

УДК 629.3.023.1:519.876.5

В.В. МИХАЙЛОВ, канд. техн. наук; А.Г. СНИТКОВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОВОРОТА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ С ПОМОЩЬЮ ПЛОСКОЙ КОМПЛЕКСНОЙ МОДЕЛИ

*В статье изложены принципы разработки математической модели шасси мобильной машины, объединяющей динамические системы рулевого управления, подвески, несущей системы, взаимодействующих с опорной поверхностью, представленной случайными неровностями. Комплекс регистрирует параметры боковых отклонений центра масс и отклонений продольной оси от заданного курса после завершения маневра поворота. Приводится объяснение потери устойчивости при движении с маневром на повышенных скоростях по неровным дорогам.*

**Ключевые слова:** модель, система, шасси, мобильная машина

**Введение.** Вопросы устойчивости и безопасности движения мобильных машин в большинстве случаев решаются рациональным подбором параметров взаимодействующих систем, узлов и компонентов шасси с последующим объединением их в единую систему. Если имеется блок управления, то обобщенный алгоритм управления, как составляющая изделия, также обрабатывается путем поэтапного исследования состояний каждого механического модуля шасси с точки зрения его способности корректировать положение машины в различные моменты времени [1].

Качества автомобиля определяются совместной работой силовой установки, систем шасси, колес и поверхности дороги. Каждая из указанных систем может иметь собственную систему управления [2].

Вопросы создания и применения сложных математических моделей рассмотрены, например, в [3].

Научные исследования имеют следующую направленность:

- разработка расчетных моделей взаимодействия узлов крепления колес мобильной машины [4];
- разработка аналитических методов оценки взаимодействия колеса с неровной поверхностью, сцепных свойств и эффективности движителя в зависимости от свойств опорной поверхности [3], [5], [6], [7];
- создание моделей поведения водителя [8], в которых положение транспортного средства оценивается через время активации мышц водителя;
- исследования механических и гидромеханических контуров рулевого управления для получения требуемых расходных характеристик системы гидромеханического рулевого управления [9], [10];
- исследование узлов, реализующих силы тяги [11], [12], в которых предлагаются подходы по заданию уровней нагрузки;
- исследования гидромеханических моделей рулевого управления с испытаниями [13];
- создание моделей с активной подвеской [14];
- применение систем стабилизации положения кузова в зависимости от складывающейся дорожной ситуации [15];

- создание систем контроля положения несущей системы (кузова), как при использовании измерительных систем [16], так и при использовании моделирующих расчетов [17]; алгоритм управления построен на контроле состояния указанных систем шасси с функцией корректировки момента рыскания;

- решения по созданию экспертных систем шасси с построением на их основе корректирующих контуров [18];

- динамические модели систем автоматического управления [19]–[22], в том числе с применением объектно-ориентированного моделирования в Matlab/Simulink и LabVIEW;

- модели продольного и поперечного движения [23];
- исследования по динамическому распределению веса [24].

Таким образом, объединяющая модель должна учитывать, по крайней мере, следующие расчетные блоки систем шасси:

- несущей системы мобильной машины;
- тягового усилия на ведущих мостах, исходя из уровня сопротивления;
- положения элементов рулевого управления;
- нагружения элементов подвески;
- формирования случайных неровностей и сцепления шин с дорогой.

Изначально были приняты следующие допущения для несущей системы шасси:

- расчеты производятся для фиксированных скоростей движения, соответствуя диапазону скоростей 60–100 км/час, поэтому модели двигателя и трансмиссии не рассматривались;
- для оценки колебаний несущей системы применена одноколейная модель мобильной машины;
- углы увода колес в указанном диапазоне скоростей незначительны, а движение в повороте осуществляется жесткими колесами;
- силы тяги переднего и заднего мостов для небольших углов поворота при движении в указанном диапазоне определяются силами сопротивления движению и лежат вблизи к продольной оси машины;
- продольные и боковые силы линейны;

- профиль неровностей изменяется относительно основного горизонта;
- опыты проводятся при отключенных ассистентах.

Задачей исследования является оценка влияния качества дорожного полотна и скорости движения автомобиля на величину колебаний автомобиля относительно заданного курса в момент завершения маневра поворота.

Методом исследований является эксперимент и моделирование основных систем шасси на одном временном отрезке.

**Конфигурация объединенной модели.** На рисунке 1 представлены компоненты системы «Водитель — Автомобиль — Дорога», непосредственно участвующие в совершении маневра и последующей расчетной оценке устойчивости машины на неровной дороге. Точки *AD* и *AR* — это точки кинематического и/или силового внешних воздействий на системы шасси.

На рисунке 2 представлен рисунок сложной модели шасси с характерными функциональными особенностями в каждой из систем. Указанные модели уже прошли проверку на адекватность и пригодность.

**Математическое представление рулевого управления, модуля корректировки положения машины и точек передачи данных *AD* и *AR*.** Передача данных между моделями отдельных систем шасси производится в точке *AD* — переход «Водитель — Автомобиль» и точке *AR* — переход «Автомобиль (Колесо) — Дорога».

Точка *AD* перехода позволяет определять динамическое положение угла  $U_j$  поворота колес передней управляемой оси для модуля *У* по углу  $\alpha_{pk}$  поворота рулевого колеса с учетом динамических явлений, происходящих в гидроприводе усилителя, распределителя, гидроцилиндре, рулевом механизме и рулевом приводе.

Включение системы гидромеханического контура рулевого управления происходит после поворота рулевого колеса, выборки гидравлических, механических люфтов и последующего динамического движения механического привода управляемого колес, в том числе под воздействием элементов системы

гидроусилителя (см. модули *U1*, *U2* рисунка 2) [10].

