

МЕТОДЫ КОМПЬЮТЕРНОЙ МЕХАНИКИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАШИН

Высоцкий М.С., Харитончик С.В.

Введение

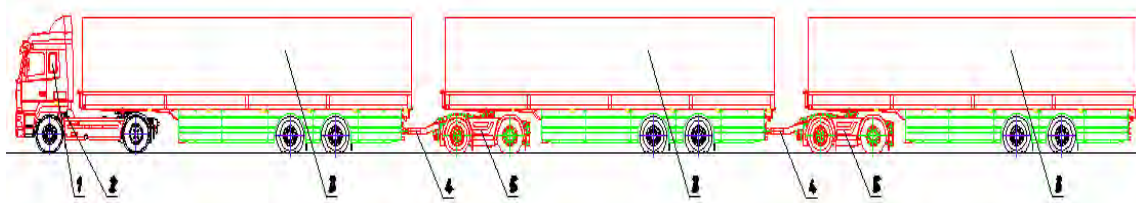
Все более актуальными становятся вопросы создания новых перспективных поколений большегрузных магистральных автопоездов для транспортировки грузов на дальние и сверхдальние расстояния между Европой, Азией и Дальним Востоком. Перспективные многозвенные автопоезда сократят количество транспорта на дорогах и количество занятых в грузоперевозках водителей, повысят экономическую эффективность и безопасность перевозок, значительно уменьшат вредные выбросы в окружающую среду.

С позиции логистики трансконтинентальных автоперевозок грузов транспортные средства должны быть модульной конструкции и иметь максимально возможное количество грузовых модулей [1, 2]. Этому отвечают многозвенные автопоезда с числом прицепных звеньев три и более. Однако, условия безопасности, с учетом длины многозвенного автопоезда не менее 40 м, требуют новых подходов при выборе параметров и разработке конструкции узлов, агрегатов, систем и автопоезда в целом, которые должны реализовывать функции маневренности, устойчивости, управляемости при эксплуатации.

В современной научно-технической литературе отсутствуют методы проектирования транспортных средств такого типа и поэтому существует необходимость создания методических основ для исследования динамики и проектирования автопоездов с последующим их использованием в цикле виртуальной разработки. С этой целью для анализа маневренности, управляемости и устойчивости требуется создание параметризованной универсальной динамической модели многозвенного автопоезда, позволяющей путем компьютерного моделирования провести серию виртуальных испытаний. Данные испытания помогут найти оптимальные решения конструкций рулевого управления, подвески, сцепного устройства и др. для обеспечения маневренности и стабилизации криволинейного движения многозвенного автопоезда. Также требуется создание алгоритма, моделирующего управляющее воздействие водителя на рулевое колесо при движении автопоезда по заданному маршруту, соответствующему условиям реальных дорожных развязок.

Многозвенный автопоезд

Магистральный автопоезд, используемый для этих целей, должен состоять из нескольких основных структурных укрупненных модулей: тягач головного звена, представляющий собой тяговый модуль с кабиной, грузовой модуль и автономный тяговый модуль с возможностью дистанционного управления (рис. 1). При этом, тяговые модули предназначены для придания автопоезду требуемых тягово-динамических свойств при осуществлении транспортной работы. В состав тягового модуля входит рама, силовая установка (двигатель внутреннего сгорания с системами), трансмиссионный блок (привод колес ведущего моста), ведущие мосты и управляемые оси, подвеска оси и ведущего моста, рулевое управление, тормозная система, седельно-сцепное устройство быстрого присоединения грузового модуля к тяговому модулю. Тяговый модуль может комплектоваться силовыми установками и трансмиссиями различных типов. Например, трансмиссия может быть как механической, так и электромеханической. Автономный тяговый модуль используется в звеньях автопоезда и предназначен для обеспечения их мобильности.



*1 - кабина, 2 - тяговый модуль, 3 - грузовой модуль, 4 - сцепное устройство,
5 – автономный тяговый модуль*

Рис. 1. Структура модульного многозвенного автопоезда

С учетом сказанного под одним звеном понимается единица транспортного средства, в состав которой входит тяговый и грузовой модули.

Задачи исследования

Для обеспечения различных способов передвижения звенья многозвенного автопоезда должны оснащаться управляемыми колесами в каждом звене, поскольку эффективность многозвенного автопоезда будет зависеть от его подвижности, определяемой совокупностью взаимосвязанных параметров, среди которых маневренность, управляемость и устойчивость движения. В данном исследовании под указанными свойствами будем понимать следующее.

Маневренность определяется способностью автопоезда преодолевать повороты на дорогах и разворачиваться на регламентированной по размерам территории.

Управляемость определяется возможностью автопоезда легко и быстро изменять свое положение на дороге при воздействии водителя на органы управления.

Устойчивость движения определяется способностью автопоезда сохранять направление движения и ориентацию продольной и вертикальной осей независимо от действия внешних и инерционных сил в заданных во времени или пути пределах.

С учетом сказанного задача данного исследования состоит в том, чтобы разработать теоретические методы и математические и компьютерные модели, описывающие динамику движения многозвенного автопоезда на криволинейных участках дорог; проверить адекватность предложенных методов и моделей. Это необходимо для выработки рекомендаций по выбору основных параметров узлов и систем управления автопоезда, чтобы обеспечить нормативные требования по маневренности, управляемости и устойчивости его движения.

