости в диапазоне от 20 до 80 км/ч. Отметим, что наиболее важными особенностями этого подхода являются простота выбора параметров регулятора и простота применения. Данный алгоритм не может быть отнесен к классу прогнозирующего управления, поскольку управляющий сигнал не включен в показатель качества.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Liu, H., Gao, H. and Li, P. Handbook of Vehicle Suspension Control System. – Institution of Engineering and Technology, 2013. – 424 p.
2. Alhelou, M., Gavrilov A.I. Managing the Handling-Comfort Contradiction of a Quarter-Car System Using Kalman Filter // Transactions of the Institute of Measurement and Control. – 2021. – No. 43(10). – P. 2292–2306.
3. Alhelou, M., Gavrilov, A.I. Unscented Kalman-Filter to Manage the Handling-Comfort Trade-off of Quarter-of-Vehicle // Transactions of the Institute of Measurement and Control. – 2021. – Vol. 44, iss.1. – Art. id. 01423312211031774.
4. Pepe, G., Roveri, N., Carcaterra, A. Experimenting Sensors Network for Innovative Optimal Control of Car Suspensions // Sensors. – 2019. – Vol. 19, iss. 14. – Art. no. 3062.
5. Franz, D. Simulink Control Model of an Active Pneumatic Suspension System in Passenger Cars: Master of Science in Mechatronic Engineering Thesis. – Politecnico de Torino, 2019.
6. Els, P.S., Theron, N.J., Uys, P.E., Thoresson, M.J. The Ride Comfort vs. Handling Compromise for Off-road Vehicles // Journal of Terramechanics. – 2007. – Vol. 44, no. 4. – P. 303–317.
7. Shirahatti, A., Prasad, P., Panzade, P., Kulkarni, M. Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. – 2008. – No. 30. – P. 66–76.
8. Darus, R., Sam Y.M. Modeling and Control Active Suspension System for a Full Car Model // Proceedings of 2009 5<sup>th</sup> International Colloquium on Signal Processing & Its Applications. – Kuala Lumpur, 2009. – P. 13–18.
9. Gohrle, C., Wagner, A., Schindler, A., Sawodny, O. Active Suspension Controller Using MPC Based on a Full-car Model with Preview Information // Proceedings of 2012 American Control Conference (ACC). – Montreal, 2012. – P. 497–502.
10. Nguyen, M.Q., Canale, M., Sename, O., Dugard, L. A Model Predictive Control Approach for Semi-active Suspension Con-

trol Problem of a Full Car // Proceedings of 2016 IEEE 55<sup>th</sup> Conference on Decision and Control (CDC). – Las Vegas, Nevada, 2016. – P. 721–726.

