

УДК 629.11.012

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА ПО НЕДЕФОРМИРУЕМОМУ ОПОРНОМУ ОСНОВАНИЮ

В.А. Горелов, к.т.н. / МГТУ им. Н.Э. Баумана
С.А. Тропин / Группа компаний «Спецтяжавтотранс»

Использование многоосных транспортных средств большой и особо большой грузоподъемности, отличающихся габаритными размерами и осевыми нагрузками, остро ставит проблему вписываемости этих машин в закругления и повороты существующей дорожной сети и обеспечения маневра при движении на местности, на строительных площадках и в других условиях.

Маневренность транспортных средств большой грузоподъемности характеризуется следующими показателями:

- минимальным радиусом поворота по оси следа переднего внутреннего колеса;
- наружным габаритным радиусом поворота;
- шириной коридора, занимаемого автомобилем или автопоездом при повороте с заданным наружным габаритным радиусом.

Основным оценочным показателем маневренности следует считать ширину коридора, которая определяется как разность радиусов двух точек машины — наиболее удаленной от центра поворота и наиболее близкой к нему и которая характеризует возможность движения в проездах заданной формы и размеров [1, 6].

Опыт эксплуатации автопоездов предприятием «Спецтяжавтотранс», работающим с 1978 года в сфере доставки неделимых крупногабаритных грузов как на территории России, так и за рубежом, подтверждает то, что проблема обеспечения движения транспортной системы в заданном коридоре, зачастую ограниченном спецификой дорожной сети, является одной из основных в аспекте безопасности движения, а также реализации максимальной средней скорости на маршруте.

Таким образом, очевидно, что развитие конструкции автопоездов должно идти, в том числе, по пути усовер-

шенствования поворотных устройств, внедрения автоматизированных систем управления, разработки новых законов и алгоритмов для работы системы рулевого управления, с целью обеспечения вписываемости всех звеньев в габаритную полосу.

Конструктивные особенности автопоездов с одной стороны позволяют реализовывать многообразие схем и законов работы для систем рулевого управления, с другой стороны затрудняют прогнозирование показателей маневренности, даже если ограничиваться небольшими скоростями движения. В этой связи задача разработки математической модели движения автопоезда с учетом возможности реализации различных законов управления прицепным звеном представляется очень важной и актуальной.

Поведение автопоезда исследуется на основе имитационного математического моделирования на ЭВМ ввиду наибольшей эффективности данного подхода в рамках решения рассматриваемых задач.

Созданная имитационная математическая модель предназначена для прогнозирования характеристик криволинейного движения автопоезда в составе тягача с колесной формулой 8x8 и многоосного прицепа при различных законах управления поворотом колёс прицепа, направленных на повышение маневренности и обеспечение попадания в заданный коридор движения.

