

УДК 631.542

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
УСТОЙЧИВОСТИ НА ПОВОРОТАХ  
АВТОПОЕЗДА, ОСНАЩЕННОГО  
УПРАВЛЯЕМОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ  
ПОДВЕСКОЙ**

Любавский Дмитрий Сергеевич  
аспирант  
*ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная  
лесотехническая академия», Воронеж, Россия*

Разработана имитационная модель движения автопоезда, состоящего из тягача класса «КрАЗ» и прицепа-ропуски. Изучено влияние алгоритма управления подвеской на устойчивость автопоезда на поворотах

Ключевые слова: АВТОПОЕЗД,  
МОДЕЛИРОВАНИЕ, УСТОЙЧИВОСТЬ,  
ОПРОКИДЫВАНИЕ, УПРАВЛЯЕМАЯ  
ПОДВЕСКА

UDC 631.542

**THEORETICAL STUDY OF CORNERING  
STABILITY OF A TRAILER, EQUIPPED BY  
CONTROLLED AIR SUSPENSION**

Lyubavsky Dmitriy Sergeevich  
postgraduate student  
*Voronezh State Academy of Forestry Engineering,  
Voronezh, Russia*

A simulation model of road train movement has been developed. The model includes a tractor of a "KrAZ" class and a trailer for timber transport. The effect of the control algorithm on the suspension stability of the train at the corners has been studied

Keywords: ROAD TRAIN, MODELING,  
STABILITY, OVERTUNING, CONTROLLED  
SUSPENSION

Автопоезд, перевозящий низкоплотный груз (например, пакет бревен с использованием прицепа-ропуски), имеет высоко расположенный центр тяжести [1, 2, 3]. Повороты такого движущегося автопоезда сопряжены с опасностью его опрокидывания, что вызывает необходимость двигаться с низкой скоростью и соответственно приводит к повышению продолжительности и энергоемкости перевозок. Для повышения устойчивости автопоезда к опрокидыванию ранее нами предложено оснащать автопоезд управляемой пневматической подвеской [4]. Подвески с управляемыми параметрами широко используются в пассажирских автобусах, автомобилях престижных моделей [5]. В данном случае [4] предлагается оснастить автопоезд устройством управления, которое при начале вращения рулевого колеса вправо или влево снижает жесткость подвески колес по правому или левому борту, соответственно. При этом автопоезд оседает на правый или левый борт, и центр тяжести смещается так, что поворот того же радиуса может быть преодолен на большей скорости без опрокидывания.

Для оценки эффекта оснащения автопоезда управляемой пневматической подвеской и определения ее оптимальных параметров разработана

и исследована математическая модель движения автопоезда на повороте. (рис. 1). Моделирование в целом основано на методах классической механики [6, 7]. В рамках модели необходимо корректно представить тягач, прицеп, перевозимый груз (для конкретного примера в качестве груза взят пакет бревен) как движущиеся в трехмерном пространстве тела, а также подвеску, колеса и опорную поверхность, имеющую определенный рельеф.

