

Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств

77-30569/343394

02, февраль 2012

Горелов В. А.

УДК 629.33

МГТУ им. Н.Э. Баумана

gvas@mail.ru

Введение

Для развития различных отраслей экономики государства особое значение имеет эффективная доставка неделимых крупногабаритных и тяжеловесных грузов до места назначения (рис. 1, 2). Особая роль в решении этой проблемы отводится автомобильным автопоездам, поскольку только с их помощью возможна транспортировка подобного рода грузов различного назначения по дорогам общего пользования и бездорожью. Большая номенклатура всех видов и типов перевозимых изделий, огромный диапазон их массово-габаритных параметров, разнообразие форм и конструкций обуславливает необходимость создания для эффективной перевозочной деятельности различных вариантов, так называемых, автопоездов-тяжеловозов [1].

Повышения эффективности перевозочной деятельности достигают увеличением производительности и снижением себестоимости перевозки. Производительность автопоездов определяется средней скоростью их движения и используемой грузоподъемностью. Возможности повышения средних скоростей движения автопоездов, как отмечается в [2], ограничены, поэтому наиболее перспективным направлением повышения производительности является увеличение грузоподъемности, что, в свою очередь, может быть достигнуто за счет увеличения числа звеньев автопоезда. Преимущества многозвенных автопоездов по сравнению с двухзвенными автопоездами и одиночными автомобилями очевидны. Однако, им присущи и объективные недостатки, ряд из которых определяется ошибками на стадиях проектирования и разработки автопоезда при выборе технических параметров, конструктивных решений для каждого из звеньев и т.д.

Одним из наиболее сложных вопросов, связанных с созданием тяжеловозов, является обеспечение необходимой маневренности. В то же время, в [3] отмечается, что с усовершенствованием поворотных устройств, внедрением автоматизированных устройств для вписываемости всех звеньев автопоезда в габаритную полосу головного звена состав автопоездов может быть увеличен до пяти-шести прицепов.



Рис. 1. Перевозка крупногабаритного неделимого груза

Большие перспективы имеет использование автопоездов, в том числе и многозвенных, в промышленных и сельскохозяйственных районах со слаборазвитой сетью дорог, т.е. при движении по бездорожью (рис. 2), что особенно актуально для нашей страны.



Буксировка прицепа на жестком дышле с использованием ВТС 6×6 УП-КМ1 "Полярник-Техник" (линейный тягач). Режим применяется при движении по автодорогам



Совместная буксировка прицепа ВТС "Полярник-Буксировщик" и ВТС "Полярник-Техник" на жестком дышле. Режим применяется при на участках маршрута с повышенным сопротивлением движению (переметы, заносы, заболоченные участки)



Тросовая буксировка (при неподвижном ВТС) с использованием лебедки ВТС "Полярник-Буксировщик". Режим применяется при движении на труднопроходимых участках бездорожья

Рис. 2. Перевозка тяжелого груза в условиях бездорожья

Для повышения тягово-динамических свойств предлагаются различные конструктивные решения. Стремление к повышению проходимости автопоездов привело к созданию так называемых активных автопоездов. Проходимость активных автопоездов значительно выше, чем одиночных автомобилей, что объясняется большей суммарной тягой (из-за большего числа ведущих колес) в тяжелых дорожных условиях. Активные автопоезда с успехом эксплуатируются в тяжелых дорожных условиях, их использование позволяет транспортировать грузы, когда это не возможно за счет обычных полноприводных автомобилей.

Характер динамического взаимодействия звеньев автопоезда существенно зависит от характеристики упругого элемента и упругой характеристики сцепного устройства. На упругую характеристику сцепного устройства влияет наряду с характеристикой упругого элемента характер монтажа (наличие предварительного поджатия и его величина) и наличие зазоров [3, 5].

Доказано, что тягач с упругим устройством в сцепке теоретически способен сдвинуть прицепное звено в два раза большее по массе по сравнению с тягачем, имеющим жесткое сцепное устройство. Выявлено также, что упругая связь по сравнению с жесткой сцепкой может обеспечить трогание автопоезда с места при меньшем коэффициенте сцепления колес с опорной поверхностью [3, 5]. В ходе экспериментальных исследований доказано, что в зависимости от характера связи между тягачом и прицепом автопоезд может иметь различные тягово-динамические качества.

Таким образом, для повышения эффективности проектирования многозвенных колесных транспортных комплексов разработчики должны располагать инструментом для проведения вычислительных экспериментов и методиками, позволяющими прогнозировать эксплуатационные свойства при различных вариантах конструкции, а также при различных законах управления отдельными подсистемами.

Наиболее перспективным вариантом для решения таких задач является использование аппарата математического моделирования. Математическое моделирование – неотъемлемая часть современного подхода к созданию новых образцов. Моделирование позволяет разработчикам снизить затраты при проектировании автомобилей, создавать и исследовать алгоритмы работы систем управления движением. Объем получаемой информации напрямую ограничен только степенью детализации модели, которая, в свою очередь, определяется характером решаемой задачи. В то же время, одним из требований, предъявляемых к математическим моделям, является универсальность, т.е. во-первых, возможность применения для решения задач различного направления, а во-вторых, возможность быстрой доработки при изменении объекта исследований (например, переход от двухзвенного автопоезда к трехзвенному).

В этой связи необходимо разработать подходы к созданию математических моделей движения многозвенных колесных транспортных комплексов для прогнозирования показателей маневренности при различных системах и законах управления тягачом и прицепом, а также для исследования динамики прямолинейного движения по бездорожью при различных тяговых сочетаниях звеньев и типах трансмиссии.

Основная идея разработки метода реализации многозвенности при математическом моделировании заключается в следующем: для каждого звена составляется отдельная математическая модель движения, по принципу не отличающаяся от математической модели движения одиночного автомобиля с учетом принимаемых допущений; связь между звеньями организуется через силы и моменты, действующие в узлах сочленения, т.е. в уравнения,

описывающие движение отдельных звеньев, добавляются слагаемые в виде сил и моментов от узла сцепки.

Рассмотрим каждую из моделей более подробно.

Математическое моделирование движения многозвенных комплексов по ровным недеформируемым опорным поверхностям

С целью прогнозирования характеристик криволинейного движения автопоезда в составе тягача с колесной формулой 8х8 и многоосного прицепа по ровному недеформируемому опорному основанию при различных законах управления поворотом колёс прицепа и тягача, направленных на повышение маневренности и обеспечения движения в заданном габаритном коридоре, была разработана математическая модель рассматриваемого объекта [6].

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 накладывают на модель ряд ограничений, наиболее существенным из которых является необходимость полного изменения математической модели в случае добавления еще одного звена [6].

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. 3.). Система уравнений (1), описывающая данное движение и позволяющая рассчитать текущие ускорения по значениям сил и моментов, действующим на ведущее звено автопоезда, дополняется силами и моментами, действующими от узла сочленения.

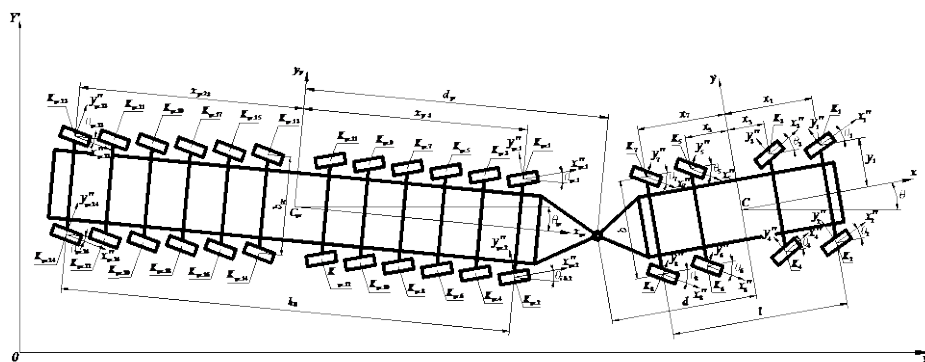


Рис. 3. Расчетная схема движения автопоезда

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left(P_{wx} + \sum_{i=1}^8 R_{xi} + \vec{F}_{x1} \right), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left(P_{wy} + \sum_{i=1}^8 R_{yi} + \vec{F}_{y1} \right), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^8 M_{mxi} + \sum_{i=1}^8 M(\vec{R}_i) + M_1, \\ V_x = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos \theta - V_y \cdot \sin \theta, \\ V_y = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin \theta + V_y \cdot \cos \theta, \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}. \end{array} \right. \quad (1)$$