Методика проведения компьютерных и физических испытаний

Показатели эксплуатационных свойств автопоезда, таких как маневренность, управляемость и устойчивость регламентированы внутриотраслевыми и международными нормами. Например, такой показатель как маневренность оценивается способностью транспортного средства на минимальной скорости вписаться в размеченный коридор с разворотом на 360°. Показатели маневренности регламентируются Директивой 97/27/EC of the European Parliament and European Parliament and of the Council, relating to the masses and dimensions of certain categories of motor vehicles and their trailers и СТБ ГОСТ Р 52389-2005 (рис. 2 а).

Основным нормативным документом по управляемости и устойчивости транспортных средств, действующим в Беларуси и Российской Федерации, являются стандарты [3 и 4]. В соответствии с ними показатели, характеризующие управляемость и устойчивость автопоезда определяют при выполнении следующих испытаний:

испытание «поворот $R_n = 35$ м», которое предназначено для определения максимальной скорости маневра при входе автопоезда в поворот;

испытание «переставка $S_n = 20$ м», которое предназначено для определения максимальной скорости маневра при смене автопоездом полосы движения на ограниченном участке пути;

испытание «усилие на рулевом колесе»;

испытание «стабилизация рулевого управления», которое предназначено для определения параметров, характеризующих самовозврат управляемых колес и рулевого колеса в нейтральное положение;

испытание «прямая», которое предназначено для определения средней угловой скорости корректирующих поворотов рулевого колеса;

испытание «пробег», которое предназначено для определения допустимых скоростей в эксплуатационных режимах движения, если по результатам испытаний «поворот» и «переставка» скорости маневров автопоездов ниже нормативных значений.

На начальной стадии проектирования, когда еще не выбран тип рулевого механизма, нет необходимости выполнять компьютерное испытание «усилие на рулевом колесе», поскольку для управления автопоездом требуется разработка оригинального рулевого управления и алгоритма управления, так как для обеспечения высокой маневренности необходимо будет изменять не только положение управляемых колес, но и, возможно, размеры элементов сцепного устройства. То же относится и к испытаниям «стабилизация рулевого управления», «прямая», «пробег».

При испытаниях «поворот $R_n = 35$ м» автопоезд вводится в режим равномерного прямолинейного движения и устанавливается наивысшая передача, обеспечивающая устойчивую работу двигателя. Разметка дороги для испытаний приведена на рис. 2 б: на участке 1 ширина коридора $D_1 = 3,55$ м, на участке 3 ширина коридора $D_3 = 4,45$ м. При пересечении передними колесами транспортного средства границы между участками 1 и 2 размеченного коридора водитель быстро снимает ногу с педали газа и начинает поворачивать рулевое колесо вправо для выполнения маневра. Положение всех остальных органов управления должно оставаться неизменным. Внешний наблюдатель отмечает отрывы колес от дороги, выходы автопоезда за пределы коридора и информирует о них водителя. Результатом испытаний «поворот $R_n = 35$ м» является определение максимальной скорости прохождения испытательного участка, при которой не было выхода за пределы разметки и не наблюдался отрыв колес автопоезда от дороги.

Согласно [3, 4] максимальная скорость выполнения маневра «поворот $R_n = 35$ м» должна быть не менее 42 км/ч.

В среде моделирования MSC.ADAMS определение критической скорости входа автопоезда в поворот осуществляется путем увеличения скорости движения до появления отрыва колеса или выхода транспортного средства за боковые границы коридора.