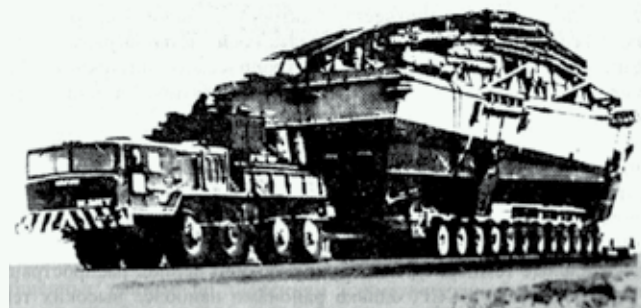


Рисунок 1. Общий вид автопоезда

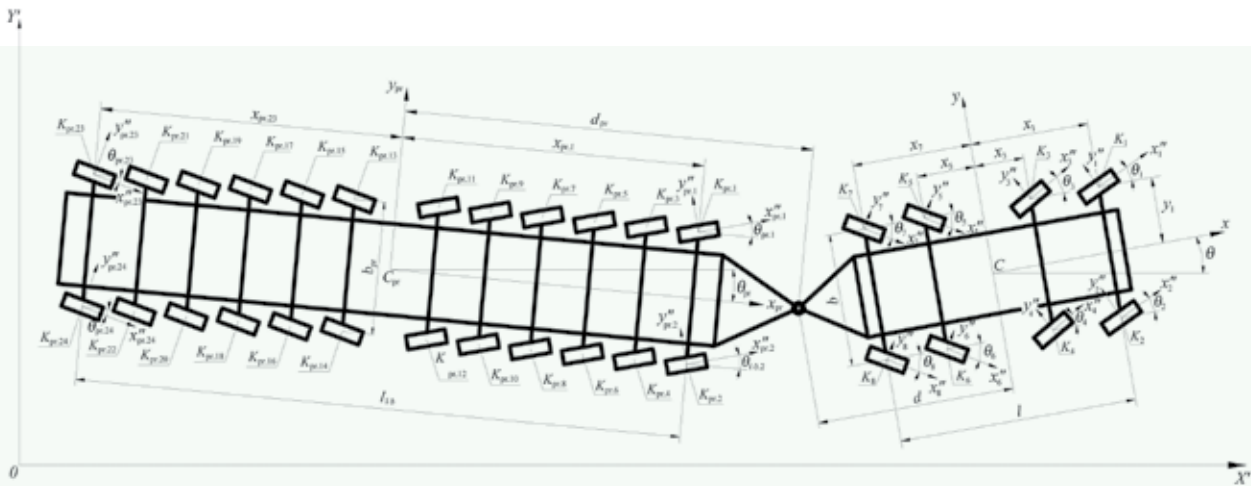


Рисунок 2. Расчетная схема движения автопоезда

Разработанная модель соответствует реальным объектам, которые эксплуатируются предприятием «Спецтяжавтотранс» (рис. 1).

Для теоретического исследования криволинейного движения автопоездов на горизонтальном опорном основании предложено связать в узле сочленения (УС) считать упруго-демпфирующей. Известно, что абсолютно жесткий или кинематический характер связи накладывает на модель ряд ограничений, наиболее важным из которых для представленного исследования является необходимость полного изменения математической модели в случае добавления еще одного звена.

Реализация упруго-демпфирующей связи достигается следующим образом. Автопоезд условно разрывается в узле сочленения, на каждом звене отброшенная секция заменяется соответствующими силами и моментами, динамика тягача и прицепа рассматривается по отдельности друг от друга.

Продольно-угловые и поперечно-вертикальные углы взаимного перемещения звеньев при движении автопоезда по горизонтальному основанию не велики. В этой связи движение каждого звена, как твердого тела, рассматривается в горизонтальной плоскости на ровной недеформируемой опорной поверхности и складывается из поступательного движения центра масс и вращательного движения вокруг центра масс (рис. 2.). Система уравнений (1), описывающая данное движение и позволяющая рассчитать текущие ускорения по значениям сил и моментов, действующим на звено автопоезда, дополняется силами и моментами, действующими от узла сочленения.

$$\begin{cases} a_x = dV_x / dt - \omega_x V_y = 1/m(P_{wx} + \sum R_{xi} + \bar{F}_{x1}) \\ a_y = dV_y / dt - \omega_x V_x = 1/m(P_{wy} + \sum R_{yi} + \bar{F}_{y1}) \\ J_x \cdot d\omega_x / dt = \sum M_{nki} + \sum M(\bar{R}_i) + M_1 \\ V_x = dx' / dt = V_x \cos\theta - V_y \sin\theta \\ V_y = dy' / dt = V_x \sin\theta + V_y \cos\theta \\ \omega_x = d\theta / dt \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса автомобиля; J_x — момент инерции автомобиля относительно оси z ; \bar{V}_x — вектор скорости центра

масс автомобиля; \bar{a} — вектор ускорения центра масс автомобиля (абсолютная производная от вектора скорости центра масс автомобиля); $d\bar{V} / dt$ — относительная производная от вектора скорости центра масс автомобиля; $\bar{\omega}$ — вектор угловой скорости поворота автомобиля; θ — угол поворота автомобиля относительно оси x' ; x', y' — координаты центра масс автомобиля в неподвижной системе координат; $x-y$ — подвижная система координат, связанная с автомобилем; \bar{R}_i — вектор силы взаимодействия с грунтом, действующей на i -ое колесо; \bar{P}_w — вектор силы сопротивления воздуха; M_{nki} — момент сопротивления повороту i -го колеса; F_{x1} — сила, действующая со стороны сцепного устройства по оси x ; F_{y1} — сила, действующая со стороны сцепного устройства по оси y ; M_1 — момент, передаваемый на корпус со стороны сил, действующих в сцепном устройстве.