Условием функционирования гидравлической части рулевого управления (модули *U1* и *U2*) при одностороннем повороте является равенство значений расходов в узлах *N*, *A*, *B* при движении поршня *P* площадью *S*:

$$\begin{aligned} Q_N - Q_{zA1} - Q_{zB1} &= 0; \\ Q_{zA1} - Q_{zA2} - Q_p &= 0; \\ Q_{zB1} - Q_{zB2} + Q_p &= 0. \end{aligned}$$

Производные давлений в узлах *N*, *A*, *B* имеют вид:

$$\begin{aligned} p'_N &= E (Q_N - Q_{zA1} - Q_{zB1}) / W_N; \\ p'_A &= E (Q_{zA1} - Q_p - Q_{zA2}) / W_A; \\ p'_B &= E (Q_{zB1} + Q_p - Q_{zB2}) / W_B. \end{aligned}$$

Механические узлы рулевого механизма и привода с гидроусилителем моделируется следующими дифференциальными уравнениями [10]:

- действующих на поршне сил

$$\begin{aligned} m_p X_p'' &= (p_A - p_B) S_p + \\ &+ 2M_R \tan(\delta) / d_{vin} - K_d X_p' - P_s(t); \end{aligned}$$

- производной действующего на торсионе момента кручения

$$M'_R = C_R [\omega(t) - 6,28 X_p' / H_{vin}];$$

- производной угла скручивания торсиона

$$U' = [\omega_a(t) - 6,28 X_p' / H_{vin}];$$

- производной скорости движения поршня

$$X_p' = V_p,$$

где  $X_p$  — координата движения поршня;  $m_p$  — масса поршня и части сопряженных с ним деталей;  $M_R$  — момент на рулевом колесе (торсионном валу);  $\delta$ ,  $d_{vin}$ ,  $H_{vin}$  — угол наклона, диаметр и шаг винтовой линии рулевого механизма;  $C_R$  — коэффициент крутильной жесткости торсиона;  $K_d$  — суммарный коэффициент демпфирования гидравлического и механического демпфирования в системе;  $\omega_a(t)$  — производная угла  $\alpha_{pk} = f(t)$  рулевого колеса во времени при моделировании маневра поворота,  $P_s(t)$  — приведенная к поршню сила сопротивления, пропорциональна суммарному моменту сопротивления колес повороту, при движе-



Рисунок 1 — Блок-схема шасси:

*U* — модуль рулевого управления [9], [10]; *S* — модуль шины и подвески [5], [6], [7]; *T* — модуль формирования сил тяги на мостах по сопротивлению [20], [21], [22]; *Y* — модуль контроля устойчивости и определения положения машины на дороге [17]; *RA* — модуль формирования случайного профили по индексу ровности и длине неровности, аналогично *S* [5]; *RD* — модуль оценки сцепных качеств движителя [6]; *RF* — модуль оценки сопротивления качению [7]

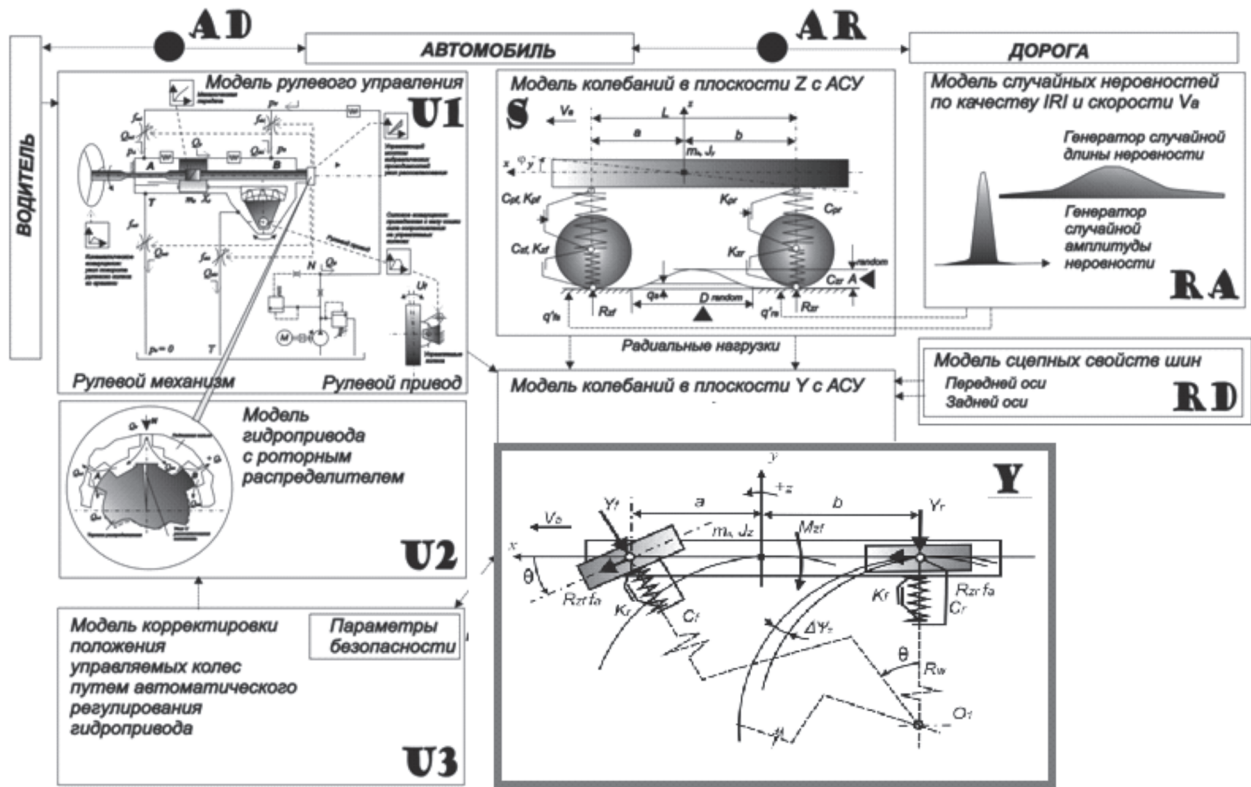


Рисунок 2 — Условные динамические модели подсистем автомобиля с пояснением точек переходов по кинематическим и/или силовым параметрам

нии включает момент сопротивления качению ведущей оси и весовой стабилизирующий момент, связанный с углами установки управляемых колес.