В системе уравнений (1) приняты следующие обозначения: m - масса звена; J_z - момент инерции звена относительно оси z ; $\vec{V}$ - вектор скорости центра масс звена; $\vec{a}$ - вектор ускорения центра масс звена (абсолютная производная от вектора скорости центра масс звена); $\frac{d\vec{V}}{dt}$ - относительная производная от вектора скорости центра масс звена; $\vec{\omega}$ - вектор угловой скорости поворота звена; θ - угол поворота звена относительно оси x' ; x' , y' - координаты центра масс звена в неподвижной системе координат; x - y - подвижная система координат, связанная с корпусом звена; $\vec{R}_i$ - вектор силы взаимодействия с грунтом, действующей на i -ое колесо; $\vec{P}_w$ - вектор силы сопротивления воздуха; M_{pxi} - 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. Для каждого звена составляется отдельная система уравнений в соответствии с (1). Тяговое сочетание звеньев при этом может быть различным, т.е. прицепное звено может быть как активным, т.е. с подведением крутящего момента, так и пассивным. Возможны также случаи, когда активное заднее звено «толкает» перед собой пассивное переднее. Для реализации различных тяговых сочетаний звеньев математическая модель движения транспортного комплекса дополняется уравнениями, описывающими динамику того или иного типа трансмиссии [7].

Силы и моменты в узле сочленения определяются в соответствии со схемами, представленными на рис. 4 и 5. 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 выражением:

$$\begin{aligned} F_s &= C_F \cdot \Delta + \mu_F \dot{\Delta}, \\ \Delta &= \sqrt{(X'_1 - X'_2)^2 + (Y'_1 - Y'_2)^2}, \\ \dot{\Delta} &= \frac{(X'_1 - X'_2) \cdot (\dot{X}'_1 - \dot{X}'_2) + (Y'_1 - Y'_2) \cdot (\dot{Y}'_1 - \dot{Y}'_2)}{\Delta}, \end{aligned} \quad (2)$$

где C_F - коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; μ_F - коэффициент сопротивления демпфера сцепного устройства в продольном направлении; X'_1, X'_2, Y'_1, Y'_2 - проекции точек шарниров сцепных устройств звеньев на оси неподвижной

системы координат; X_1, X_2, Y_1, Y_2 - проекции центров масс звеньев на оси неподвижной системы координат;

$$\begin{aligned} Y'_1 &= Y_1 + (\sin \Theta_{C1} \cdot d_1), \\ Y'_2 &= Y_2 + (\sin \Theta_{C2} \cdot d_2), \\ X'_1 &= X_1 + (\cos \Theta_{C1} \cdot d_1), \\ X'_2 &= X_2 + (\cos \Theta_{C2} \cdot d_2). \end{aligned} \quad (3)$$

В (3): 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 системы:

$$\begin{aligned} F_{XS} &= F_s \cdot \cos \beta, \\ F_{YS} &= F_s \cdot \sin \beta, \\ \frac{X'_1 - X'_2}{\Delta} &= \cos \beta, \\ \frac{Y'_1 - Y'_2}{\Delta} &= \sin \beta, \end{aligned} \quad (4)$$

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, определяют по зависимостям:

$$\begin{aligned} F_{X1} &= \cos \Theta_{C1} \cdot (-F_{XS}) + \sin \Theta_{C1} \cdot (-F_{YS}), \\ F_{X2} &= \cos \Theta_{C2} \cdot F_{XS} + \sin \Theta_{C2} \cdot F_{YS}, \\ F_{Y1} &= \sin \Theta_{C1} \cdot F_{XS} + \cos \Theta_{C1} \cdot F_{YS}, \\ F_{Y2} &= \sin \Theta_{C2} \cdot F_{XS} + \cos \Theta_{C2} \cdot F_{YS}, \\ M_1 &= F_{Y1} \cdot d_1, \\ M_2 &= F_{Y2} \cdot d_2. \end{aligned} \quad (5)$$

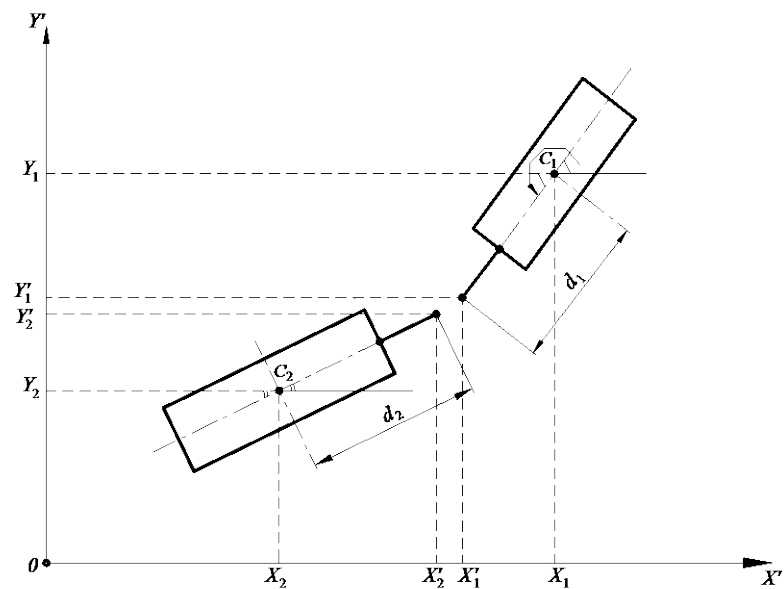


Рис. 4. К определению координат точек узла сочленения:
двухзвенная транспортная система

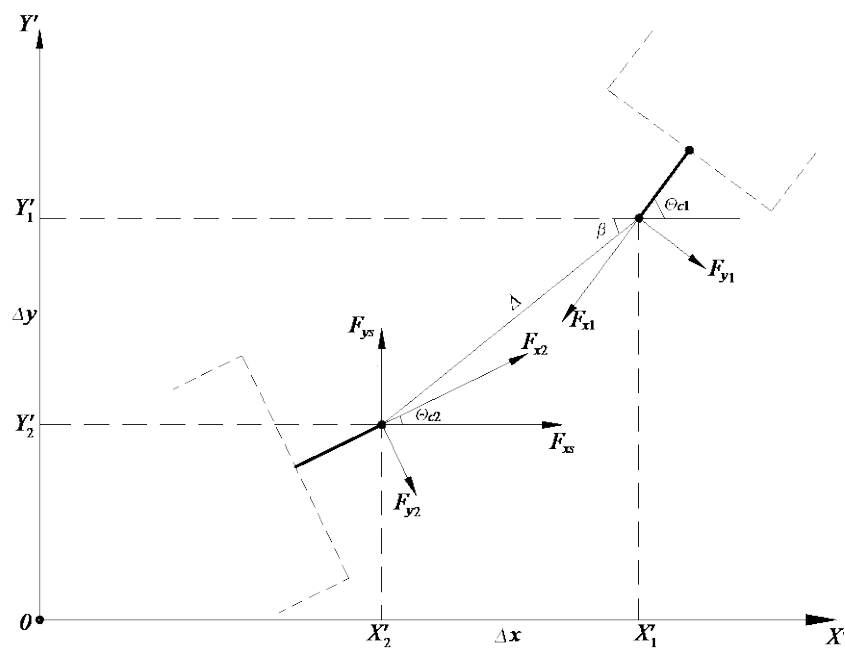


Рис. 5. К определению направления действия сил и моментов в узле сочленения:
двухзвенная система

Силы, действующие в узле сочленения, учитываются при определении нормальных реакций колес с опорной поверхностью для каждого звена.

Математическая модель составляется таким образом, что координаты расположения двигателей относительно подвижной системы координат, связанной с корпусом звена, задаются независимо друг от друга. Таким образом, доработка математической модели

движения от схемы рис. 3 к схеме рис. 6 не представляет затруднений и заключается только в изменении начальных условий расстановки колес по базе прицепного звена.