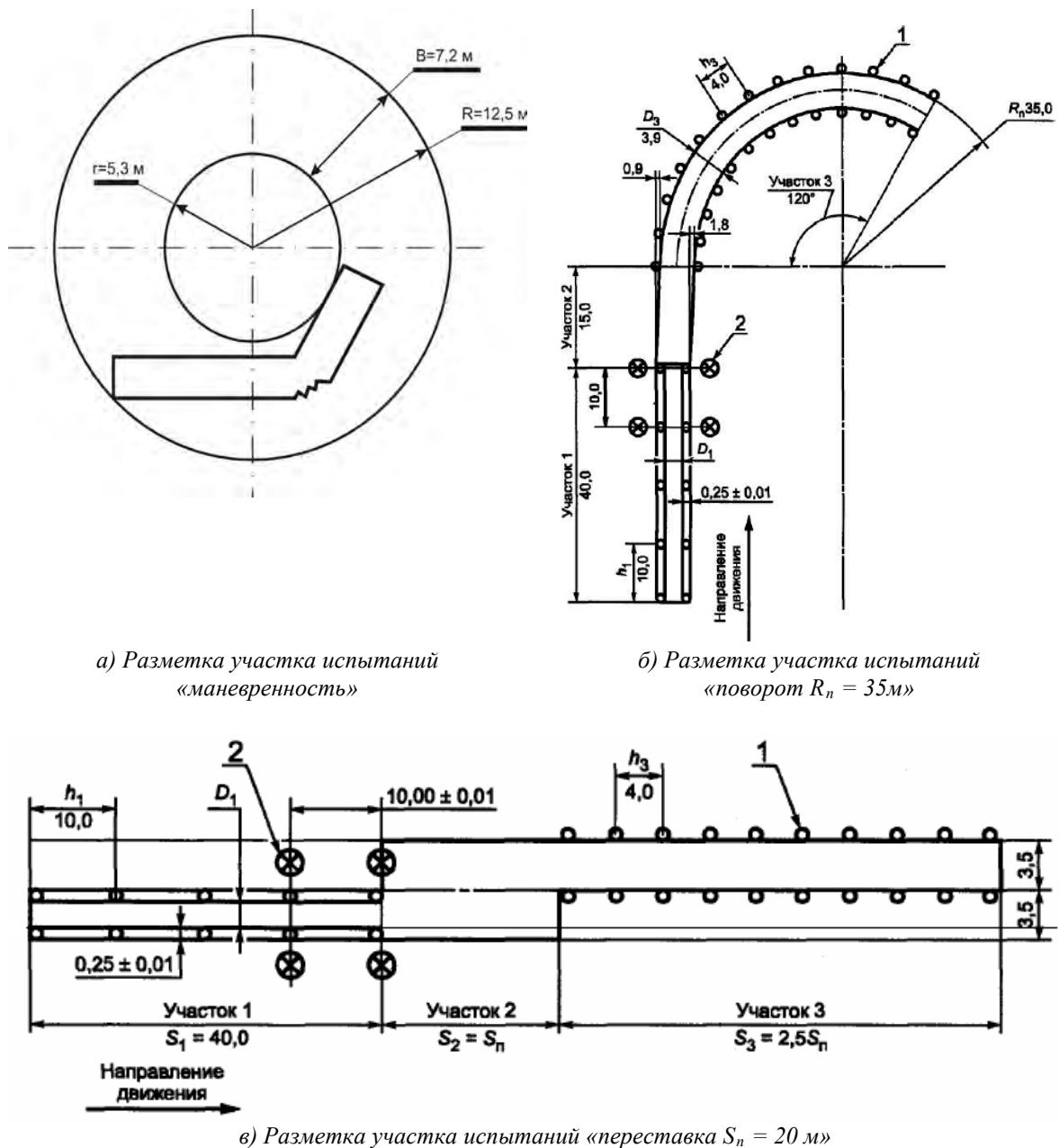


Рис. 2. Схемы участков дорог для проведения нормативных испытаний

Схема разметки участка дороги для испытания «переставка $S_n = 20\text{ м}$ » приведена на рис. 2 в. Для исследуемого автопоезда согласно [3, 4] максимальная скорость выполнения маневра должна быть не менее 50 км/ч. При испытаниях многозвенный автопоезд также выходит на режим равномерного прямолинейного движения и выбирается наивысшая передача, обеспечивающую устойчивую работу двигателя. Положение рук водителя на рулевом колесе соответствует цифрам «3» и «9» циферблата часов. При пересечении передними колесами автопоезда границы между участками 1 и 2 размеченного коридора водитель быстро снимает ногу с педали газа и начинает выполнять маневр. Никакие воздействия на остальные органы управления не допускаются. Внешний наблюдатель отмечает отрывы колес от дороги, выходы автопоезда за пределы коридора и информирует о них водителя. Результатом испытаний «переставка $S_n = 20\text{ м}$ » является определение максимальной скорости прохождения участка разметки, при которой не было выхода за пределы разметки и не наблюдался отрыв колес транспортного средства от дороги.

Обобщенная математическая модель криволинейного движения многозвеного автопоезда

Силы, действующие при криволинейном движении на многозвеновый автопоезд, в соответствии с рекомендацией [5] можно определить отдельно для каждого звена с учетом взаимодействия звеньев между собой. В этой связи рассмотрим методику описания криволинейного движения на примере первого (головного) звена автопоезда.

Ускорения центров тягача и полуприцепа находятся в неподвижной системе координат XOY (рис.3). В некоторый момент времени продольная ось тягача расположена под углом γ_{11} к оси OX , на угол α_{11}^i повернуто внутреннее управляемое колесо, а наружное на угол α_{11}^o . В этот же момент времени продольная ось грузового модуля (полуприцепа) к оси OX расположена под углом γ_{12} . С центрами тяжести тягового и грузового модулей свяжем подвижные системы координат $x_{11}o_{11}y_{11}$ и $x_{12}o_{12}y_{12}$. Оси $o_{11}x_{11}$ и $o_{12}x_{12}$ будут направлены вдоль продольных осей модулей.

С учетом изложенного скорости центров масс тягового и грузового модулей равны соответственно $V_{11} = \omega_1 R_{11}$ и $V_{12} = \omega_1 R_{12}$. По рекомендациям [2] проекции данных скоростей на оси XOY равны