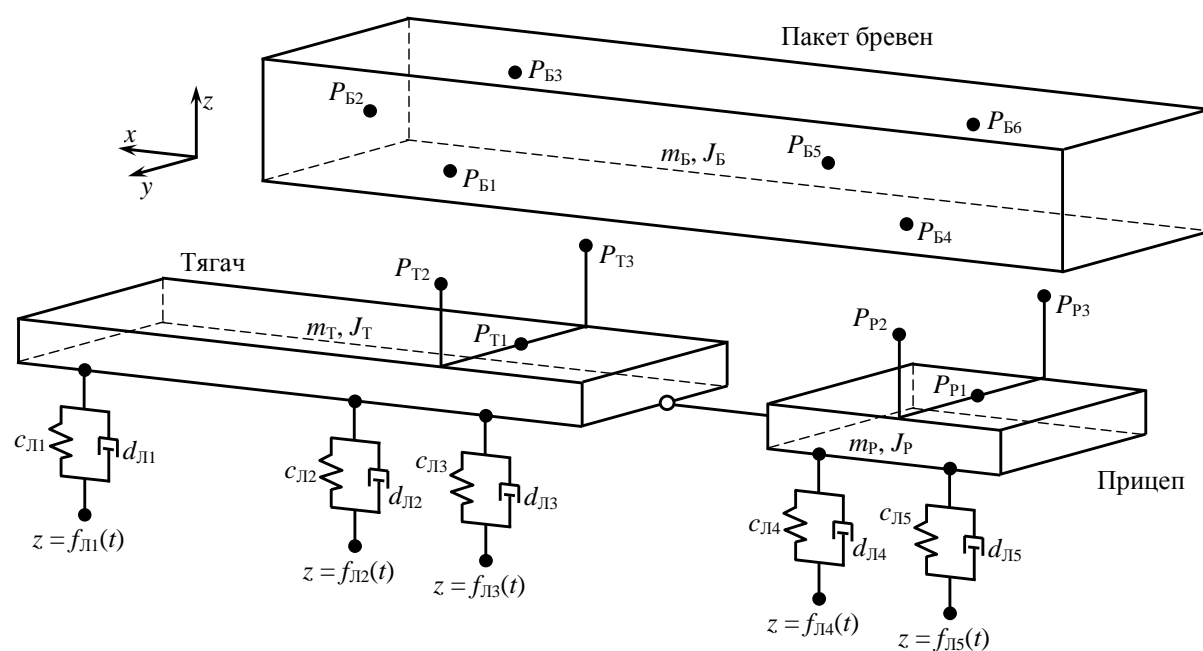


Рисунок 1. Расчетная схема для построения динамической модели автопоезда (показаны колеса только левого борта)

Тягач, прицеп и пакет бревен в модели представляются как отдельные абсолютно твердые тела, взаимодействующие между собой и с опорной поверхностью (см. рис. 1). Тела имеют массы  $m_T$ ,  $m_P$  и  $m_B$  и моменты инерции  $J_T$ ,  $J_P$  и  $J_B$ , соответственно. При этом моменты инерции зависят от текущего положения осей вращения и пересчитываются для каждого момента времени.

Положение тел в пространстве характеризуется декартовыми координатами их центров тяжести  $(x_T, y_T, z_T)$ ,  $(x_P, y_P, z_P)$  и  $(x_B, y_B, z_B)$ , а также уг-

лами отклонения локальной системы координат от общей базовой ( $\varphi_{xT}, \varphi_{yT}, \varphi_{zT}$ ), ( $\varphi_{xP}, \varphi_{yP}, \varphi_{zP}$ ) и ( $\varphi_{xB}, \varphi_{yB}, \varphi_{zB}$ ). Движение каждого тела в модели описывается системой дифференциальных уравнений, составленной на базе основных законов динамики поступательного и вращательного движений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_k \frac{\partial^2 x_k}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{Л}i}^x + \sum_{i=1}^3 F_{\text{П}i}^x + \sum_j F_{kj}^x; \\ m_k \frac{\partial^2 y_k}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{Л}i}^y + \sum_{i=1}^3 F_{\text{П}i}^y + \sum_j F_{kj}^y; \\ m_k \frac{\partial^2 z_k}{\partial t^2} = -m_k \cdot g + \sum_{i=1}^3 F_{\text{Л}i}^z + \sum_{i=1}^3 F_{\text{П}i}^z + \sum_j F_{kj}^z; \\ J_{xk} \frac{\partial^2 \varphi_{xk}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^x(F_{\text{Л}i}) + \sum_{i=1}^3 M^x(F_{\text{П}i}) + \sum_j M^x(F_{kj}); \\ J_{yk} \frac{\partial^2 \varphi_{yk}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^y(F_{\text{Л}i}) + \sum_{i=1}^3 M^y(F_{\text{П}i}) + \sum_j M^y(F_{kj}); \\ J_{zk} \frac{\partial^2 \varphi_{zk}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^z(F_{\text{Л}i}) + \sum_{i=1}^3 M^z(F_{\text{П}i}) + \sum_j M^z(F_{kj}); \end{array} \right.$$

где  $t$  – время;

$k$  – индекс тела (может принимать значения "Т", "Р", "Б");

$F_{\text{Л}i}$  и  $F_{\text{П}i}$  – силы, передаваемые от колес через подвеску по левому (индекс "Л") и правому (индекс "П") бортам;

$F_{kj}$  – силы взаимодействия тела  $k$  с соседними телами  $j$ ;

$M^i$  – моменты вышеперечисленных сил относительно оси  $i$ .