Последние три уравнения системы (1) устанавливают связь между подвижной и неподвижной системами координат.

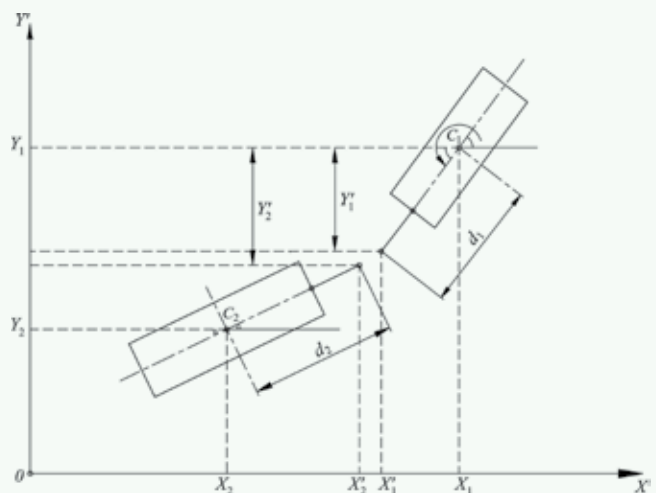


Рисунок 3. Расчетная схема к определению координат точек узла сочленения

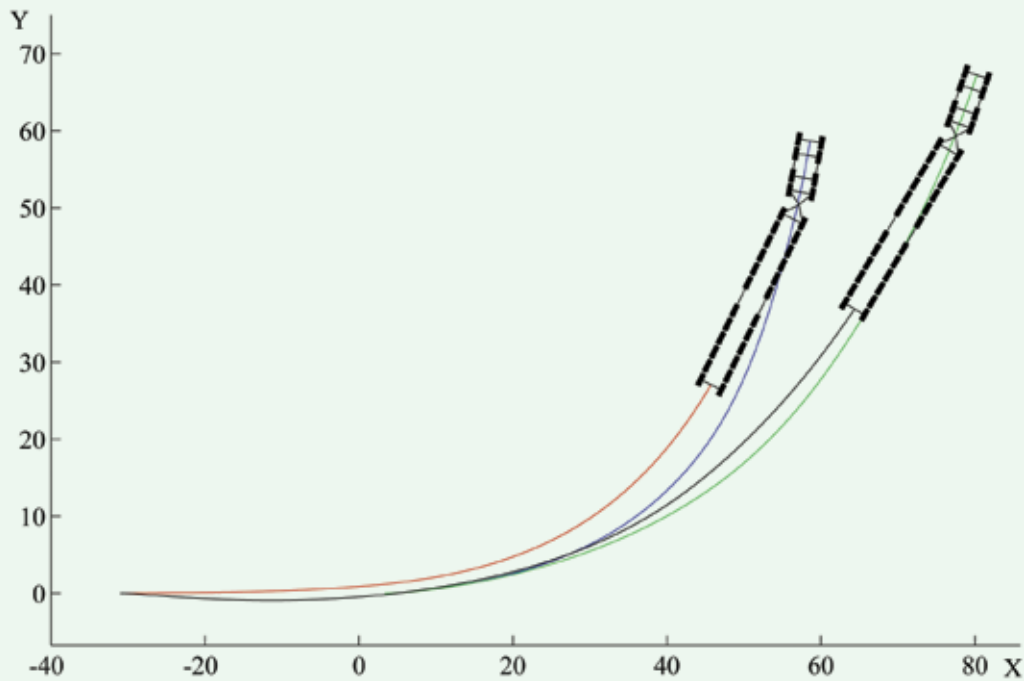


Рисунок 5. Траектории движения автопоездов при выполнении маневра «Вход в поворот»

Совместное решение систем (2) и (3) позволяет определить значения нормальной реакции грунта под каждым колесом. При этом значения ускорений используются с предыдущего шага.