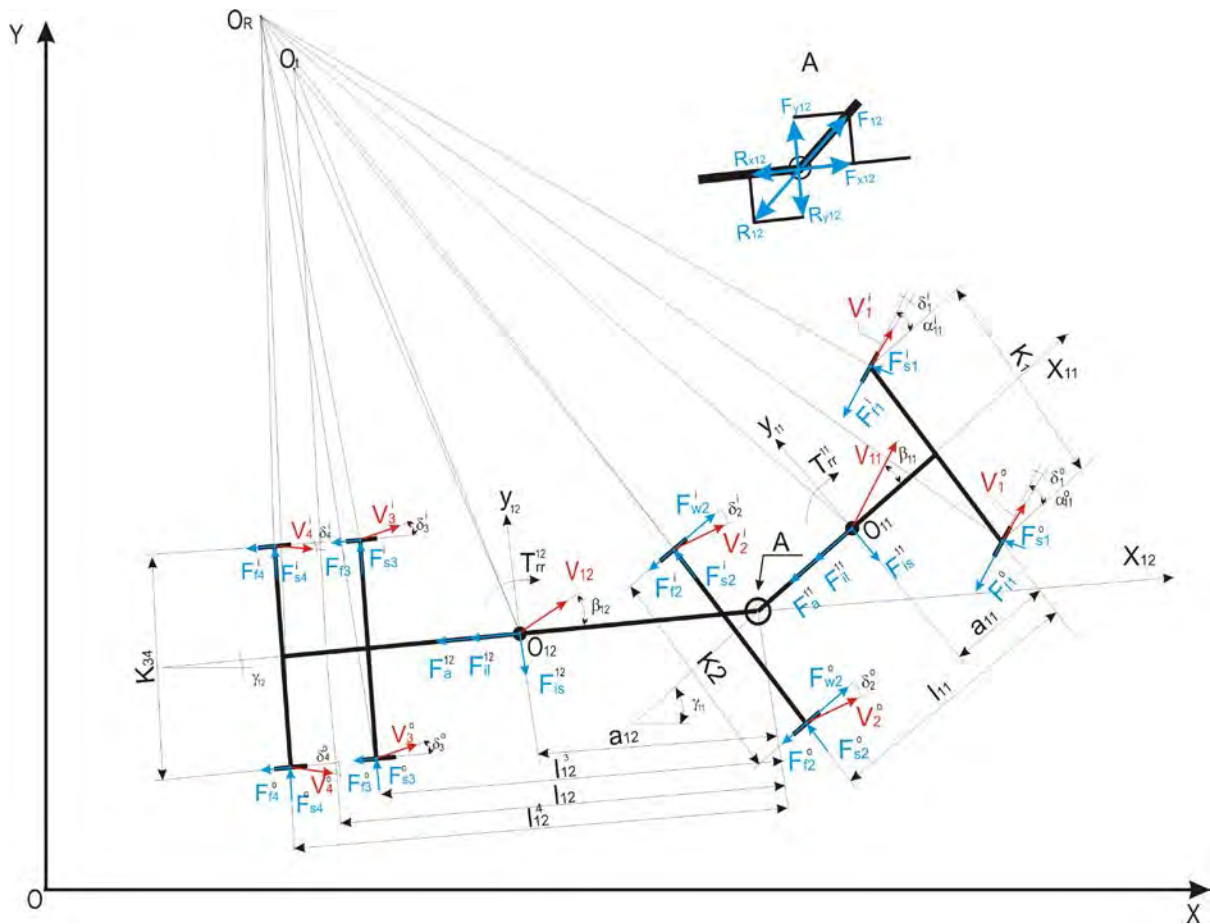


Рис.3. Расчетная схема криволинейного движения звена многозвеного автопоезда

$$V_{11}^X = V_{11} \cos(\beta_{11} + \gamma_{11}) = V_{11} \cos \beta_{11} \cos \gamma_{11} - V_{11} \sin \beta_{11} \sin \gamma_{11} = V_{11}^{X11} \cos \gamma_{11} - V_{11}^{Y11} \sin \gamma_{11};$$

$$V_{11}^Y = V_{11} \sin(\beta_{11} + \gamma_{11}) = V_{11} \cos \beta_{11} \sin \gamma_{11} + V_{11} \sin \beta_{11} \cos \gamma_{11} = V_{11}^{X11} \sin \gamma_{11} + V_{11}^{Y11} \cos \gamma_{11};$$

$$V_{12}^X = V_{12} \cos(\beta_{12} + \gamma_{12}) = V_{12} \cos \beta_{12} \cos \gamma_{12} - V_{12} \sin \beta_{12} \sin \gamma_{12} = V_{12}^{X12} \cos \gamma_{12} - V_{12}^{Y12} \sin \gamma_{12};$$

$$V_{12}^Y = V_{12} \sin(\beta_{12} + \gamma_{12}) = V_{12} \cos \beta_{12} \sin \gamma_{12} + V_{12} \sin \beta_{12} \cos \gamma_{12} = V_{12}^{X12} \sin \gamma_{12} + V_{12}^{Y12} \cos \gamma_{12}.$$

При этом скорости V_{11}^{X11} и V_{12}^{X12} являются скоростями продольного движения соответственно тягового и грузового модулей, а скорости V_{11}^{Y11} и V_{12}^{Y12} – скоростями бокового смещения.

Дифференцируя полученные выражения, находим проекции на оси неподвижной системы координат XOY ускорений центров масс тягового и грузового модулей:

$$j_{11}^X = \cos \gamma_{11} dV_{11}^{X11}/dt - V_{11}^{X11} \sin \gamma_{11} d\gamma_{11}/dt - \sin \gamma_{11} dV_{11}^{Y11}/dt - V_{11}^{Y11} \cos \gamma_{11} d\gamma_{11}/dt;$$

$$j_{11}^Y = \sin \gamma_{11} dV_{11}^{X11}/dt + V_{11}^{X11} \cos \gamma_{11} d\gamma_{11}/dt + \cos \gamma_{11} dV_{11}^{Y11}/dt - V_{11}^{Y11} \sin \gamma_{11} d\gamma_{11}/dt;$$

$$j_{12}^X = \cos \gamma_{12} dV_{12}^{X12}/dt - V_{12}^{X12} \sin \gamma_{12} d\gamma_{12}/dt - \sin \gamma_{12} dV_{12}^{Y12}/dt - V_{12}^{Y12} \cos \gamma_{12} d\gamma_{12}/dt;$$

$$j_{12}^Y = \sin \gamma_{12} dV_{12}^{X12}/dt + V_{12}^{X12} \cos \gamma_{12} d\gamma_{12}/dt + \cos \gamma_{12} dV_{12}^{Y12}/dt - V_{12}^{Y12} \sin \gamma_{12} d\gamma_{12}/dt.$$