Тела взаимодействовали между собой шарнирно (тягач – прицеп), либо контактом точки с поверхностью (тягач – пакет бревен, прицеп – пакет бревен). Для первых оценочных исследований использовали упрощенную модель колеса: пренебрегали деформацией колеса и считали, что изменение расстояния от корпуса до опорной поверхности связано с работой подвески. Основная сила (сила опоры) со стороны колеса на корпус тягача или прицепа рассчитывалась в приближении вязкоупругого взаимодействия:

$$F_i^z = c_i (z_{\text{П}i} + R_K - z_{\text{К}i}) - d_i \left( \frac{\partial z_{\text{П}i}}{\partial t} - \frac{\partial z_{\text{К}i}}{\partial t} \right),$$

где  $i$  – индекс колеса;

$z_{\Pi}$  – вертикальная координата поверхности под колесом, равная координате нижней точки колеса;

$z_{\text{к}}$  – вертикальная координата точки крепления колеса к корпусу;

$R_{\text{к}}$  – радиус колеса;

$c_i, d_i$  – коэффициенты жесткости и демпфирования вязкоупругого взаимодействия.

На колеса действуют силы сцепления с покрытием дороги в горизонтальной плоскости, причем считаем, что поперечная составляющая сил сцепления достаточна для обеспечения устойчивости автопоезда опрокидыванию. Кроме того, со стороны ведущих колес действует сила тяги на корпус тягача. Перечисленные силы, действуя в комплексе, приводят к перемещению модельного автопоезда в трехмерном пространстве. На начальном этапе исследований использовали ровную горизонтальную опорную поверхность, то есть функции  $f_i(t)$ , представленные на рисунке 1, были тождественно равны нулю.

Таким образом, математическая модель представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений. Для численного интегрирования дифференциальных уравнений использовали модифицированный метод Эйлера – Коши, который имеет второй порядок точности по отношению к координате и первый порядок точности по отношению к скорости [8]. Шаг интегрирования системы дифференциальных уравнений составлял  $\Delta t = 0,0002$  с. Для удобства исследования математической модели и проведения с ее помощью компьютерных экспериментов разработана компьютерная программа на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7 (рис. 2). Программа предназначена для имитационного моделирования движения автопоезда с целью определения его динамического поведения и устойчивости на поворотах.