11. Verschueren, R., Zanon, M., Quirynen, R., Diehl, M. Time-Optimal Race Car Driving Using an Online Exact Hessian Based Nonlinear MPC Algorithm // Proceedings of 2016 European Control Conference. – Aalborg, 2016. – P. 141–147.
12. Rizvi, S.M.H., Abid, M., Khan, A.Q., et al.  $H_\infty$  control of 8 Degrees of Freedom Vehicle Active Suspension System // Journal of King Saud University-Engineering Sciences. – 2018. – Vol. 30, no. 2. – P. 161–169.
13. Van der Sande, T.P.J., Gysen, B.L.J., Besselink, I.J.M., et al. Robust Control of an Electromagnetic Active Suspension System: Simulations and Measurements // Mechatronics. – 2013. – Vol. 23, no. 2 – P. 204–212.
14. Wang, C., Deng, K., Zhao, W., et al. Robust Control for Active Suspension System under Steering Condition // Science China Technological Sciences. – 2017. – Vol. 60, no. 2. – P. 199–208.
15. Alhelou, M., Wassouf, Y., and Gavrilov, A.I. Linear-Control vs. ADRC for Automatic Management of the Handling-Comfort Contradiction of a Quarter-Car System // International Journal of Heavy Vehicle Systems. – 2022. – Vol. 29, no. 2. – P. 145–162.
16. Alhelou, M., Wassouf, Y., Serebrenny, V.V., et al. Managing the Handling-Comfort Trade-Off of a Quarter Car Suspension System using Active Disturbance Rejection Control and Vyshnegradsky Equation // Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie. – 2022. – Vol. 23, no. 7. – P. 367–375.
17. Kumar, S., Medhavi, A., Kumar, R. Modeling of an Active Suspension System with Different Suspension Parameters for Full Vehicle // Indian Journal of Engineering and Materials Sciences (IJEMS). – 2021. – Vol. 28, no. 1. – P. 55–63.
18. Алхелу М., Вассуф Я., Серебряный В.В. и др. Адаптивное управление компромиссом между управляемостью и комфортом в модели типа «четверть автомобиля» // Проблемы управления. – 2022. – № 2. – С 36–48. [Alhelou, M., Wassouf, Y., Serebrenny, V.V., et al. The Handling-Comfort Trade-Off in a Quarter-Car System: Automatic Adaptive Management via Active Disturbance Rejection Control // Control Sciences. – 2022. – No. 2. – P. 29–39. (In Russian)]
19. Gao, Z., and Tian, G. Extended Active Disturbance Rejection Controller. US Patent no. 8180464 – 2012.

Статья представлена к публикации членом редколлегии С.А. Красновой.

Поступила в редакцию 8.06.2022,  
после доработки 14.12.2022.  
Принята к публикации 25.01.2023

**Алхелу Мухаммед** – аспирант, МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ✉ muhammed.alhelou@gmail.com,

**Вассуф Язан** – аспирант, МГТУ им. Н.Э. Баумана; главный специалист по программированию БТС, ООО «ИЦ «КАМАЗ»», г. Москва, ✉ vassufya@student.bmstu.ru,

**Коржуков Максим Валентинович** – ООО «ИЦ «КАМАЗ»», г. Москва, ✉ KorzhukovMV@kamaz.ru,

**Лобусов Евгений Сергеевич** – канд. техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ✉ evgeny.lobusov@yandex.ru.

**Серебряный Владимир Валерьевич** – канд. техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ✉ vsereb@bmstu.ru.

# MANAGING THE HANDLING-COMFORT TRADE-OFF IN THE FULL CAR MODEL BY ACTIVE SUSPENSION CONTROL

M. Alhelou<sup>1</sup>, Y. Wassouf<sup>2</sup>, M.V. Korzhukov<sup>3</sup>, E.S. Lobusov<sup>4</sup>, and V.V. Serebrenny<sup>5</sup>

<sup>1,2,4,5</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

<sup>2,3</sup>KAMAZ Innovation Center, Moscow, Russia

<sup>1</sup>✉ muhammed.alhelou@gmail.com <sup>2</sup>✉ vassufya@student.bmstu.ru <sup>3</sup>✉ KorzhukovMV@kamaz.ru  
<sup>4</sup>✉ evgeny.lobusov@yandex.ru <sup>5</sup>✉ vsereb@bmstu.ru

**Abstract.** The effectiveness of a car suspension is usually assessed by the ability to provide maximum ride comfort and maintain continuous contact of the wheels with the road (road holding). This paper develops an active suspension control algorithm for the full car model (FCM) to improve its characteristics by active disturbance rejection control (ADRC). The ride comfort and road holding characteristics of the FCM suspension system are compared with those of the passive suspension. We propose an optimization algorithm for managing the comfort-handling trade-off using a single variable. This algorithm is based on forecasting the future values of the car chassis displacement and the roll angle depending on the dynamics of the ADRC controller on a given horizon. The simulation results confirm the effectiveness of the active suspension system with the proposed algorithm in improving the ride comfort and road holding characteristics.

**Keywords:** active disturbance rejection control (ADRC), full car model (FCM), extended state observer, ride comfort, handling, PD controller, tracking differentiator.