В практической деятельности удобно пользоваться значениями не только скоростей, но и ускорений и сил, которые не меняют свое положение относительно модулей в звеньях автопоезда. С этой целью определим проекции найденных ускорений на продольные поперечные оси тягового и грузового модулей многозвенного автопоезда:

$$j_{11,12}^{X11,X12} = j_{11,12}^X \cos \gamma_{11,12} + j_{11,12}^Y \sin \gamma_{11,12};$$

$$j_{11,12}^{Y11,Y12} = j_{11,12}^Y \cos \gamma_{11,12} - j_{11,12}^X \sin \gamma_{11,12}.$$

С учетом ранее полученных выражений получаем:

$$j_{11,12}^{X11,X12} = j_{11,12} - V_{11,12}^{Y11,Y12} \omega_{11,12};$$

$$j_{11,12}^{Y11,Y12} = V_{11,12}^{X11,X12} \omega_{11,12} + dV_{11,12}^{Y11,Y12}/dt,$$

где $dV_{11}^{X11}/dt = j_{11}$, $dV_{12}^{X12}/dt = j_{12}$ – продольные ускорения модулей, а $d\gamma_{11}/dt = \omega_{11}$ и $d\gamma_{12}/dt = \omega_{12}$ – угловые скорости модулей.

Проекции сил, действующие на тяговый и грузовой модули при криволинейном движении многозвенного автопоезда, определим на подвижные системы координат $x_{11}o_{11}y_{11}$ и $x_{12}o_{12}y_{12}$, связанные их продольными и поперечными осями:

в системе координат $x_{11}o_{11}y_{11}$

$$\begin{aligned} \sum F_{X_{11}} &= -F_a^{11} - F_{il}^{11} + F_{w2}^i + F_{w2}^o - F_{f2}^i - F_{f2}^o - \\ &\quad - F_{f1}^i \cos \alpha_{11}^i - F_{f1}^o \cos \alpha_{11}^o - F_{S1}^i \sin \alpha_{11}^i - F_{S1}^o \sin \alpha_{11}^o - R_{12} \quad ; \\ \sum F_{Y_{11}} &= -F_{S1}^i \cos \alpha_{11}^i - F_{S1}^o \cos \alpha_{11}^o - F_{is}^{11} + F_{S2}^i + F_{S2}^o - F_{f1}^i \sin \alpha_{11}^i - F_{f1}^o \sin \alpha_{11}^o ; \\ \sum M_{o_{11}} &= -T_{rr}^{11} + a_{11} F_{S1}^i \cos \alpha_{11}^i + a_{11} F_{S1}^o \cos \alpha_{11}^o + \\ &\quad + \frac{1}{2} K_1 F_{f1}^i \cos \alpha_{11}^i - \frac{1}{2} K_1 F_{f1}^o \cos \alpha_{11}^o + \frac{1}{2} K_2 F_{f2}^i + \frac{1}{2} K_2 F_{f2}^o. \end{aligned}$$

в системе координат $x_{12}o_{12}y_{12}$

$$\begin{aligned} \sum F_{X_{12}} &= -F_a^{12} - F_{il}^{12} - F_{f3}^i - F_{f3}^o - F_{f4}^i - F_{f4}^o + F_{X_{12}} ; \\ \sum F_{Y_{12}} &= F_{S3}^i + F_{S3}^o - F_{is}^{12} + F_{S4}^i + F_{S4}^o + F_{Y_{12}} ; \\ \sum M_{o_{12}} &= -T_{rr}^{12} - (l_{12}^3 - a_{12}) F_{S3}^i - (l_{12}^3 - a_{12}) F_{S3}^o - (l_{12}^4 - a_{12}) F_{S4}^i - (l_{12}^4 - a_{12}) F_{S4}^o + \\ &\quad + \frac{1}{2} K_{34} F_{f3}^i - \frac{1}{2} K_{34} F_{f3}^o + \frac{1}{2} K_{34} F_{f4}^i - \frac{1}{2} K_{34} F_{f4}^o, \end{aligned}$$

где под F_w приняты обозначения соответствующих окружных сил ведущих колес, F_f – сил сопротивления качению колес, F_a – силы аэродинамического сопротивления, F_{il} – продольной составляющей силы инерции, F_{is} – боковой составляющей силы

инерции, F_{si} – силы бокового уводы. Смысл остальных принятых переменных следует из рис. 3. В обозначениях индексов первая цифра указывает на порядковый номер звена автопоезда, вторая – «1» на отношение переменной к тяговому модулю, «2» на отношение переменной к грузовому модулю.

Многомассовая модель многозвенного автопоезда в MSC.ADAMS

Для анализа показателей маневренности, управляемости и устойчивости в MSC.ADAMS создана параметризованная полнокомплектная динамическая модель многозвенного автопоезда (рис. 4), позволяющая путем компьютерного моделирования провести серию виртуальных испытаний.