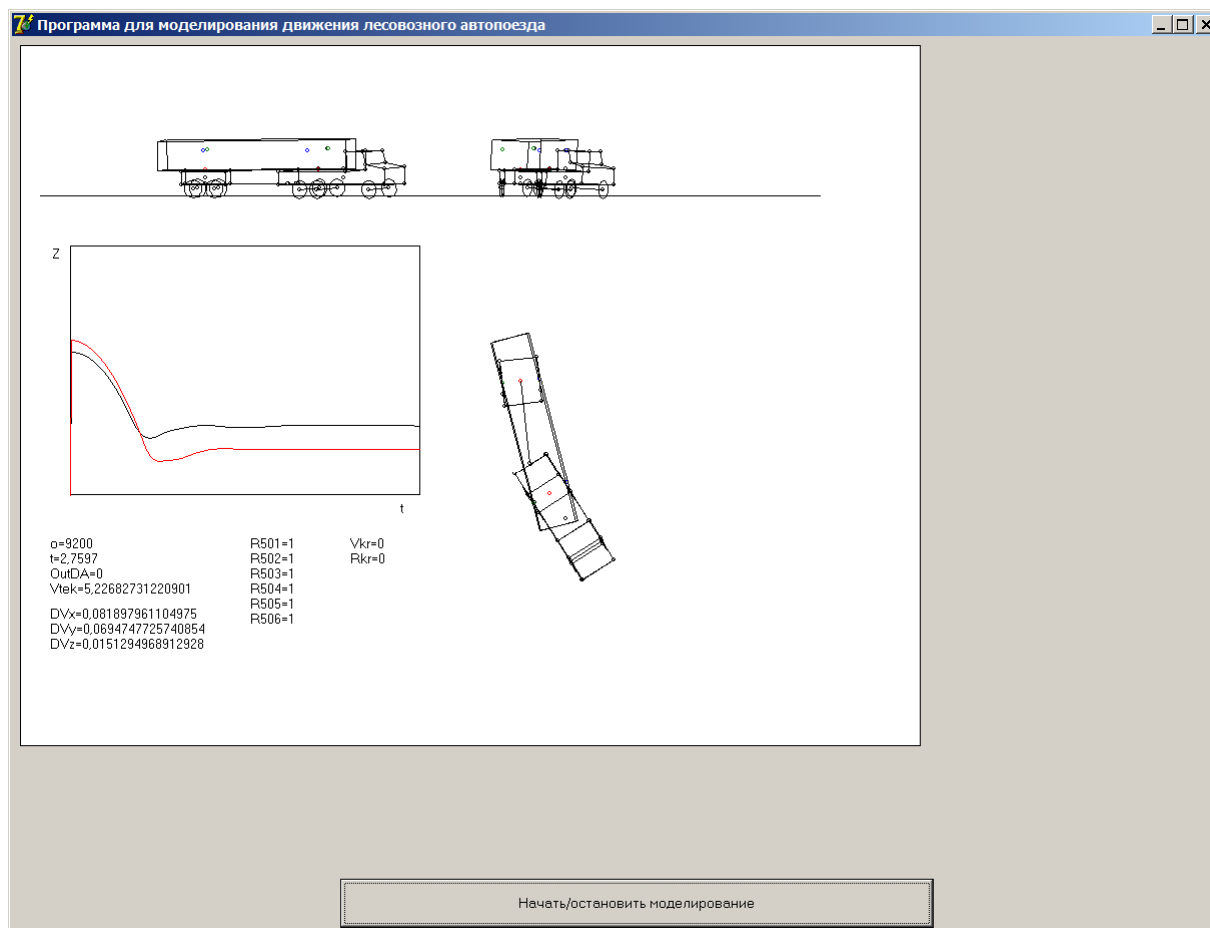


Рисунок 2. Форма вывода результатов компьютерного эксперимента в программе для исследования устойчивости автопоезда

Компьютерное моделирование с моделью автопоезда проводилось следующим образом. В начальный момент времени автопоезд помещался в начале координат и некоторое время выдерживался, чтобы динамическая система пришла в равновесие. Затем автопоезду сообщалась заданная скорость движения (для приведенных ниже расчетов 60 км/ч) и выдерживалась постоянной в течение всего компьютерного эксперимента.

Через 1 с после начала моделирования начинался поворот передних колес тягача в соответствии с графиком управления автопоездом и подвеской (рис. 3). Поворот передних колес продолжался в течение 1 с и достигал величины  $\alpha_{\max} = 20^{\circ}$ . В этом состоянии передние колеса удерживались в течение 2 с, а затем – производился плавный поворот передних колес в исходное состояние с такой же (по модулю) скоростью поворота.

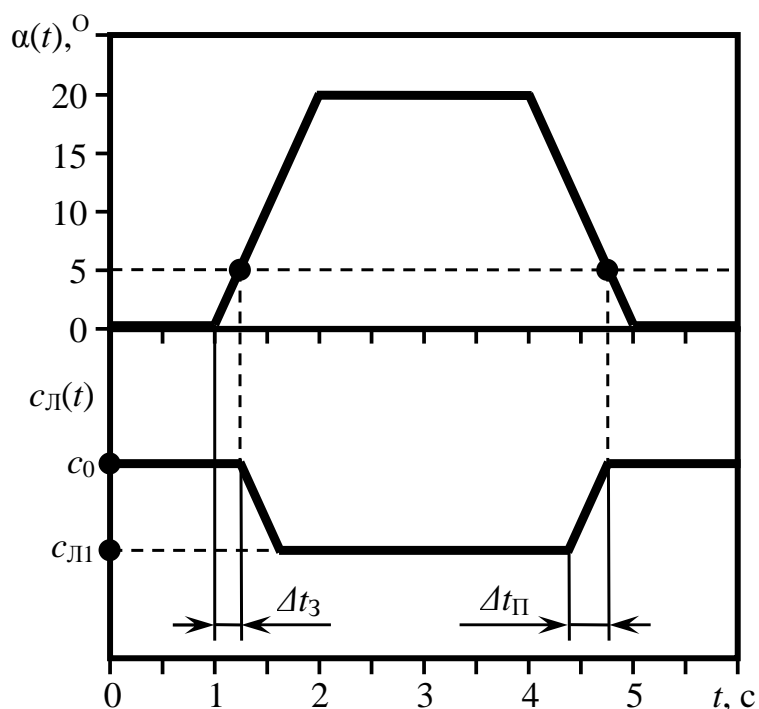


Рисунок 3. Графики управления в процессе компьютерного эксперимента углом поворота колес автопоезда  $\alpha(t)$  и жесткостью пневматической подвески по левому борту  $c_{Л}(t)$