Для определения сил и моментов в трансмиссии была составлена её математическая модель.

Система уравнений (4) устанавливает связь между моментом двигателя, моментами, приложенными к колесам, угловой скоростью вращения вала двигателя и угловыми скоростями вращения колес. Данная математическая модель описывает работу трансмиссии с одним условным дифференциалом, при необходимости в модели может быть реализована любая схема трансмиссии.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_\delta &= (\dot{\omega}_{k1} + \dots + \dot{\omega}_{ks}) / 8 \\ J_\delta \dot{\omega}_\delta &= M_\delta - M_c \\ J_{ki} \dot{\omega}_i &= M_c / 8 - M_{ki} \end{aligned} \quad (4)$$

где J_k — момент инерции двигателя; $\dot{\omega}_i$ — угловое ускорение вращения вала двигателя; M_δ — момент, развиваемый двигателем на выходном валу коробки передач; M_c — момент сопротивления, приведенный к валу двигателя; ω_{ki} — угловая скорость i -го колеса; M_{ki} — момент сопротивления на i -ом колесе.

Использование регуляторной характеристики двигателя позволяет максимально быстро выводить его на заданную частоту вращения:

$$M_\delta = -d(\omega_\delta - \omega_0) \quad (5)$$

где ω_0 — заданная частота вращения двигателя; d — коэффициент, определяющий угол наклона характеристики двигателя.

Силы и моменты в узле сочленения определяются в соответствии со схемами, представленными на рис. 3 и 4. Пусть на i -ом шаге моделирования расстояние между шарнирами секций автопоезда в неподвижной системе координат равно Δ , а степень его изменения по времени $\dot{\Delta}$, тогда сила в узле сочленения определяется по следующему выражению:

$$\begin{aligned} F_s &= C_F \Delta + \mu_F \dot{\Delta} \\ \Delta &= \sqrt{(X_1' - X_2')^2 + (Y_1' - Y_2')^2} \\ \dot{\Delta} &= \sqrt{(X_1' - X_2')^2 + (Y_1' - Y_2')^2} / \Delta \end{aligned} \quad (6)$$

где C_F — коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; μ_F — коэффициент сопротивления демфера сцепного устройства в продольном направлении; X_1', X_2', Y_1', Y_2' — проекции точек шарниров сцепных устройств звеньев на оси неподвижной системы координат, равные:

$$\begin{aligned} Y_1' &= Y_1 + \sin\theta_{c1} d_1 \\ Y_2' &= Y_2 + \sin\theta_{c2} d_2 \\ X_1' &= X_1 + \sin\theta_{c1} d_1 \\ X_2' &= X_2 + \sin\theta_{c2} d_2 \end{aligned} \quad (7)$$

где θ_{c1} и θ_{c2} — угол поворота корпуса первого и второго звена, соответственно, в неподвижной системе координат; d_1 и d_2 — расстояние от центра масс до шарнира сцепного устройства для первого и второго звена, соответственно.

Проекции силы, действующей в узле сочленения, на оси неподвижной системы координат, могут быть определены из выражения (8):

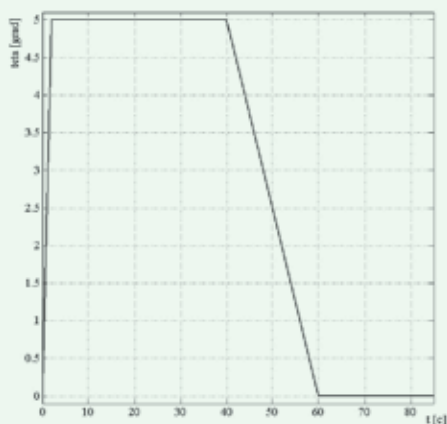


Рисунок 6. Угол поворота «задающего» колеса автомобиля-тягача

$$\begin{aligned} F_{XS} &= F_s \cos\beta \\ F_{YS} &= F_s \sin\beta \\ (X_1' - X_2') / \Delta &= \cos\beta \\ (Y_1' - Y_2') / \Delta &= \sin\beta \end{aligned} \quad (8)$$

где β — угол, характеризующий направление действия силы в узле сочленения относительно неподвижной системы координат.