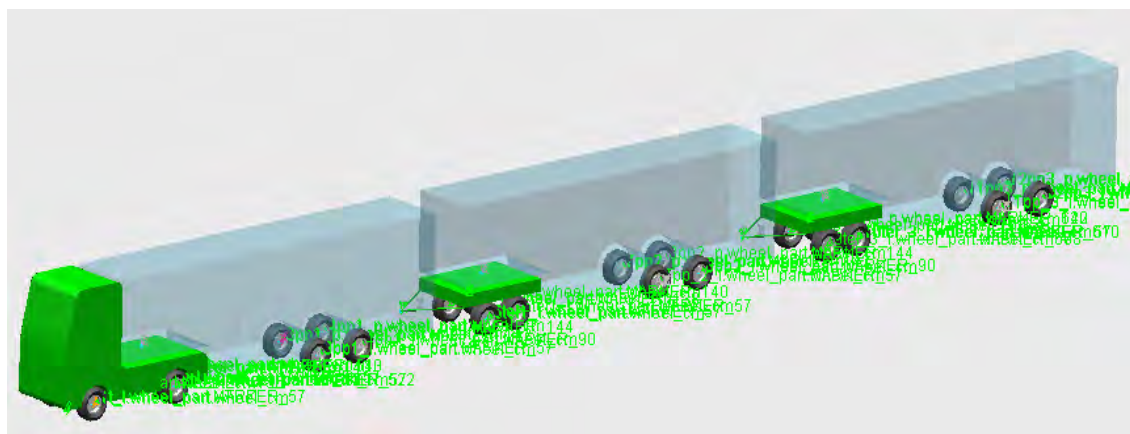


Рис. 4. Многомассовая динамическая модель многозвенного автопоезда

Динамическая модель автопоезда включает в себя подмодели тягового модуля с кабиной, трех грузовых модулей, двух тяговых подкатных модулей, две подмодели сцепного устройства, а также модели колес и дороги. Каждая подмодель включает в себя модели предварительно прокомпонованных узлов и агрегатов (двигатели, трансмиссии, рулевые управления, топливные баки, подвески и т.п.). С их учетом подмодели тяговых и грузовых модулей выполнены жесткими телами и задают соответствующее распределение инерционно-массовых характеристик полнокомплектной модели в пространстве. Подмодели сцепных устройств моделируются шарниром, имеющим одну вращательную степень свободы ведущего и ведомого звеньев.

В дальнейшем, при усовершенствовании сцепного устройства, модель может быть адаптирована к конструкции добавлением новых конструктивных элементов, включая и систему управления сцепкой.

Для обеспечения имитации движения автопоезда принимаются модели взаимодействия шины с дорогой, используемые в пакете MSC.ADAMS. В зависимости от типа испытаний используются модели шин Fiala или Расејка.

В многокомпонентной модели автопоезда применяется модель шины, на основании теории E. Fiala [6] (рис. 5). Модель шины имеет жесткую ступицу A, пневматический элемент B, который моделирует упругое основание и сетку диагонально уложенных слоев каркаса шины в боковых стенках, исключая сдвиг периферии колеса относительно ступицы в окружном направлении и имеющий жесткость в боковом направлении, тонкая лента C, обладающая изгибной жесткостью в боковом направлении, моделирует каркас и брекер в короне шины, рабочая лента D с рабочей поверхностью, способной к сдвигу в тангенциальном направлении моделирует протектор шины. Данная модель с достаточной точностью для сравнительного анализа

показателей маневренности, управляемости и устойчивости движения автопоезда воспроизводит упругие и сцепные характеристики шины.

Таким образом, виртуальные испытания, проведенные с помощью разработанной динамической модели многозвенного автопоезда, позволят оптимизировать конструктивные решения рулевого управления, подвески, сцепного устройства и др. для обеспечения заданных стандартами показателей его маневренности, устойчивости и управляемости и разработки алгоритмов управления его движением.

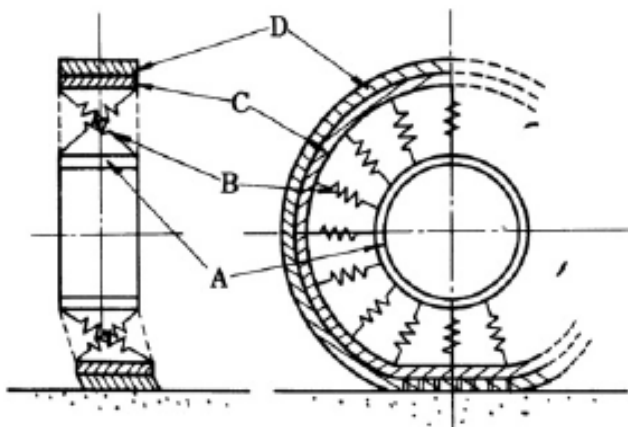


Рис. 5. Структура модели шины E. Fiala

Алгоритм воздействия на рулевое колесо

В условиях реальной эксплуатации техника вождения многозвенного автопоезда будет отличаться по сравнению с автопоездом классической компоновки. В первую очередь это касается проезда криволинейных участков движения. Здесь водитель должен стараться максимально эффективно использовать всю ширину заданного дорожного коридора, что исключит выход отдельных элементов звеньев за пределы коридора.

Определение в этой ситуации порядка действий водителя необходимо не только для обучения навыкам вождения водителя при проезде дорожных развязок, но необходимо также при проведении виртуальных испытаний и разработке алгоритмов автоматического управления движением многозвенного автопоезда.