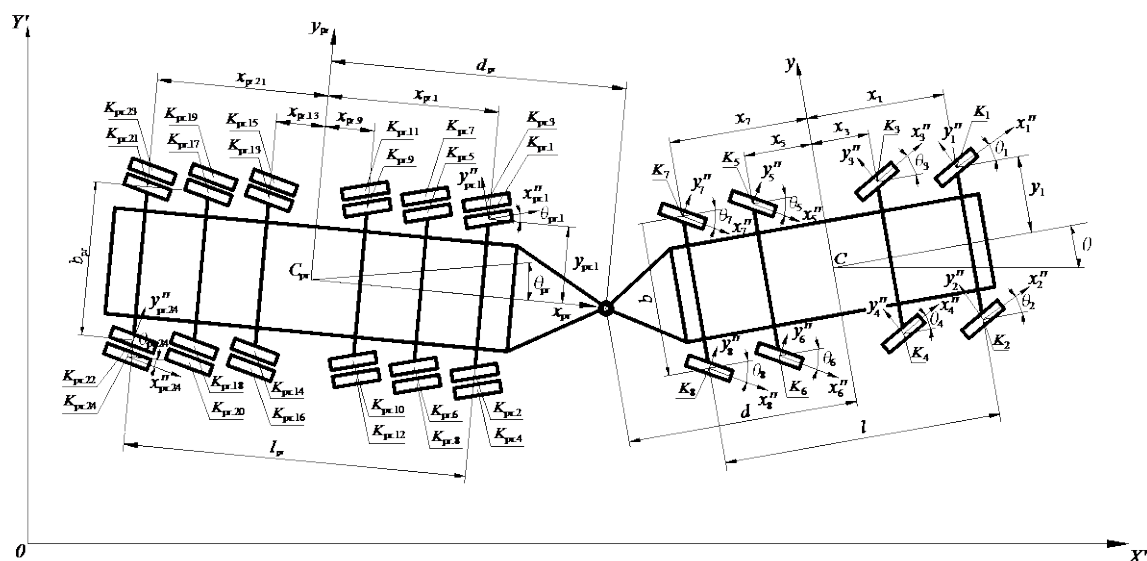


Рис. 6. Расчетная схема движения автопоезда с двухскатной ошиновкой прицепного звена

Представленный подход к описанию совместной динамики двухзвенных транспортных систем может быть распространен и на объекты с любым числом звеньев (например, рис. 7). Количество колес в опорно-ходовом модуле прицепного звена может быть любым, также при необходимости может быть учтена установка сдвоенных колес на автомобиле-тягаче.

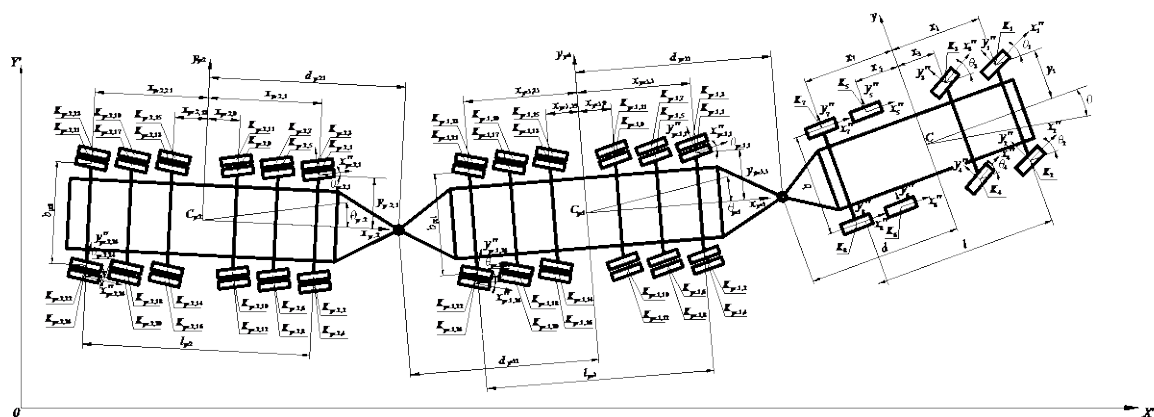


Рис. 7. Расчетная схема движения трехзвенного автопоезда

По аналогии с рис. 4-5 для трехзвенного комплекса составляется расчетная схема для определения сил и моментов, действующих в узлах сочленения (для данного случая количество узлов сочленения равно двум) (рис. 7, 8, 9). Уравнения (2)-(5) для определения сил и моментов между первым и вторым звеньями остаются неизменными. Подобные уравнения составляются и для узла соединения второго и третьего звеньев. Отметим, что система уравнений, описывающая динамика второго звена, должна учитывать силы и моменты, действующие с обоих узлов соединения (6).

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left(P_{wx} + \sum_{i=1}^{24} R_{xi} + \vec{F}_{x21} + \vec{F}_{x22} \right), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left(P_{wy} + \sum_{i=1}^{24} R_{yi} + \vec{F}_{y21} + \vec{F}_{y22} \right), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^{24} M_{nki} + \sum_{i=1}^{24} M(\vec{R}_i) + M_{21} + M_{22}, \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos \theta - V_y \cdot \sin \theta, \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin \theta + V_y \cdot \cos \theta, \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}. \end{array} \right. \quad (6)$$

Здесь F_{x21}, F_{x22} - силы, действующие со стороны переднего и заднего сцепных устройств, соответственно, по оси x ; F_{y21}, F_{y22} , силы, действующие со стороны переднего и заднего сцепных устройств, соответственно, по оси y ; M_{21}, M_{22} - моменты, передаваемые на корпус звена со стороны сил, действующих в переднем и заднем сцепных устройствах, соответственно.

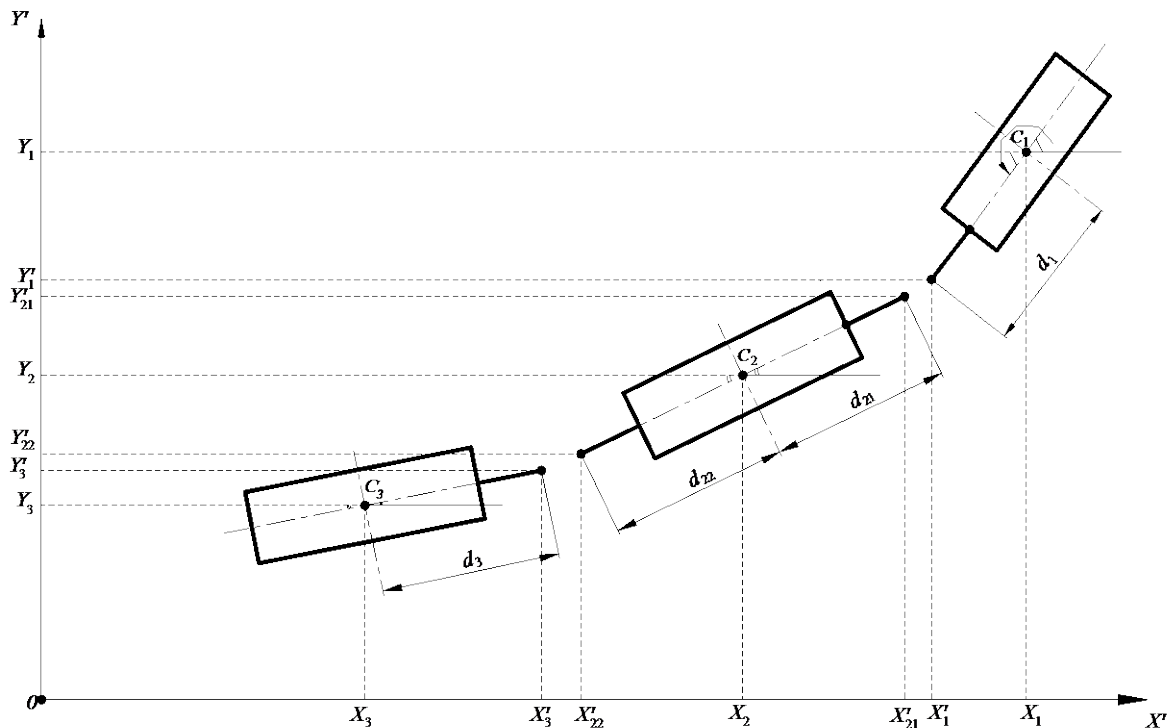


Рис. 8. К определению координат точек узлов сочленения: трехзвенная транспортная система