При таком управлении передними колесами автопоезд совершал плавный поворот. По достижении углом  $\alpha$  некоторой пороговой величины (в данном случае  $5^\circ$ ) производилось уменьшение жесткости подвески по борту, в направлении которого производился поворот (в данном случае левому). При этом уменьшение жесткости начиналось с некоторой задержкой по времени  $\Delta t_3$  по отношению моменту начала поворота автопоезда. Снижение коэффициента жесткости от исходного значения  $c_{Л0}$  до заданного значения  $c_{Л1}$ , а также возврат коэффициента жесткости производились по линейному закону в течение промежутка времени  $\Delta t_{\text{П}}$ .

Рисунок 4 иллюстрирует возможности разработанного метода моделирования: показан неблагоприятный случай опрокидывания автопоезда, когда при скорости 60 км/ч радиус поворота слишком мал и ослабление подвески по левому борту недостаточно для того, чтобы удержать автопоезд в вертикальном положении.

Эффективность управляемой подвески в плане удерживания автопоезда от бокового опрокидывания существенно зависит от величины снижения коэффициента жесткости, в частности, от минимального уровня жесткости  $c_{л0}$ . Провели серию последовательных компьютерных экспериментов, в которых  $c_{л1}$  принимал значения 1,0, 0,93, 0,67, 0,57, 0,53, 0,50 от исходного коэффициента жесткости  $c_{л0}$ , которое оставалось неизменным для подвесок правого борта. Исследовали, как в процессе поворота изменяется угол  $\beta$  наклона (отклонения от вертикального положения) тягача и прицепа (рис. 5). Верхний график приведен для случая подвески с неизменяемыми параметрами и такого угла поворота передних колес ( $20^0$ ), при котором при скорости 60 км/ч автопоезд находится на грани опрокидывания. Действительно, судя по графику  $\beta(t)$ , тягач наклоняется на  $17^0$ , а прицеп – на  $28^0$ , а при завершении поворота возвращается в исходное состояние, но еще в течение 5 с раскачивается в поперечном направлении.

Снижение в процессе поворота жесткости по левому борту всего на 7 % ( $c_{л1} = 0,93 c_{л0}$ ) приводит к существенному уменьшению наклона автопоезда при повороте (тягача – всего на  $5^0$ , прицепа – на  $12^0$ ).

Наименьший наклон автопоезда происходил при  $c_{л1} = 0,53 c_{л0}$  и  $c_{л1} = 0,53 c_{л0}$ . Амплитуда наклона даже для прицепа не превышает  $4^0$ .

Если жесткость  $c_{л1}$  составляет половину или менее от исходной жесткости  $c_{л0} = c_{л0}$ , управляемая подвеска вызывает существенное проседание автопоезда по левому борту в самом начале поворота, что приводит к опасному наклону тягача (на  $22^0$ ) и прицепа (на  $15^0$ ), т. е. уменьшение жесткости более чем в два раза также нецелесообразно.