Неровности дороги (см. модуль RA, рисунок 2) представлены последовательностью случайных кинематических возмущений синусоидального вида  $q_z$  передней (индекс  $f$ ) и задней (индекс  $r$ ) осей, для которых амплитуда  $A$  и длина неровности  $D$  формируются из величины неровности  $IRI$ , определяющей качество дорожного полотна [5]:

$$q_z = \frac{A}{2} [1 + \cos(\frac{2\pi V_a t}{D})].$$

Соответственно, вертикальная скорость кинематического возмущения от неровности под задней осью происходит с запаздыванием  $\Delta t$  прохождения базы  $L$  автомобиля:

$$\dot{q}_z = \frac{A\pi V_a}{D} \sin(\frac{2\pi V_a}{D} t + \Delta t).$$

Виртуальная модель подвески (см. модуль S, рисунок 2) движущегося автомобиля представлена следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} J_{ay} \ddot{\phi}_y &= aR_f - bR_r + aK_f (\dot{q}_f - \dot{z} - a\dot{\phi}_y) - \\ &\quad - bK_r (\dot{q}_r - \dot{z} + b\dot{\phi}_y); \\ m_a \ddot{z} &= R_f + R_r - 9,81m_a + \\ &\quad + K_f (\dot{q}_f - \dot{z} - a\dot{\phi}_y) + K_r (\dot{q}_r - \dot{z} + b\dot{\phi}_y); \\ \dot{R}_f &= C_f (\dot{q}_f - \dot{z} - a\dot{\phi}_y); \\ \dot{R}_r &= C_r (\dot{q}_r - \dot{z} + b\dot{\phi}_y). \end{aligned}$$

Другая точка AR перехода отслеживает радиальные нагрузки  $R_f$  и  $R_r$  в контакте колеса с дорогой исходя из вертикальных колебаний мостов при движении по случайным неровностям (модуль S).

Динамические колебания (рисунок 3) массы машины для случая оценки колебаний автомобиля описаны с учетом [17] для движения одноколейной модели мобильной машины с включенными в систему силами демпфирования боковому смещению, силы тяги ведущего моста и момента сопротивления повороту кузова относительно оси  $z$ :

$$\begin{aligned} m_a (V_y' + V_a \omega_z) &= Y_f \cos \theta + Y_r - P_d - R_f f_a \sin \theta; \\ J_z \omega_z' &= Y_f a - Y_r b + R_f f_a \sin \theta - M_f \end{aligned}$$

при действии боковых упругих сил  $Y_f$  и  $Y_r$ , формируемых при повороте управляемых колес на угол  $\theta$ .

Продольные силы тяги для автомобиля с передним приводом представлены силами сопротивления качению через коэффициент сопротивления качению  $f_a$  управляемых колес произведением  $R_f \times f_a \times \sin \theta$ . Боковые силы могут быть выражены линейными зависимостями через суммарный угол бокового увода колес переднего  $\alpha_f$

$$Y_f = C_{af} \alpha_f$$

и заднего  $\alpha_r$  мостов:

$$Y_r = C_{ar} \alpha_r$$

Уравнения для углов увода колес с допущением, что они незначительны, будут иметь вид для моста управляемых колес:

$$\alpha_f = \theta - (V_y + a \cdot \omega_z) / V_x$$

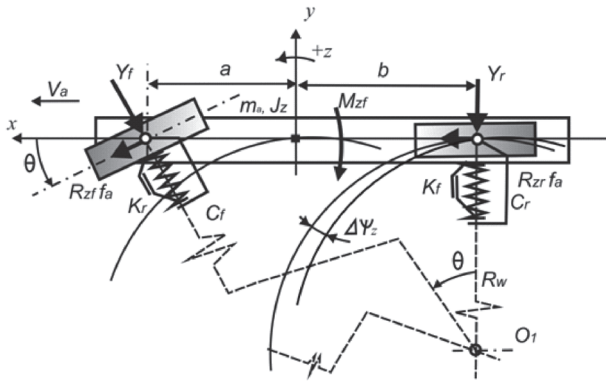


Рисунок 3 — Обобщающая схема динамического расчета положения несущей системы при совершении поворота

и для заднего моста

$$\alpha_r = -(V_y - b \cdot \omega_z) / V_x$$

Условие сцепления шин передней оси с дорогой состоит в следующем:

$$Y_f < R_{zf} \phi_f$$

и для шин задней оси

$$Y_r < R_{zr} \phi_r$$

Момент сопротивления повороту несущей системы представлен выражением:

$$M_{zf} = l_R (Y_f + Y_r) / 6,$$

где  $l_R$  — плечо обкатки.

Оценку угла рыскания в виде угла поворота продольной оси после завершения маневра можем производить по разнице

$$(\psi'_z) = \omega_z - V_a / R_w$$

Сила  $P_d$  демпфирования поперечному уводу центра масс автомобиля представлена произведением суммарного коэффициента демпфирования  $D_a$  (десятикратное увеличение значений коэффициентов демпфирования  $K_f$  или  $K_r$  при радиальном нагружении шин) и значения боковой скорости  $V_y$

$$P_d = 10 (K_f + K_r) V_y$$

Результатом моделирующих расчетов является определение в блоке  $Y$  (см. рисунок 3) положения продольной оси машины после завершения маневра и возвращения рулевого колеса в нейтральное положение.

Для прямолинейного движения автомобиля для положения рулевого колеса  $\alpha_{pk} \leq 0,05^\circ$  принимают значения угла поворота управляемых колес  $\theta = 0$ ; радиуса поворота  $R_w = 5000$  м и давления  $p_A = 0$  в линии нагнетания гидроцилиндра усилителя.