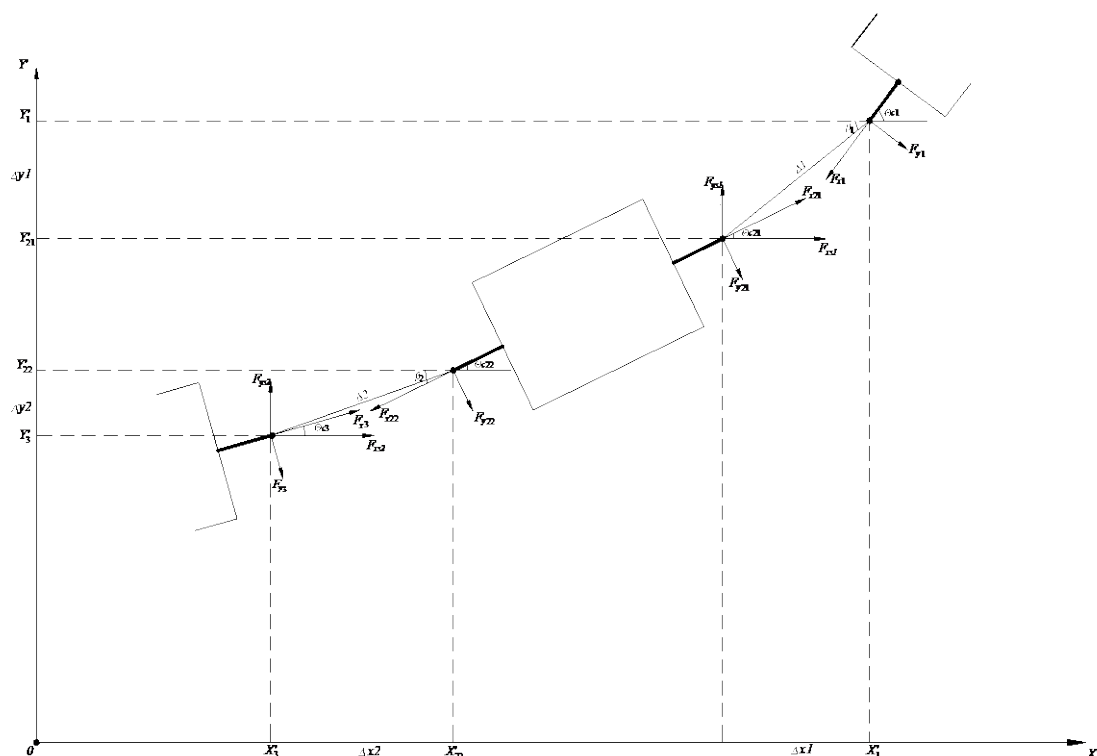


Рис. 9. К определению направления действия сил и моментов в узлах сочленения:
трехзвенная система

Подробно схема сил, действующих между вторым и третьим звеном, представлена на рис. 10.

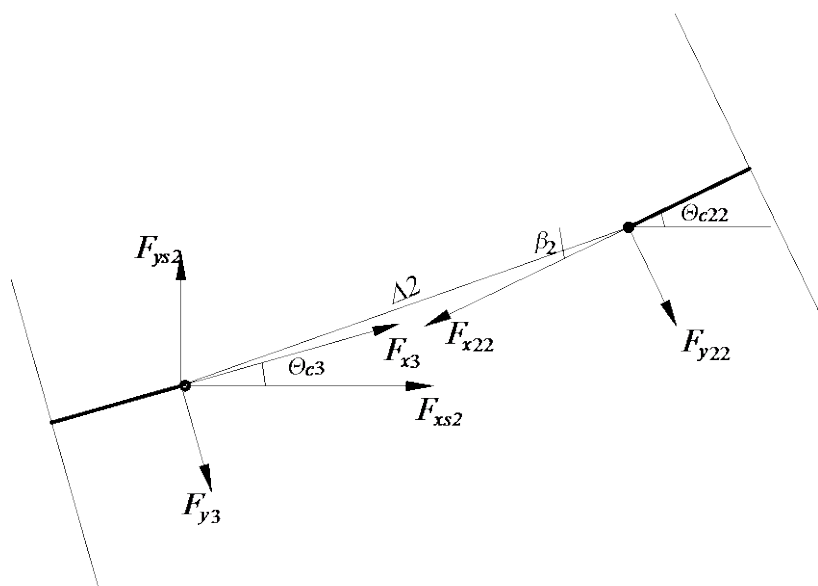


Рис. 10. Силы и моменты в узле сочленения между вторым и третьим звеньями

Конструкции систем управления прицепными звеньями современных автопоездов-тяжеловозов очень разнообразны. Например, в ряде из них реализуется принцип управления поворотом колес прицепа, основанный на величине угла складывания дышла относительно прицепного звена (рис. 11). В этом случае дышло имеет как степень свободы относительно

прицепа (т.е. возможность изменения угла в точке соединения), так и степень свободы относительно автомобиля-тягача.



Рис. 11. Автопоезд в составе автомобиля тягача МАЗ-7310 и прицепа ЧМЗМ-83881 при проведении экспериментальных исследований

Расчетная схема движения в данном случае представлена на рис. 12. При составлении математической модели динамики системы в целом принят следующий подход: дышло представляется в виде отдельного звена (с габаритными размерами, весовыми характеристиками и т.д.), на которое со стороны двух узлов стыковки действуют силы и моменты. Расчетные схемы для определения сил и моментов, действующих в узлах соединения, по своей сути не отличаются от представленных на рис. 9-10. Т.е., перемещение дышла в пространстве в выбранной системе координат происходит только за счет сил и моментов в сцепном устройстве. Поскольку масса дышла относительно массы звеньев мала, то при определении нормальных реакций колес звеньев с опорной поверхностью ей пренебрегаем.

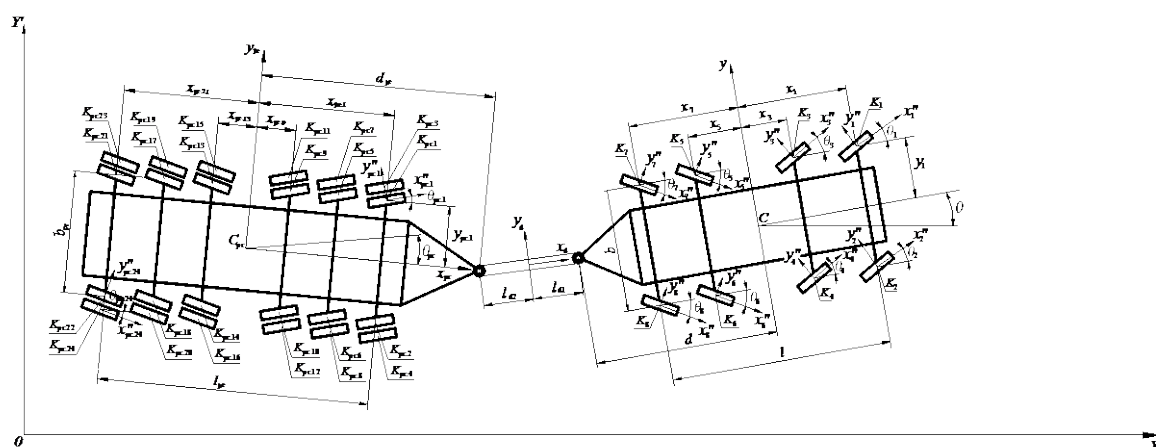


Рис. 12. Расчетная схема движения двухзвенного автопоезда с дышлом

Система уравнений, описывающая динамику 2-го звена (дышла) может быть представлена в виде.

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot (\bar{F}_{x21} + \bar{F}_{x22}), \\ a_y = \frac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot (\bar{F}_{y21} + \bar{F}_{y22}), \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = M_{21} + M_{22}, \\ V_{x'} = \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos \theta - V_y \cdot \sin \theta, \\ V_{y'} = \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin \theta + V_y \cdot \cos \theta, \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt}. \end{array} \right. \quad (7)$$