В этой связи предлагается алгоритм, моделирующий управляющее воздействие водителя на рулевое колесо. Данный алгоритм основан на принципе корректировки курса движения автопоезда по отклонению от предварительно заданной траектории движения. Необходимая траектория движения задается в виде полилинии как функция пути в глобальной системе координат

$$S = f(X, Y).$$

В процессе движения автопоезда непрерывно производится расчет угла наклона касательной к заданной траектории, который определяет истинное направление курса движения автопоезда. Одновременно с этим определяется текущее направление курса движения автопоезда. Разница между направлением курса по траектории и текущим направлением курса движения автопоезда задает направление и закон поворота рулевого колеса выраженный зависимостью

$$\Theta_{rk} = f(\text{time}, \gamma, \psi, \Delta, V_{rk}) \text{ sign } \Delta,$$

где Θ_{rk} – угол поворота рулевого колеса, γ – направления курса траектории, ψ – текущее направление курса движения автопоезда, Δ – текущий угол рассогласования курсов, V_{rk} – скорость поворота рулевого колеса.

Виртуальные испытания и анализ маневренности, устойчивости, управляемости автопоезда

Рассмотрим результаты виртуальных испытаний многозвенного автопоезда на основе созданных динамических моделей по показателям эксплуатационных свойств, определенных на основе действующих стандартов (рис.6, 7).

При движении многозвенного автопоезда по стандартизованному коридору по часовой стрелке (рис. 2 а) водитель удерживает левый габарит головного звена как можно ближе к кромке большого круга радиусом 12,5 м (рис. 6). В силу конструктивных особенностей полуприцеп даже одного звена будет перемещаться в направлении малого круга радиусом 5,3 м по причине действия боковых сил на колеса полуприцепа. Расчеты показывают (рис. 8), что отсутствие управляемых колес в грузовых модулях приводит к большей силовой нагруженности ходовой системы многозвенного автопоезда, созданию дополнительных моментов сопротивления повороту и соответствующей потере мощности. Так, значения боковых сил на некоторых колесах осей грузовых модулей достигают 27 кН. Несколько меньшие значения до 24 и 25 кН наблюдаются на колесах тяговых модулей и головного тягача.

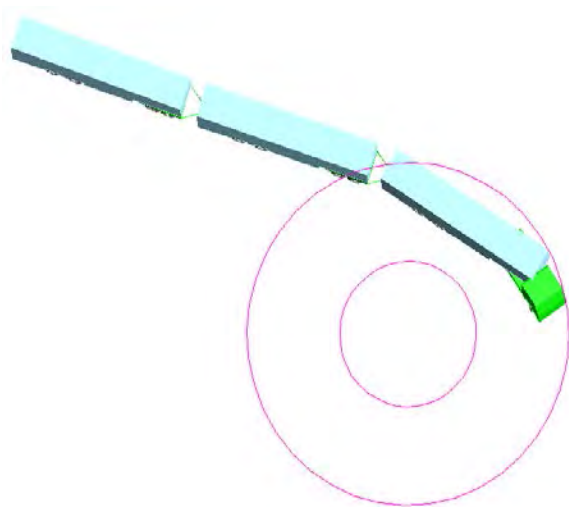


Рис. 6. Оценка маневренности многозвенного автопоезда

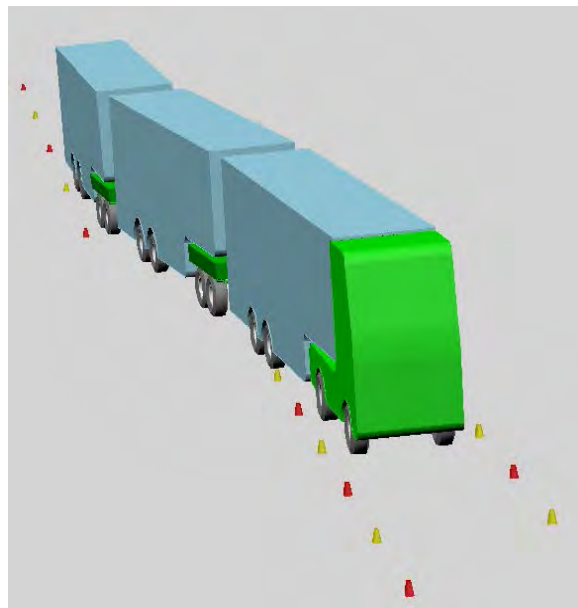
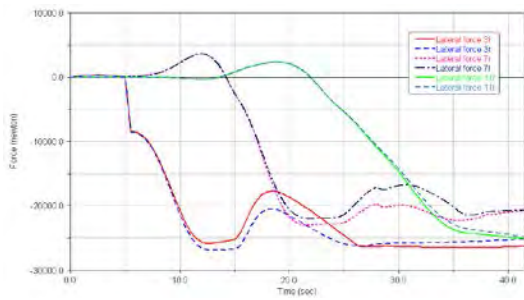


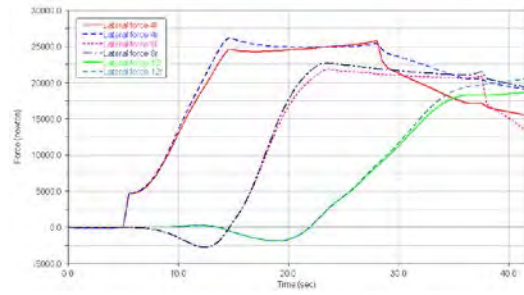
Рис. 7. Оценка маневра «переставка»

Разные значения боковых сил на колесах левого и правого бортов многозвенного автопоезда возникают еще и в связи с перераспределением масс при движении по криволинейной траектории. Это становится наиболее заметным при увеличении скорости движения, в частности, при выполнении маневра «переставка».