**Верификация модели** производилась сравнением экспериментальных замеров бокового ускорения (виброизмерительный прибор «КВАРЦ») с результатами моделирования при совершении поворота с постоянным радиусом  $R_w = 50$  м на скорости  $V_a = 40$  км/час.

Полученные графики представлены на рисунке 4 для фрагмента экспериментальной записи длительностью 3 с, а для моделирующего расчета длительностью 10 с — на рисунке 5. Начальные значения бокового ускорения уровня  $1 \text{ м/с}^2$  соответствуют вхождению машины в поворот.

Сопоставление графиков свидетельствует об удовлетворительном совпадении максимальных боковых ускорений  $a_y$  в эксперименте и при моделировании. Отличие результатов по времени можно объяснить неоднородностью трассы и различным временем прохождения участка постоянной кривизны.

**Условия проведения испытаний и параметры машины.** При оценке работоспособности модели не обнаружено ограничений на проведение исследований ни по параметрам автомобиля, ни по оценочным характеристикам его эксплуатационных свойств. Составляющие системы шасси вписаны в упрощенном виде в единую модель, и, в дальнейшем, могут быть автономно детализированы для более подробного их изучения и учета.

Общими допущениями и условностями являются:

- 1) углы поворота левого и правого управляемых колес линейно связаны с поворотом рулевого колеса;
- 2) давление в шинах при повороте не изменяется;
- 3) условия сцепления колес передней и задней осей с дорогой одинаковы;
- 4) колеса движутся без бокового скольжения / буксования;
- 5) кинематика рулевого привода не оказывает мгновенного влияния на кинематику подвески и трансмиссии, и наоборот они связаны между собой через силовые составляющие нагрузки колес;

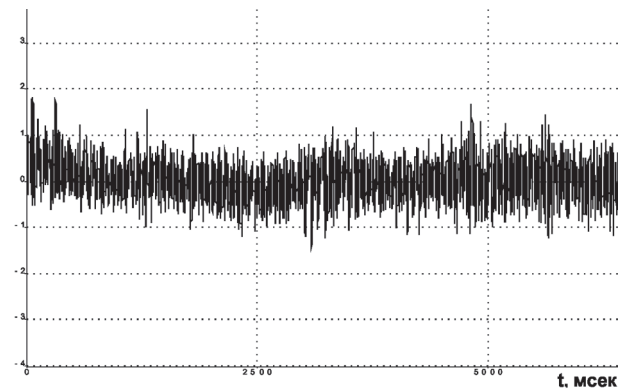


Рисунок 4 — Фрагмент экспериментальной записи боковых линейных ускорений ( $\text{м/с}^2$ ) центра масс автомобиля Renault Megane Scenic при совершении поворота радиусом 50 м на скорости 40 км/час

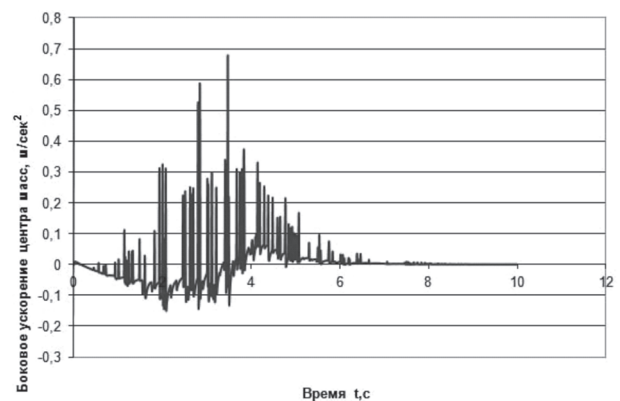


Рисунок 5 — График записи боковых ускорений при моделировании поворота при движении по радиусу 50 м на скорости 40 км/час



- 6) перемещение поршня прямо пропорционально углу поворота колес;
- 7) податливости элементов рулевого привода при повороте колеса не учитываются;
- 8) распределитель (является звеном с релейной характеристикой);
- 9) производительность насоса гидроусилителя руля не изменяется;
- 10) передние и задние колеса автомобиля имеют точечный контакт с поверхностью переменного профиля дороги, имеющей базовую «нулевую» ординату горизонта;
- 11) характеристики упругих элементов подвески и амортизаторов линейны, а также коэффициенты сил неупругого сопротивления (демпфирования) постоянны;
- 12) шины и амортизаторы идеализированы упруго-демпфирующими элементами;
- 13) шины левого и правого борта автомобиля имеют одинаковые характеристики;
- 14) силы сопротивления качению и воздуха не учитываются;
- 15) перераспределение нагрузки между мостами отсутствует вследствие движения с постоянной скоростью.

Общие параметры интегрированной модели были следующие: максимальное время маневра  $T_{max} = 10$  с; шаг счета  $H_T = 0,00001$  с.

Параметры объединенного модуля  $U$  определены для серийного выпускаемого узла для автомобилей с осевой нагрузкой на управляемую ось 12 кН, а именно: приведенная масса поршня и сопряженных деталей  $m_p = 10,0$  кг;  $C_R = 2490$  с<sup>-1</sup>;  $K_D = 6250$  Н с<sup>2</sup>/м;  $E = 0,7 \cdot 10^9$  Н/м<sup>3</sup>; плотность рабочей жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; объемы гидравлических магистралей ( $W_A = W_B = 0,17 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_N = 0,1 W_B$ ); геометрические параметры ротора ( $d = 0,022$  м;  $l = 0,0195$  м;  $a = 0,006$  м;  $b = 0,0056$  м;  $f_0^z = 12,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>); параметры рулевого привода (плечо обкатки  $l_R = 0,07$  м; нагрузка на управляемую ось  $R_f = 2G_k = 12$  кН); свободный радиус управляемого колеса  $r = 0,3$  м; угол поперечного наклона шкворня  $\beta = 7,0^\circ$ ; угол продольного наклона шкворня  $\gamma = 0,5^\circ$ ; передаточное число рулевого привода  $i_{sp} = 1,0$ ; параметры винтовой пары рулевого механизма (диаметр винта  $d_{vin} = 0,029$  м; угол наклона винтовой линии  $\delta = 0,114^\circ$ ; шаг винтовой линии  $H_{vin} = 0,01043$  м; площадь поршня  $S_p = 0,0038$  м<sup>2</sup>; производительность насоса  $Q_N = 7,0$  л/мин; КПД поршневой группы  $\eta_G = 0,8$ ; суммарный гидромеханический люфт  $0 < U_{min} < 0,15^\circ$ ; максимальный угол скручивания торсиона соответствующий линейной характеристике  $U_{max} = 0,587^\circ$ ).