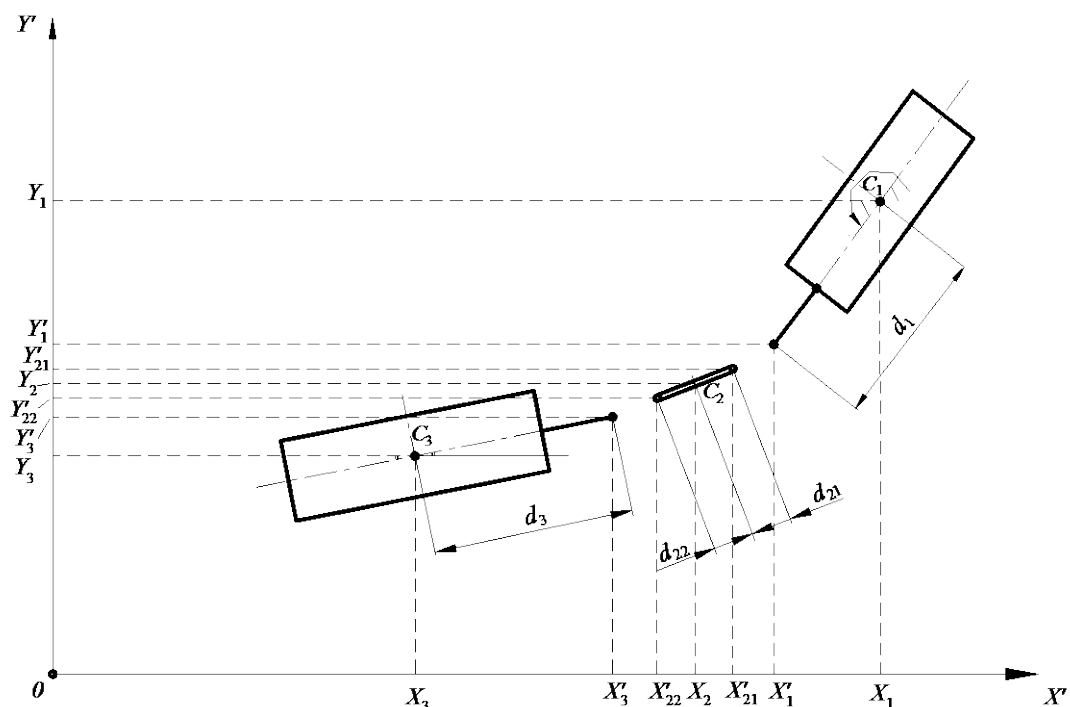


Рис. 13. К определению координат точек узла сочленения автопоезда с дышлом

Математическое моделирование движения многосвязных комплексов в условиях бездорожья

Как уже было отмечено, еще одной важной научно-практической задачей является прогнозирование характеристик прямолинейного движения автопоездов по бездорожью при различных тяговых сочетаниях звеньев: при буксировании прицепа движущимся тягачом с жесткой связью, буксировании прицепа движущимся тягачом с гибкой связью (односторонней на тросе), буксировании прицепа неподвижным тягачом с использованием лебёдки и анкерно-упорного устройства (рис. 2).

Для решения таких задач разработана математическая модель прямолинейного движения колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту, расчетная схема которой представлена на рис. 14 [8, 9].

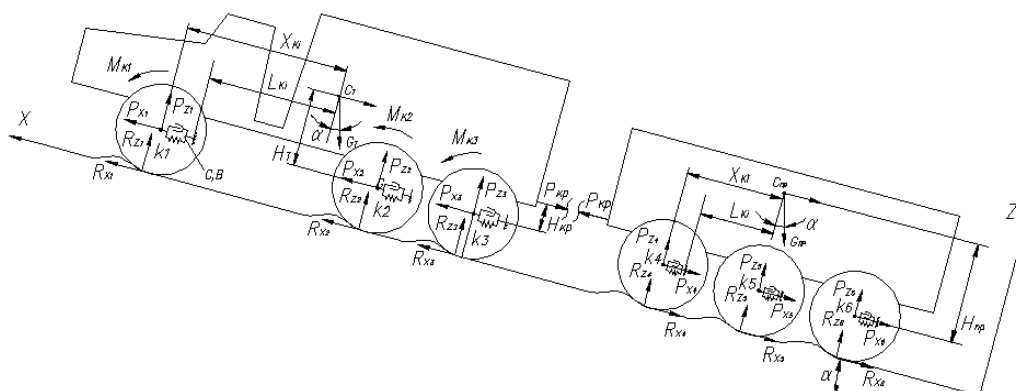


Рис. 14. Расчетная схема движения двухзвенного автопоезда по деформируемому грунту

Построение математической модели прямолинейного движения колесного комплекса рассмотрено на примере трехосного тягача с возможностью реализации индивидуального, дифференциального и блокированного привода колёс и трехосного прицепа в ведомом режиме. Расчётная схема автопоезда, представленная на рис. 14, принята с учётом характера решаемой задачи и описывается уравнениями движения:

тягача

$$\begin{aligned} m_T \cdot \dot{V}_{X_T} &= 2 \cdot \sum_{i=1}^3 P_{Xi} - m_T \cdot g \cdot \sin(\alpha) - P_{KP}, \\ I_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} &= M_{Ki} - (1 - S_{Bi})(f_{wi} + \varphi_i) \cdot R_{Zi} \cdot r_{Ko}, \\ m_{Ki} \cdot a_{XKi} &= \varphi_i \cdot R_{Zi} - P_{Xi} - m_{Ki} \cdot g \cdot \sin(\alpha), \end{aligned} \quad (8)$$

и прицепа

$$\begin{aligned} m_{ПП} \cdot \dot{V}_{X_{ПП}} &= -2 \cdot \sum_{i=4}^6 P_{Xi} - m_{ПП} \cdot g \cdot \sin(\alpha) + P_{KP}, \\ I_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} &= \frac{1}{(1 - S_{Bi})} \cdot (\varphi_i - f_{wi}) \cdot R_{Zi} \cdot r_{Ko}, \\ m_{Ki} \cdot a_{XKi} &= P_{Xi} - \varphi_i \cdot R_{Zi} - m_{Ki} \cdot g \cdot \sin(\alpha). \end{aligned} \quad (9)$$

Здесь $i = 1, \dots, 3$; m_T и $m_{ПП}$ - масса тягача и прицепа, соответственно; m_{Ki} - масса колеса; I_{ki} - момент инерции колеса; i - номер колеса; $\dot{V}_{X_T}$ и $\dot{V}_{X_{ПП}}$ - продольное ускорение центра масс тягача и прицепа, соответственно; $\dot{\omega}_{ki}$ - угловое ускорение i -го колеса; a_{XKi} - продольное ускорение центра масс i -го колеса; g - ускорение свободного падения; α - угол наклона опорной поверхности; S_B - коэффициент буксования; $f_w = f(\varphi)$ - тягово-энергетическая характеристика; $\varphi = f(S_B)$ - тягово-сцепная характеристика; R_{Zi} - вертикальная реакция в пятне контакта колес тягача с опорной поверхностью; r_{ko} - радиус колеса в свободном

режиме качения; $P_{кр}$ - сила на крюке; P_{x_i} - сила, действующая на корпус тягача со стороны колеса по оси X.

Особенности математической модели динамики автопоезда, а также метода моделирования взаимодействия движителя с деформируемым опорным основанием, подробно представлены в [5, 6].

Связь тягача и прицепа реализуется через силу тяги на крюке $P_{кр}$. В случае моделирования упругого или жесткого взаимодействия звеньев сила на крюке определяется зависимостью:

$$P_{кр} = (X_{СТ} - X_{СПР}) \cdot C + (V_{ХТ} - V_{ХСПР}) \cdot B, \quad (10)$$

где C - коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; B - коэффициент демпфирования сцепного устройства в продольном направлении; $X_{СТ}$ - координата центра масс тягача по оси X; $X_{СПР}$ - координата центра масс прицепа по оси X; $V_{ХТ}$ - скорость центра масс тягача; $V_{ХСПР}$ - скорость центра масс прицепа.

Таким образом, изменяя коэффициенты жесткости и демпфирования узла сочленения, можно задавать различную связь между тягачом и прицепом.

Для случая соединения звеньев через гибкую связь характер изменения силы тяги на крюке $P_{кр}$ в зависимости от растяжения троса $\Delta l = X_{СТ} - X_{СПР}$ определяется по зависимости (4) с учетом начальных координат положения центров масс звеньев

$$P_{кр} = (\Delta l - L_o) \cdot C, \text{ при } \Delta l \leq 0, P_{кр} = 0. \quad (11)$$

Таким образом, через силу тяги на крюке учитывается взаимодействие между звеньями автопоезда, количество которых определяется объектом исследований. В случае моделирования транспортного комплекса с числом звеньев больше двух к системам уравнений (8) и (9) должны быть добавлены аналогичные системы, например для третьего, четвертого, пятого звеньев и т.д.

Разработанная математическая модель движения автопоезда по бездорожью и предложенный на ее основе метод прогнозирования проходимости колесных транспортных комплексов были использованы при решении конкретной прикладной задачи, имеющей важное практическое значение.