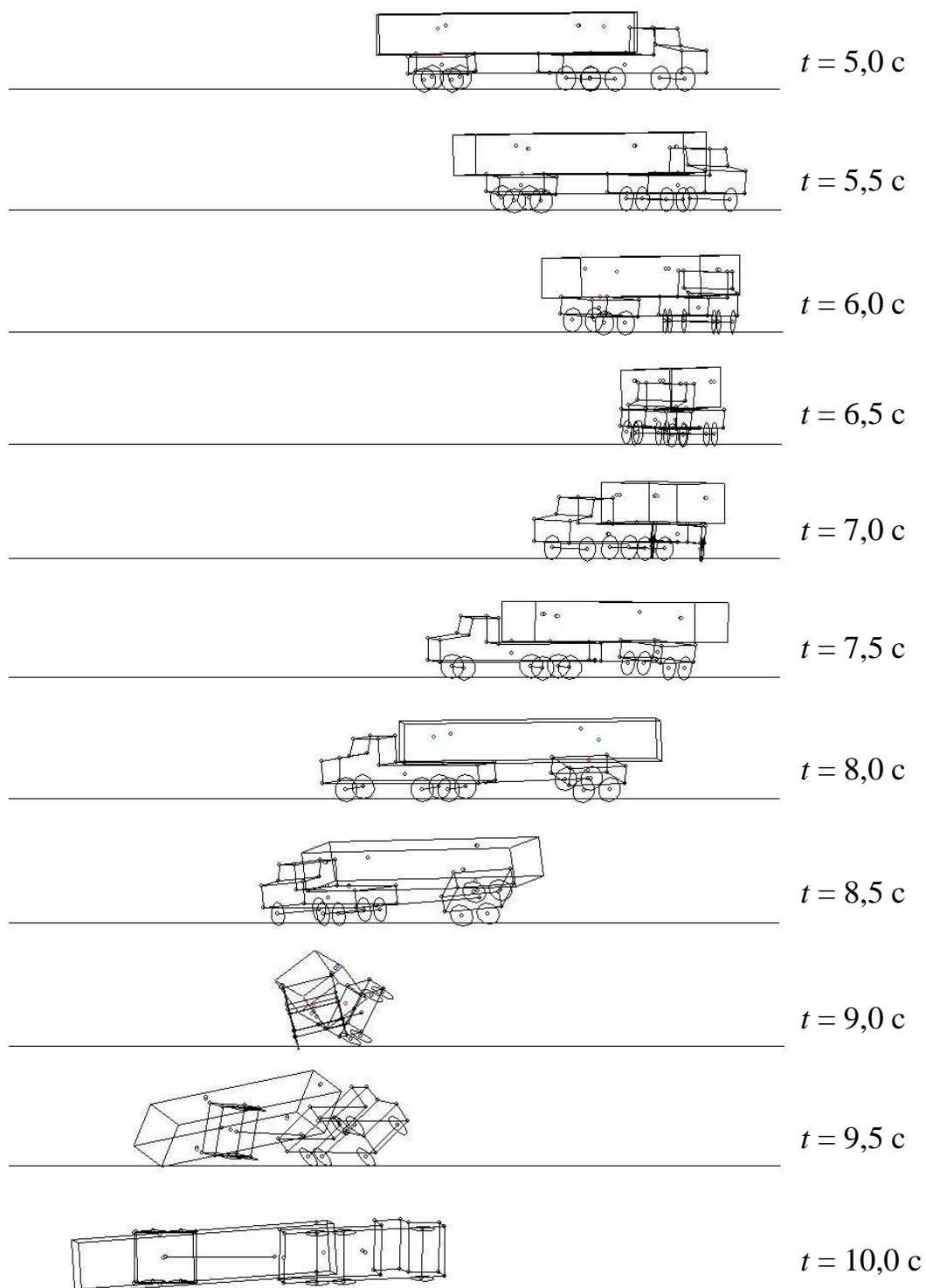


Рисунок 4. Опрокидывание автопоезда в модели при движении с высокой скоростью и малым радиусом