Проекции силы, действующей в узле сочленения, на оси систем координат, связанных с корпусами звеньев, а также моменты от этой силы, определяются по зависимостям (9):

$$\begin{aligned} F_{X1} &= \cos\theta_{C1} (-F_{XS}) + \sin\theta_{C1} (-F_{YS}) \\ F_{X2} &= \cos\theta_{C2} (-F_{XS}) + \sin\theta_{C2} (-F_{YS}) \\ F_{Y1} &= \sin\theta_{C1} F_{XS} + \cos\theta_{C1} F_{YS} \\ F_{Y2} &= \sin\theta_{C2} F_{XS} + \cos\theta_{C2} F_{YS} \\ M_1 &= F_{Y1} d_1 \\ M_2 &= F_{Y2} d_2 \end{aligned} \quad (9)$$

На рис. 5 представлены траектории движения автопоезда, построенные по результатам численного моделирования выполнения маневра «Поворот» на опорном основании «Грунтовое основание» ($\mu_{sx \max} = 0,6$; $\mu_{sy \max} = 0,6$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$) со скоростью 5 км/ч. Зависимость изменения угла поворота задающего колес

во времени представлена на рис. 6. Для предварительного анализа работоспособности модели были выбраны два варианта управления колесами прицепа: в первом случае колеса первого модуля прицепа (первые 6 осей) поворачиваются в точном соответствии (угол и направление) с задающим колесом автомобиля-тягача, колеса второго модуля при этом не поворачиваются, во втором случае колеса первого модуля прицепа (первые 6 осей) поворачиваются также в точном соответствии с задающим колесом автомобиля-тягача, колеса второго модуля при этом поворачиваются противофазно к первому модулю.

Анализ полученных данных (рис. 5) свидетельствует о том, что коридор движения автопоезда при втором варианте управления колесами прицепа меньше, чем в первом случае, т.е. прицеп более точно повторяет траекторию движения автомобиля-тягача. Этот вывод можно сделать на основе сравнения траекторий движения первой и последней осей автопоезда. Однако, в первом случае кривизна траектории больше, чем во втором. Таким образом очевидно, что задача выбора оптимальной системы управления прицепом автопоезда является противоречивой и требует проведения широкомасштабных исследований. Разработанная математическая модель позволяет проводить такие исследования на стадии проектирования автомобильной техники, на этапе принятия решений по выбору конструктивных параметров, на этапе подготовки перевозки груза в известных дорожных условиях, что повышает безопасность выполнения транспортной операции и определяет значительный экономический эффект.

Направления дальнейших исследований также заключаются в необходимости проведения натурных экспериментов с целью более полного установления границ применения математической модели. На период весна-лето 2011 года запланировано проведение экспериментальных исследований криволинейного движения автопоезда в рамках совместных работ, проводимых кафедрой «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана и группой компаний «Спецтяжавтотранс».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 728 с.: ил.
2. Рождественский Ю.А., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. — 1982, № 390. — С. 56-64.
3. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — Омск, 1988. — 228 с.
4. Марохин С.М. Прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащённого системами активной безопасности: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — Москва, 2005. — 152 с.
5. Горелов В.А., Котиев Г.О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колёсной формулой 6x6 при различных законах управления поворотом колёс задней оси // Известия вузов. Машиностроение (М.). — 2008. — № 1. — С.44-55.
6. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. — М.: Транспорт, 1967. — 252 с.
7. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин — М.: Машиностроение, 1970. — 176 с.