Для решения задач транспортного и технологического обеспечения, строительства, обслуживания и ремонта магистральных газопроводов специалистами кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана и ООО «Объединенные Транспортные Системы» было создано экспериментальное вездеходное транспортное звено, как прототип транспортной системы для бездорожья (рис. 2), прошедшее испытания на полуострове Ямал в апреле-мае 2009 года. В ходе выполнения совместных работ по определению возможности организации внедорожной транспортной системы сформулированы предложения, которые были оформлены в виде заявки на изобретение «Транспортная система и способ передвижения транспортной системы» (рис. 15) [10, 11].

Организация транспортного потока возможна на базе активных автопоездов, оснащенных лебедками, караванным способом. При этом составляется колонна, имеющая в составе не менее трех автотранспортных средств. Колонна может двигаться как отдельными автомобилями (в приемлемых условиях), так и с гибкой связью между автомобилями в

тяжелых условиях, используя, в том числе, и анкерные крепления. Колонна движется в соответствии с циклом, изображенным на рис. 15. В состав колонны, помимо автопоездов (пассивных или активных грузовых платформ), должны входить автомобиль технического обслуживания, легкий автомобиль – амфибия для разведки маршрута.

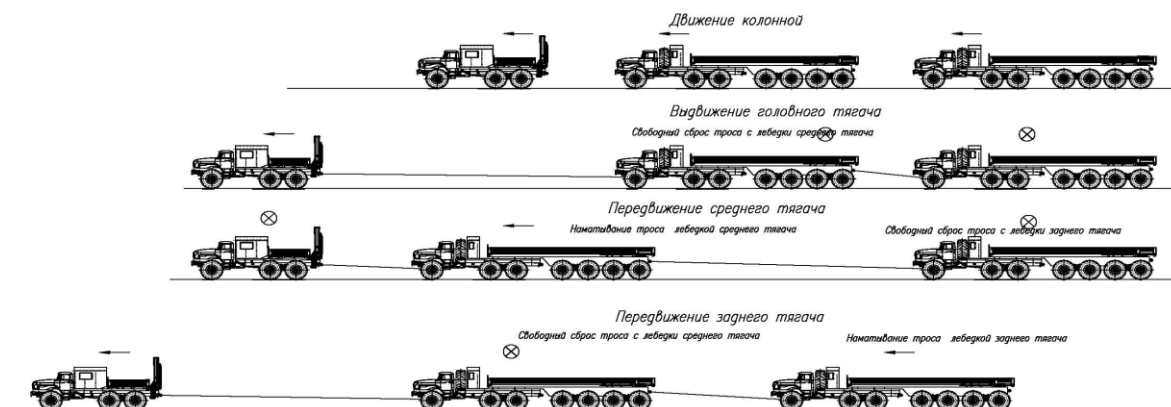


Рис. 15. Схема передвижения транспортной системы

На рис. 16 представлена расчетная схема математической модели четырехосного автомобиля-тягача четырехосного прицепа в пассивном режиме. Уравнения движения в данном случае полностью повторяют системы (8) и (9) за исключением числа движителей. В случае активизации прицепного звена (рис. 17) для описания динамики автомобиля-тягача и динамики прицепного звена составляются две системы уравнений, аналогично (8).

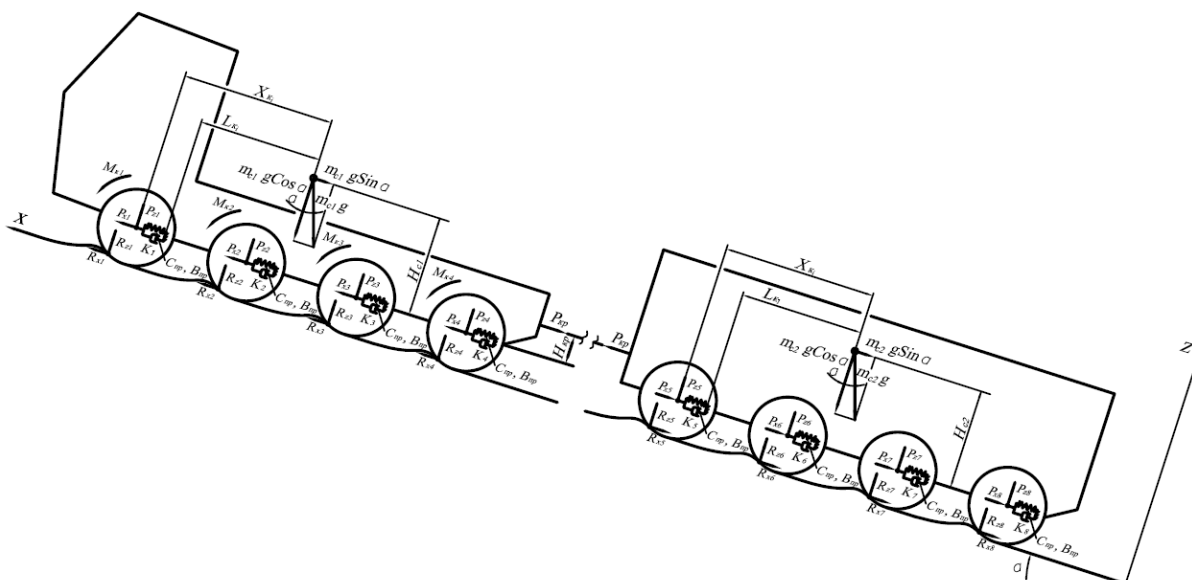


Рис. 16. Расчетная схема движения автопоезда с пассивным прицепным звеном

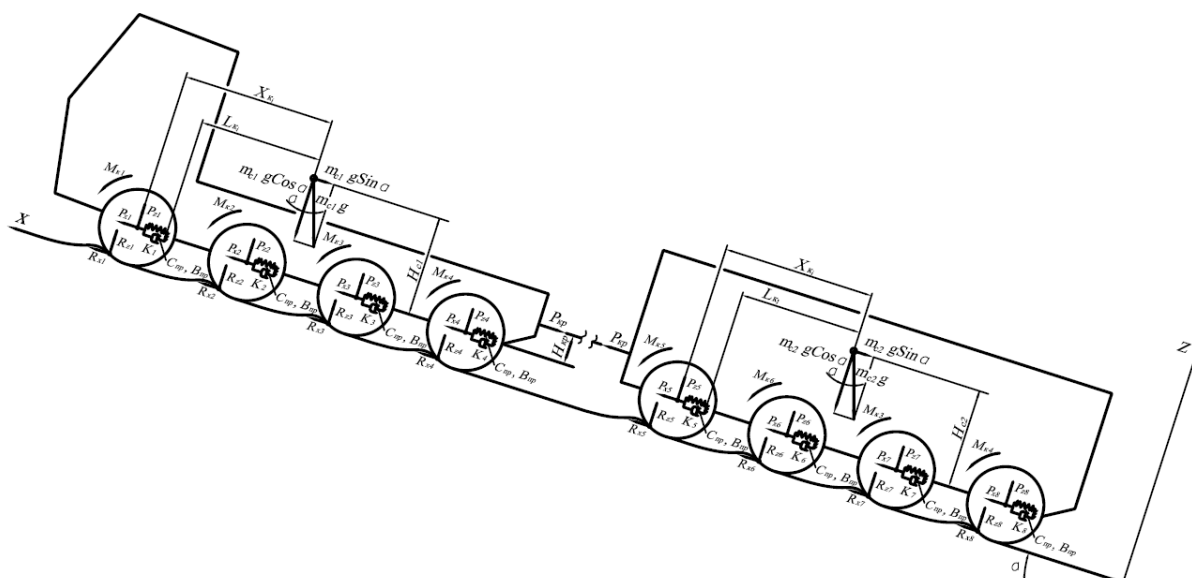


Рис. 17. Расчетная схема движения автопоезда с активным прицепным звеном

Программная реализация математических моделей

Численное моделирование движения автопоезда автомобиля проводилось в пакете Simulink системы Matlab. Описанная выше математическая модель движения транспортной системы в условиях бездорожья была реализована в виде блок-схемы, состоящей из трех основных блоков (рис. 18): блок «Тягач» (Tyagach), в котором моделируется движение автомобиля-тягача; блок «Прицеп» (Pritsep), в котором моделируется движение прицепного звена; блок «Сцепное устройство» (Stsepka), в котором реализуется различный характер связи между звеньями автопоезда.