Методика проведения исследований в диапазоне скоростей 60–100 км/час включает определение угла поворота продольной оси и боковое отклонение центра масс автомобиля после выполнения следующей последовательности поворота рулевого колеса на угол  $\alpha_{pk}$  с последующим возвратом рулевого колеса в нейтральное положение.

Параметры модуля  $S$  выбраны исходя из следующих технических параметров автомобиля  $m_a = 2\,300$  кг; момент инерции относительно вертикальной и поперечной осей  $J_z = J_y = 4813$  кг/м<sup>2</sup>; радиальная жесткость шин передней оси  $C_{zf} = 0,1179 \cdot 10^6$  Н/м; то же — для шин задней оси  $C_{zr} = 0,1179 \cdot 10^6$  Н/м; суммарные логарифмические декременты затухания для шин управляемой оси  $\delta_f = 0,15$ ; для задней оси  $\delta_r = 0,17$ . Положение центра масс автомобиля относительно осей представлено линейными параметрами  $a = 1,55$  м,  $b = 1,35$  м, базой  $L = 2,9$  м.

Неровности дороги имеют статистические характеристики: среднее значение распределения индекса ровности  $IRI = 1,9$  мм/м для улучшенного покрытия, и 3,7 мм/м — для стандартного. Коэффициент вариации принят равным 0,4 для нормального закона распределения высоты и длины неровности.

**Обсуждение.** В подтверждение работоспособности и функциональных возможностей реализованной модели на рисунках 6–10 приведены графики динамических процессов, рассчитанных для различных элементов шасси на различных скоростях  $V_a$  и величинах  $IRI$  неровностей. Угол отклонения продольной оси автомобиля представлен итоговым рисунком 11.

Очевидно, что все указанные системы полученной модели шасси находятся в работоспособном состоянии, а элементы и узлы — в динамическом взаимодействии и кинематической связи между собой. При этом разработанная объединенная модель реализует вполне адекватные величины контролируемых параметров движения.

В качестве статистического материала и развития исследований была использована работа [26], в которой обозначены экспериментальные данные замеров функционирования рулевых управлений различных марок легковых автомобилей. Испытания проводились для оценки качества и количества «подруливаний» по частоте и амплитуде во время прямолинейного движения в диапазоне скоростей

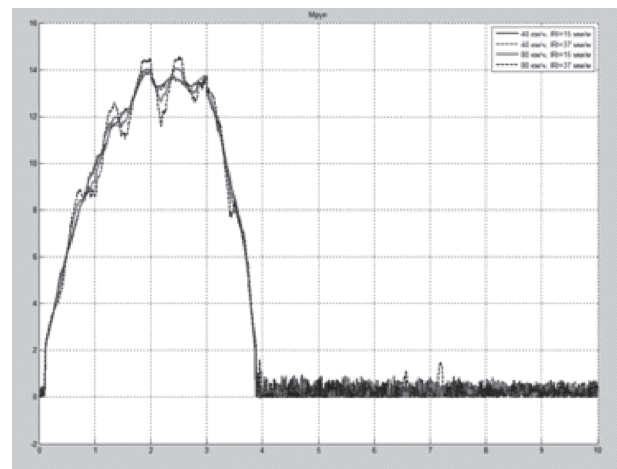


Рисунок 6 — Сравнение расчетных динамических моментов (Нм), развиваемых на рулевом колесе системы управления с гидроусилителем, при совершении поворота автомобиля по неровной дороге во времени (с)

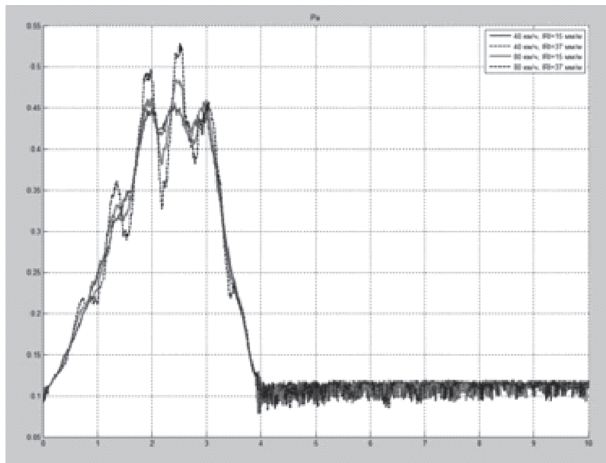


Рисунок 7 — Графики изменения давления в рабочей полости гидроцилиндра (МПа) усилителя руля при совершении поворота по неровной дороге на разных скоростях и неровностях