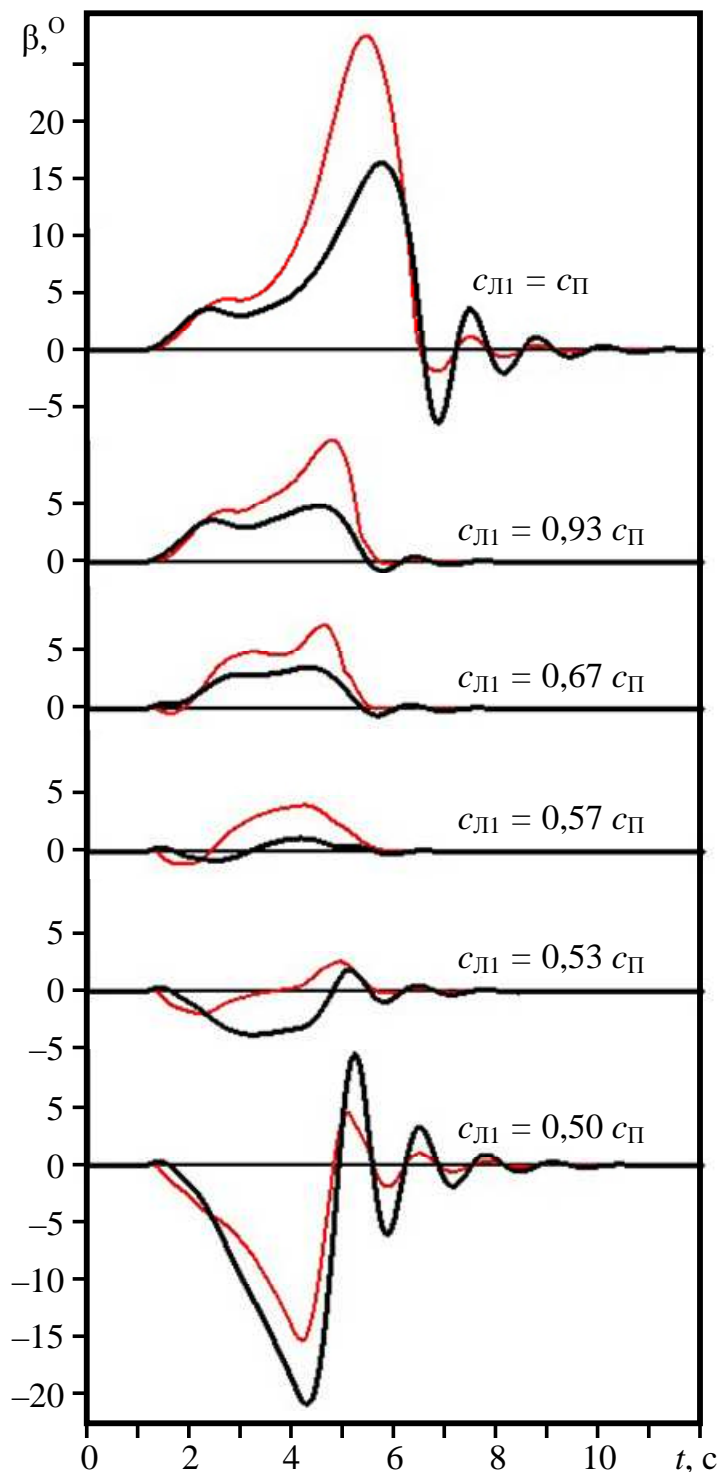


Рисунок 5. Зависимость углов отклонения тягача (толстая линия) и прицепа-ропуски (тонкая линия) от времени в процессе поворота автопоезда

Таким образом, в рамках настоящей работы на основе модели поворота автопоезда, оснащенного управляемой пневматической подвеской,

изучено влияние величины изменения жесткости подвески. Коэффициент жесткости управляемой подвески достаточно снижать всего на 5–10 % для того, чтобы наклон автопоезда на поворотах уменьшался в 2–3 раза.

### Список литературы

1. Курьянов В.К., Бурмистрова О.Н., Скрыпников А.В. Исследование движения автомобилей и автопоездов на горизонтальных кривых // Математическое моделирование, компьютерная оптимизация технологий, параметров оборудования и систем управления лесного комплекса: Межвуз. сб. науч. тр. / ВГЛТА. – Воронеж, 2000. – С. 263–267.
2. Кумицкий Б.М., Любавский Д.С., Афоничев Д.Н. Математическое моделирование движения лесовозного автопоезда на повороте // Моделирование систем и процессов / ВГУ, ВГЛТА, НИИЭТ. – Воронеж, 2009. – Вып. 1, 2. – С. 50–55.
3. Афоничев Д.Н., Любавский Д.С., Белозоров В.В. Изменение расстояния между кониками лесовозного подвижного состава на повороте // Ученые записки Петрозаводского государственного университета. – 2011. – № 6. – С. 70–71.
4. Патент на изобретение № 2441771 РФ. МПК В60G 17/00; 15/12. Пневматическая подвеска / Д.С. Любавский, В.В. Белозоров, Д.Н. Афоничев; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. – № 2010128431/11; заявл. 08.07.2010, опубл. 10.02.2012, бюл. № 4.
5. Вахламов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. – М.: Академия, 2006. – 352 с.
6. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем. – М.: Высш. шк., 1998. – 319 с.
7. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Под ред. Е.Ю. Малиновского. – М.: Машиностроение, 1980. – 216 с.
8. Инженерные расчеты на ЭВМ / Под ред. В.А. Троицкого. – Л.: Машиностроение, 1979. – 288 с.