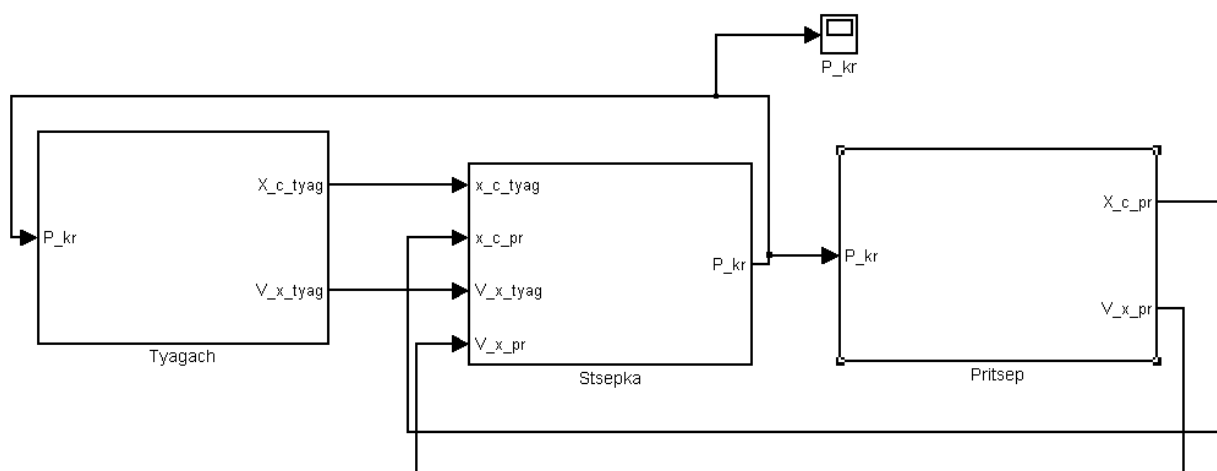


Рис. 18. Блок-схема математической модели движения двухзвенного автопоезда по бездорожью

Аналогичный подход применен и при реализации математической модели криволинейного движения двухзвенного автопоезда по ровному недеформируемому опорному основанию в соответствии со схемами, представленными на рис. 3 и рис. 6. (рис. 19).

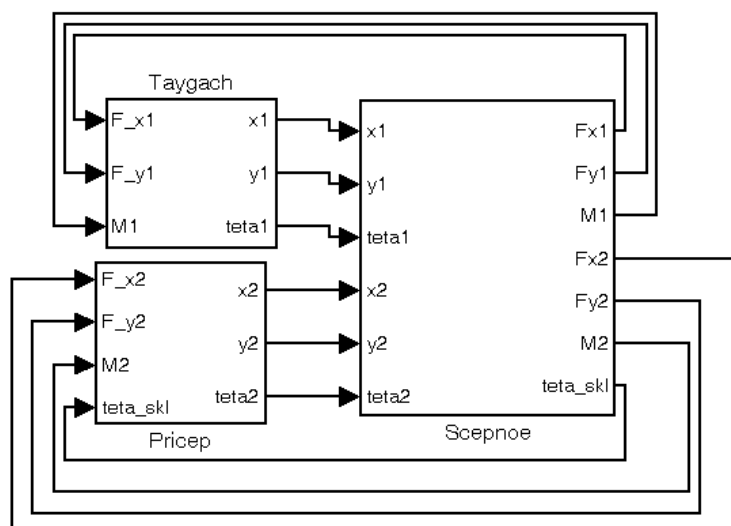


Рис. 19. Блок-схема математической модели движения двухзвенного автопоезда по ровной недеформируемой опорной поверхности

На внутреннем языке программирования среды Matlab были созданы программы, позволяющие визуализировать процесс движения комплексов по результатам проведенных вычислительных экспериментов (рис. 20, 21). Процесс визуализации движения очень важен для анализа траектории движения комплекса в случае маневрирования, а также для сравнительной оценки динамики комплексов, в том числе, и в условиях бездорожья, при различных конструктивных решениях, а также законах и алгоритмах управления различными узлами и системами.

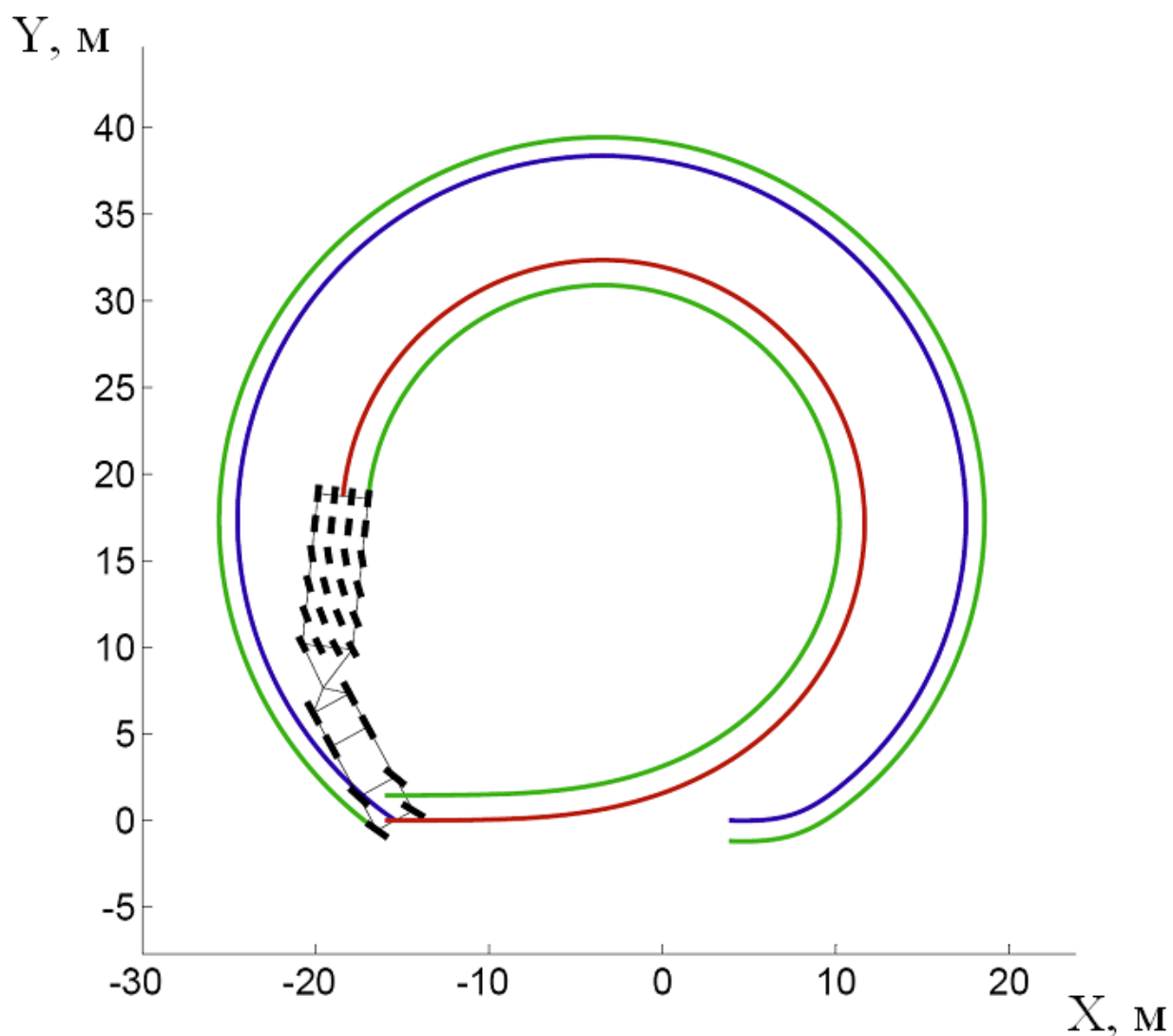


Рис. 20. Траектория движения двухзвенного автопоезда при выполнении маневра «Поворот»