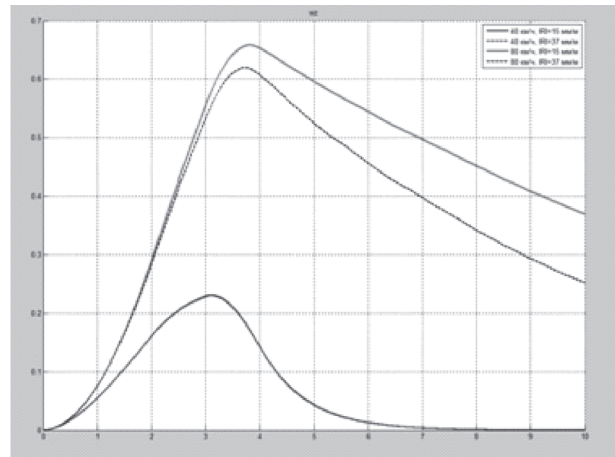


Рисунок 10 — Изменение угловой скорости  $\omega_z$  (рад/с) во времени (с) автомобиля при совершении маневра поворота на неровной дороге на разных скоростях и неровностях

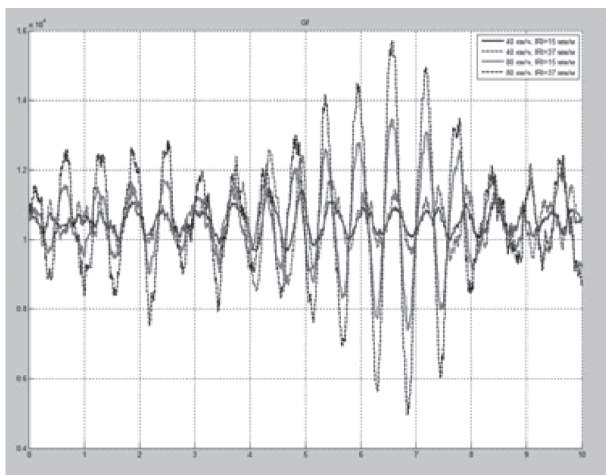


Рисунок 8 — Сравнение радиальных нагрузок (Н) на управляемый мост при совершении поворота автомобиля по неровной дороге на разных скоростях и неровностях

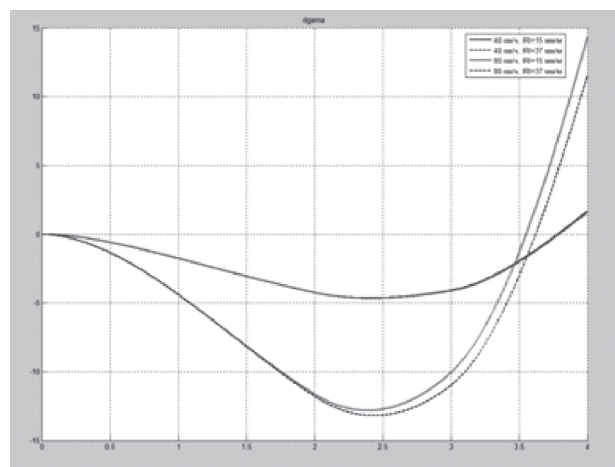


Рисунок 11 — Изменение угла отклонения продольной оси автомобиля от идеальной траектории при завершении маневра поворота (4-я секунда) на неровной дороге

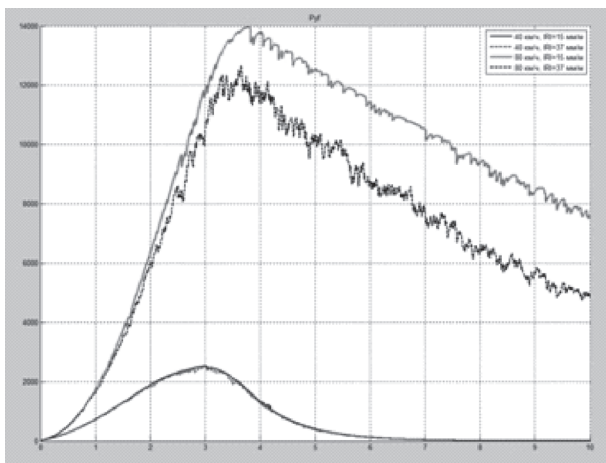


Рисунок 9 — Изменение боковой нагрузки (Н) на передний управляемый мост при совершении маневра поворота на неровной дороге на разных скоростях и неровностях

30–150 км/ч. Параметры качества дороги в работе не обозначены и не известны.

Согласно [26], выявлено, что при прямолинейном движении амплитуда упреждающих вмеша-

тельств в рулевое управление изменялась от  $2,7^\circ$  до  $6,0^\circ$  в указанном диапазоне скоростей движения. При этом согласно правилам ЕЭК ООН [26], допустимый люфт легковых автомобилей может достигать  $8^\circ$ . Сделан вывод об актуальности снижения колебаний продольной оси автомобиля для поддержания заданного прямолинейного его движения.

На скоростях движения 60 км/час и 90 км/час математическое ожидание упреждающей амплитуды поворота рулевого колеса составили  $3,06^\circ$  и  $3,65^\circ$  соответственно. Математическое ожидание времени одного подруливания колеблется в пределах 1,01 с и 1,02 с соответственно. Среднее время ожидания одного упреждающего подруливания (т. е. набора отклонения для выравнивания положения оси машины) составило 3,55 с и 2,49 с.

На рисунке 12 представлен полученный авторами обобщающий график расчетных углов отклонений продольной оси автомобиля относительно заданного управляемыми колесами курса. Данные получены в результате испытаний предложенной объединенной модели при движении на фиксированных скоростях в

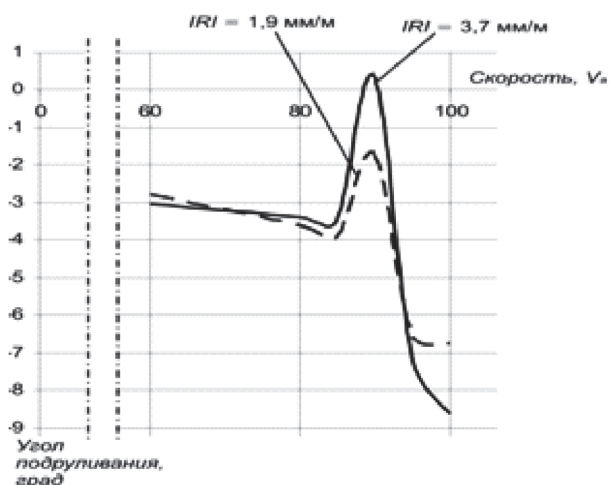


Рисунок 12 — Изменение осредненного угла отклонения продольной оси автомобиля в момент завершения маневра поворота при движении на различных скоростях по неровной дороге

диапазоне 60–100 км/час для ровности  $IRI = 3,7$  мм/м и  $IRI = 1,9$  мм/м соответственно.

На рисунке 12 отмечается неоднозначная зависимость угла продольных отклонений оси автомобиля от скорости движения и высоты неровностей. Так, при скоростях движения 60–80 км/час, влияние качества дорожного покрытия не настолько существенно, поскольку углы отклонения оси автомобиля составляют не более  $3^\circ$ – $4^\circ$ . Однако при значениях скоростей ближе к 90 км/час и более, изначально наблюдается понижение углов отклонений автомобиля до величин  $0,5^\circ$ – $1,7^\circ$  (стабилизация) с последующим их существенным повышением до значений  $6,7^\circ$ – $8,7^\circ$  для скоростей движения близких 100 км/час и более.

Для примера рассмотрим частный случай движения на скорости 40 км/час с совершением маневра с углом поворота рулевого колеса  $\alpha_{pk} = 50^\circ$ , что соответствует среднему углу поворота управляемых колес на угол  $\alpha = 3,0^\circ$ .

Следуя классическим формулам расчетов, для базы автомобиля  $L = 2,9$  м радиус поворота составляет  $R_w = 55$  м.

Исходя из полученных авторами результатов моделирования, динамическая величина угла отклонения сразу после завершения маневра при  $t = 4$  с составила  $\Delta\psi_z = 2,5^\circ$ , что лежит в пределах люфта, допустимого для легковых автомобилей, который по модулю не должен быть выше  $8^\circ$  [26]. Знак при  $\Delta\psi_z$  свидетельствует о движении по траектории меньшего радиуса (избыточная поворачиваемость), что отрицательно скажется на безопасности, управляемости и устойчивости.

С учетом обозначенной скорости движения  $V_a = 40$  км/час и математическом ожидании времени одного «подруливания»  $t_p = 1,02$  с [26] определим требуемый угол поворота рулевого колеса  $\alpha_{pk}^*$  для проведения коррекции.

Если при скорости движения  $V_a$  за время  $t_p$  пройденное расстояние составит  $S = 11,3$  м, то, полагая, что автомобиль обладает нейтральной по-

ворачиваемостью, произойдет уменьшение радиуса поворота до величины:

$$R_{w2} = R_w - S/\tan(\Delta\psi_z) = 55 - 0,46 = 54,54 \text{ м.}$$

Нетрудно видеть, что движение по такому радиусу может совершаться с углом поворота управляемых колес  $\theta^* = 3,04^\circ$ , что соответствует углу поворота рулевого колеса  $\alpha_{pk}^* = 50,67^\circ$ .

Таким образом, требуемая ориентировочная величина подруливания после совершения объединенной моделью шасси заданного маневра на неровной дороге составляет модуль разности  $ABS(\alpha_{pk} - \alpha_{pk}^*) = 0,67^\circ$ , что лежит в поле среднестатистических оценок и является вполне приемлемой величиной для комплексных динамических исследований систем шасси.

Исследования показывают, что комплексное влияние неровностей дороги, скорости движения и типом маневра может существенно изменять показатель поворачиваемости автомобиля. Этот факт напрямую оказывает влияние на безопасность движения одиночного автомобиля и транспортного потока в целом.

#### Выводы.

1. Предварительное сравнение экспериментальных данных с результатами моделирования при движении по неровной дороге с совершением поворота показали адекватность и практическую пригодность модели, объединяющую основные системы шасси. Ее функциональные возможности могут быть существенно расширены путем аппаратно-программного совмещения модели с устройствами в реальном режиме времени.

2. Вклад неровностей дороги в формирование угла продольных отклонений может быть весьма существенным и достигать до 30 % суммарного угла отклонения продольной оси автомобиля после совершения маневра поворота для разрешенного диапазона скоростей движения. Во избежание случаев травматизма движение на повышенных скоростях более 120 км/час по автомагистралям следует разрешать только после оценки качества дорожного покрытия и приведения неровностей дорог до значений не более  $IRI = 1,5$ – $2,0$  мм/м.

3. Комплексное влияние неровностей дороги, скорости движения и типа маневра может существенно изменять параметр поворачиваемости автомобиля.

4. Получено объяснение возможным случаям потери управляемости автомобиля на высоких скоростях движения, причиной которых являются периодические колебания боковой нагрузки и тяговых сил на управляемый и задний мосты автомобиля.

#### Список литературы

- Boehm, B. Spiral Development: Experience, Principles and Refinements / Barry Boehm. — Spiral Development Workshop. — February 9, 2000. — Barru Boehm, ed. by Wilfred J. Haysen. — July, 2000. — Special report CMU/SEI-2000-SR-008. — Режим доступа: <http://www.google.by/search?q=spiral+boehm&hl=en&tbo=u&tbm=isch&source=univ&sa=X&ei=x7gcUaesLczZsgbGsIGYAw&sqi=2&ved=0CDQQsAQ&biw=1600&bih=1002>.