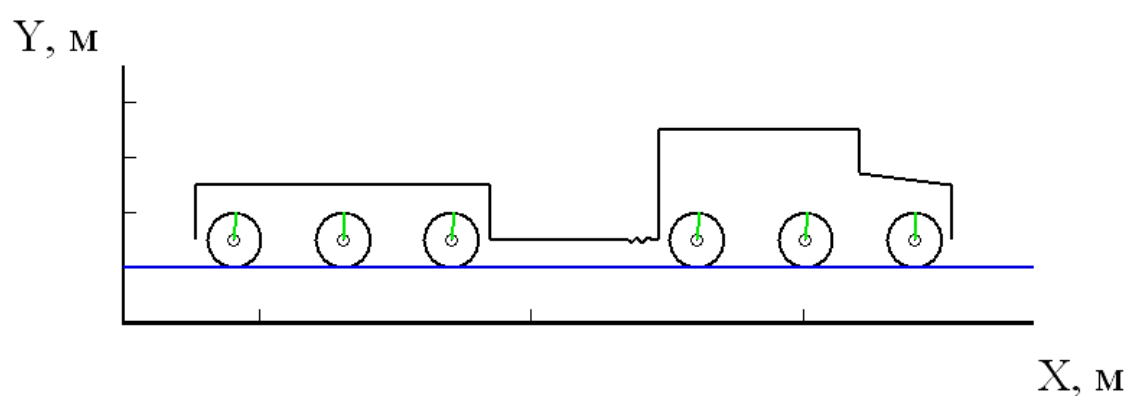


Рис. 21. Положение автопоезда с активным прицепным звеном и жесткой связью между секциями при моделировании динамики в условиях бездорожья

Заключение

Обоснованные подходы к разработке математических моделей многозвенных колесных транспортных комплексов позволяет исследовать динамику систем при различном числе

звеньев. С помощью разработанных математических моделей на стадии проектирования могут быть решены задачи, связанные с прогнозированием маневренности транспортных систем, с отработкой алгоритмов и законов рулевого управления тягача и прицепного звена, анализом влияния характеристик сцепных устройств на динамику системы в целом, как на ровном недеформируемом опорном основании, так и в условиях бездорожья, а также другие задачи, актуальные как на этапе проектирования транспортных средств, так и в процессе эксплуатации.

Полученные в ходе проведения вычислительных экспериментов результаты имеют важное прикладное значение и внедрены в организации, которые занимаются как проектированием и разработкой тяжеловозной колесной техники (ООО «Объединенные Транспортные Системы»), так и эксплуатацией подобных комплексов (ООО «ОКБ «Спецтяжпроект»).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Пахтер И.Х., Цейтлин Г.Д.* Современные конструкции прицепов-тяжеловозов. – М.: НИИНавтопром, 1971. – 99 с.
2. *Фаробин Я.Е., И.Х., Цейтлин Г.Д.* Конструкции зарубежных трехзвенных автопоездов-прицепов-тяжеловозов. – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1988. – 44 с.
3. *Закин Я.Х.* Прикладная теория движения автопоезда. – Изд-во «Транспорт», 1967. – 253 с.
4. *Гладов Г.И., Петренко А.М.* Специальные транспортные средства: Теория: Учебник для вузов / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 215 с.
5. *Гладов Г.И., Петренко А.М.* Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции: Учебник для вузов / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2004. – 320 с.
6. *Горелов В.А., Тропин С.Л.* Математическая модель криволинейного движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию // Журнал ААИ. - 2011. - №5 – С.18-22.
7. *Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В.* Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. - 2011. - Специальный выпуск «Энергетическое и транспортное машиностроение». - С.39-58.
8. *Котиев Г.О., Горелов В.А.* Моделирование прямолинейного движения полноприводной колёсной машины по несвязным грунтам // Труды НАМИ. Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 241. М., изд. ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – 2009. – С.25-39.
9. *Котиев Г.О., Горелов В.А., Жирный Р.И.* Математическая модель прямолинейного движения автопоезда с жесткой и гибкой связью между звеньями // Труды НГТУ. – 2010 - №3. – С.138-144.
10. *Горелов В.А.* Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту // Электрон. жур. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2012. – №1 <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>.
11. *Жирный Р.И., Котиев Г.О.* Решение транспортных задач в условиях Крайнего Севера // Газовая промышленность. - 2009. - №7. - С.78-81.

Mathematical motion simulation of multi-link wheeled transport complexes subject to coupling devices

77-30569/343394

02, February 2012

Gorelov V.A.

Bauman Moscow State Technical University

gvas@mail.ru

The author presents an approach to development of mathematical models of multi wheeled traffic systems and justifies the urgency of forecasting service properties of complexes at the design stage in order to improve the construction. The author gives a detailed account of the mathematical model of curvilinear motion of a two-link road-train; special attention is paid to the mathematical model of the link articulator. The author considers the principle of transport system simulation subject to the design features of the drawbar. Design diagrams for creating mathematical models of multi-tier transport systems are presented by the example of a three-link road-train subject to the number of wheels in the roller module of the level trailer. The author describes the principle of forecasting road-train dynamics based on using the mathematical model represented by rectilinear motion of two-link road-train off-the-road. The results of benchmark computing experiments as the visualization of movement of transport complexes are included in the article.

Publications with keywords: [experiment](#), [stability](#), [mathematical model](#), [simulation modeling](#), [controllability](#), [articulated lorry](#), [coupling](#), [steering](#), [multilink](#), [trajectory curvature](#), [adequacy](#)
Publications with words: [experiment](#), [stability](#), [mathematical model](#), [simulation modeling](#), [controllability](#), [articulated lorry](#), [coupling](#), [steering](#), [multilink](#), [trajectory curvature](#), [adequacy](#)

References

1. Pakhter I.Kh., Tseitlin G.D. *Sovremennye konstruksii pritsepov-tiazhelovozov* [Modern designs of trailers-heavy trucks]. Moscow, NIINavtoprom Publ., 1971. 99 p.
2. Farobin Ia.E., Tseitlin G.D. *Konstruksii zarubezhnykh trekhzvennykh avtopoezdov pritsepov-tiazhelovozov* [Design of foreign three-link road trains heavy-truck trailers]. Moscow, TsNIITEIavtoprom Publ., 1988. 44 p.
3. Zakin Ia.Kh. *Prikladnaia teoriia dvizheniia avtopoezda* [Applied theory of road train movement]. Moscow, "Transport" Publ., 1967. 253 p.
4. Gladov G.I., Petrenko A.M. *Spetsial'nye transportnye sredstva: Teoriia* [Special vehicles: Theory]. Moscow, Akademkniga Publ., 2006. 215 p.
5. Gladov G.I., Petrenko A.M. *Spetsial'nye transportnye sredstva: Proektirovanie i konstruksii* [Special vehicles: Design and construction]. Moscow, Akademkniga Publ., 2004. 320 p.

6. Gorelov V.A., Tropin S.L. Matematicheskaya model' krivolineinogo dvizheniya avtopoezda po nedeformiruemu opornomu osnovaniyu [A mathematical model of curvilinear motion of a road train on the non-deformable support base]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2011, no. 5, pp. 18-22.
7. Gorelov V.A., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Algoritm upravleniya individual'nym privodom kolesnykh dvizhitelei transportnykh sredstv [The control algorithm for individual drive of vehicles wheel propulsion]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie. Spets. vyp. «Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie»* [Herald of the Bauman MSTU. Ser. Mechanical Engineering. Spec. Iss. "Energy and Transport Engineering"], 2011, pp. 39-58.
8. Kotiev G.O., Gorelov V.A. Modelirovanie priamolineinogo dvizheniya polnoprivodnoi kolesnoi mashiny po nesviaznykh gruntam [Simulation of rectilinear motion of all-wheel drive wheeled vehicle on disconnected soils]. *Trudy NAMI. Avtomobili i dvigateli* [Proc. of the Cent. Sci. Res. Automobile and Automotive Engine Inst. "NAMI". Vehicles and Motors], 2009, no. 241, pp. 25-39.
9. Kotiev G.O., Gorelov V.A., Zhirnyi R.I. Matematicheskaya model' priamolineinogo dvizheniya avtopoezda s zhestkoi i gibkoi svyaz'yu mezhdu zven'iyami [A mathematical model of rectilinear motion of a road train with rigid and flexible coupling between the links]. *Trudy NGTU* [Trans. Nizhnii Novgorod STU], 2010, no. 3, pp. 138-144.
10. Gorelov V.A. Rezul'taty chislennogo modelirovaniya priamolineinogo dvizheniya dvukhzvennogo kolesnogo transportnogo kompleksa po deformiruemu gruntu [[Results of numerical simulation of rectilinear motion of two-component wheeled transport system on deformable rock mantle](http://technomag.edu.ru/doc/330258.html)]. *Nauka i obrazovanie*, 2012, No. 1. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>.
11. Zhirnyi R.I., Kotiev G.O. Reshenie transportnykh zadach v usloviyakh Krainego Severa [The solution of transport problems in the Far North]. *Gazovaya promyshlennost'*, 2009, no. 7, pp. 78-81.