2. Effective ESC testing // Racelogic / VehicleDynamics International.com. — Annual Showcase 2013. — Pp. 66–67. — Mode of access: www.racelogic.co.uk.
3. Альгин, В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский, С.Н. Поддубко; под ред. И.С. Цитовича. — Минск: Наука и техника. — 1986. — 214 с.
4. Lighter hub bearing unit // Vehicle Dynamics International. — 2011. — May 17–19. — P. 72.
5. Михайлов, В.В. Формирование колебательных воздействий и расчет нагрузок в контакте колес автомобиля с неровной поверхностью дороги // В.В. Михайлов, М.Г. Солодкая // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — № 4(13). — С. 18–23.
6. Михайлов, В.В. Сравнение и пути повышения эффективности колесных движителей // Механика машин, механизмов и материалов. 2009. — № 3(8). — С. 29–34.
7. Михайлов, В.В. Методика определения коэффициента сопротивления качению колесного движителя // Механика машин, механизмов и материалов. 2008. — № 4(5). — С. 17–22.
8. Odhams, A. Models of Driver Speed Choice in Curves / Andrew MC Odhams and David J Cole. — Cambridge University Engineering Department. — Trumpington Street, Cambridge, CB2 1PZ, UK.
9. Михайлов, В. Формирование расходной характеристики гидросилителя руля с роторным распределителем / В.В. Михайлов, Е.Я. Строк // Наука и техника. — 2012. — № 6. — С. 10–14.
10. Михайлов, В. Математическое моделирование в изучении переходных процессов и нагруженности элементов гидросилителя руля с роторным распределителем / В.В. Михайлов, Е.Я. Строк // Наука и техника. — 2013. — № 1. — С. 18–23.
11. Автоматизированное переключение передач и интеллектуальная система регулирования тягового усилия для эксплуатации автомобиля в условиях бездорожья // Scania. Отдел по предоставлению информации. — SE-151 87/—Седертелье. — Швеция. — Режим доступа: www.scania.com. — P11902RU пер. Эрик Нордстрем. — 16 сент. 2011. — 5 с.
12. Михайлов, В.В. Дифференциальный привод как объект совершенствования динамики колесной машины // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — 2(11). — С. 82–84.
13. Cole, D. Driver steering control behavior / David Cole, Andrew Odhams, Steeven Keen // VehicleDynamicsInternational.com. — Annual Showcase, 2011. — Pp. 34–37.
14. Yoshimura, E. Active suspension system of one-wheel car models using the sliding mode control with VSS observer / Toshio Yoshimura, Sigeki Matumura, Masao Kurimoto and Junichi Hino // International Journal of Vehicle Autonomous System. — Vol. 1, No.1. — 2002. — Pp. 133–152.
15. Mirwaldt, T. Ready for roll // Thomas Mirwaldt, Peter Ebenhard // VehicleDynamicsInternational.com. — Annual Showcase, 2013. — Pp. 24–28.
16. Slip angle accuracy / Oxford technical solution. VehicleDynamicsInternational.com. — Annual Showcase, 2013. — 74 p. — Mode of access: www.oxts.com. — Quote ref VDI 009.
17. Hac, A. Improvements in vehicle handling / Alexander Hac, Mark O. Bodie // International Journal of Vehicle Autonomous System. — Vol.1, No.1. — 2002. — Pp. 83–109.
18. Chassis systems expertise // BWI Group. — VehicleDynamicsInternational.com. — Annual Showcase, 2013. — 75 p. — Mode of access: www.bwigroupe.com.—Quote refVDI010.
19. Haj-Fraj, A. Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions // A. Haj-Fraj, F. Pfeiffer // Journal of the Franklin Institute 338 (2001). — Pp. 371–390. — Mode of access: www.elsevier.nl/locate/jfranklin/
20. Михайлов, В.В. Повышение эффективности самоходных погрузчиков путем автоматизации управления трансмиссией и выбора рациональных моментов переключения / В.В. Михайлов, В.Н. Басалаев, С.А. Карпыза // Механика — машиностроению: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. «Инновации в машиностроении» и VI Междунар. симпоз. по трибофатике МСТФ 2010 ОИМ НАН Беларуси, Минск, 26–29 окт. 2010 г. / ОИМ НАН Беларуси; ред.: Высоцкий М.С. [и др.]. — Минск, 2010. — С. 176–180.
21. Михайлов, В. Математическая модель автоматической трансмиссии в структуре испытательного комплекса / В.В. Михайлов [и др.]. — Механика машин, механизмов и материалов. — 2012. — № 2(19). — С. 22–28.
22. Михайлов, В. Комплексная система отладки и диагностирования алгоритмов систем автоматического управления гидромеханическими трансмиссиями // В.В. Михайлов, А.Г. Снитков // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. — Вып. 1. — 2012. — Минск: ОИМ НАН Беларуси. — С. 316–319.
23. Ukawa, H. A study on the autonomous driving system of heavy duty vehicle / H. Ukawa, H. Itonuma and T. Fujimura // International Journal of Vehicle Autonomous System. — Vol. 1, No. 1. — 2002. — Pp. 45–62.
24. Shyrokau, B. Control Allocation with Dynamic Weight Scheduling for Two-task Integrated Vehicle Control / Barys Shyrokau, Danwei Wang // EXQUISITUS. — Centre for E-City: Nanyang Technological University. — AVEC'12.
25. Проскурин, А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи: учеб. пособие / А.И. Проскурин. — Ростов на Дону: Феникс, 2006. — 200 с.
26. Ходес, И. Методология прогнозирования управляемости колесной машины / И.В. Ходес. — автореф. дисс. ... канд. техн. наук по спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины». — Волгоград, 2007.

Mikhailau V.V., Snitkov A.G.

### Research of mobile machine turn on a rough road with a flat complex model

The paper presents the principles of the mobile chassis machine mathematical model creation that combines: dynamic steering system, suspension support system, interacting with the support surface, represented by random irregularities. The complex registers the automobile mass center lateral deviation and longitudinal axis deviation. The control loss explanation was received when driving maneuver at high speeds on rough roads was finished.

**Keywords:** chassis, combined mathematical model, properties

Поступила в редакцию 02.05.2012.