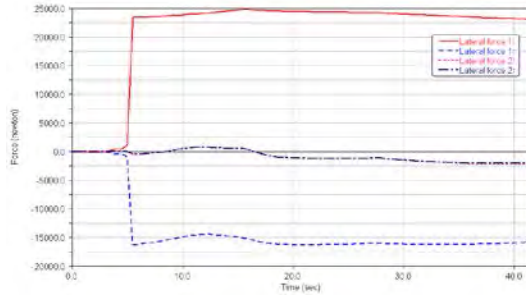




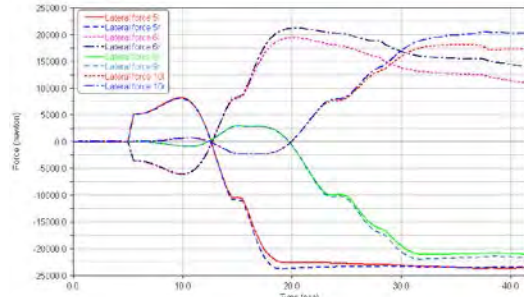
Боковые силы 3-й, 7-й, 11-й осей



Боковые силы 4-й, 8-й, 12-й осей



Боковые силы 1-й и 2-й осей



Боковые силы 5-й, 6-й, 9-й, 10-й осей

Рис. 8. Изменение боковых сил на колесах многозвенного автопоезда при исследовании маневренности

Моделирование маневра «переставка» (рис. 7) осуществляется в соответствии с разметкой, указанной на рис. 2в, и выполнение маневра начинается при пересечении передними колесами автопоезда границы между участками 1 и 2 размеченного коридора. Наличие управляемых колес только на тягаче головного звена приводит к тому, что второе и третье звенья автопоезда пересекают слева разметку на участке 1, а после прохождения головным звеном участка 2 размеченного коридора второе и третье звенья автопоезда пересекают справа разметку на участке 3 (рис. 9). Вместе с тем автопоезд остается устойчивым вплоть до скорости 50 км/ч. Повышение границы устойчивости возможно при управлении значениями нормальных реакций колес. Анализ их динамики на пройденном пути показывает (рис. 10), что нагрузка на наружные колеса вначале маневра резко уменьшается, а при выходе на участок 3 еще более резко увеличивается и достигает почти до 6 т.

Пересечение участка 1 разметки можно объяснить наличием больших углов увода, вызванных перераспределением нормальных реакций колес. Динамика изменения углов увода, как следует из рис. 10, указывает на необходимость предъявления более жестких требований к управлению подвеской многозвенного автопоезда.

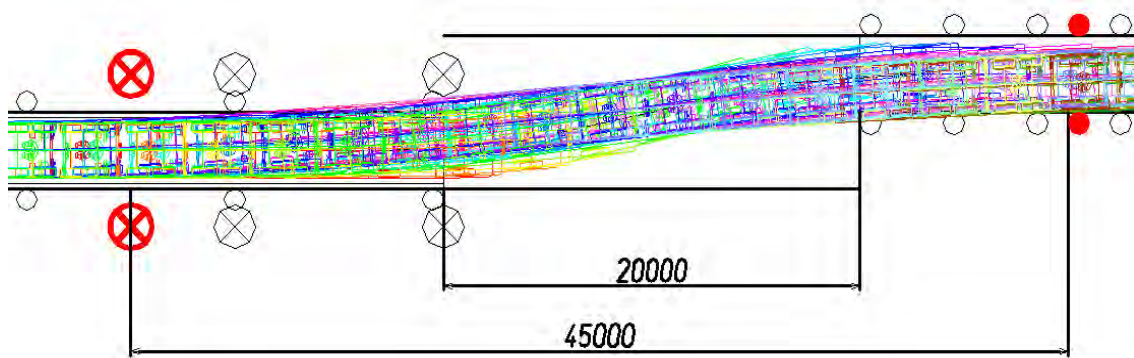
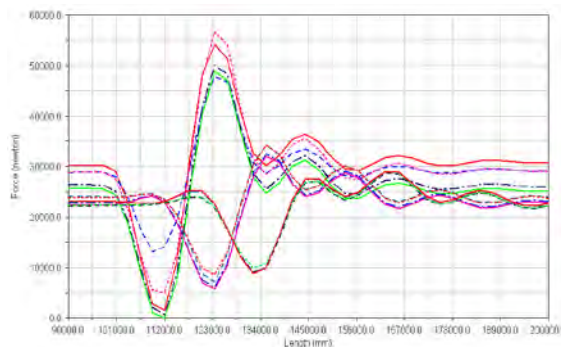
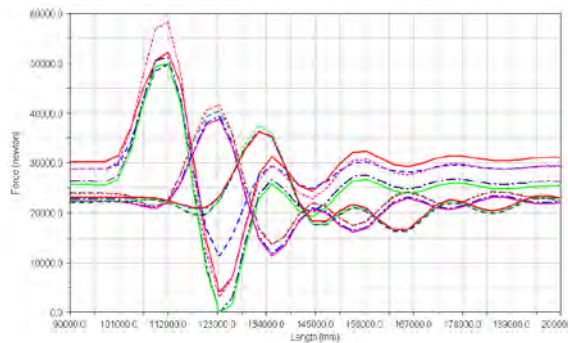


Рис. 9. Изменение траектории движения многозвенного автопоезда при выполнении маневра «ПЕРЕСТАВКА» на предельной скорости

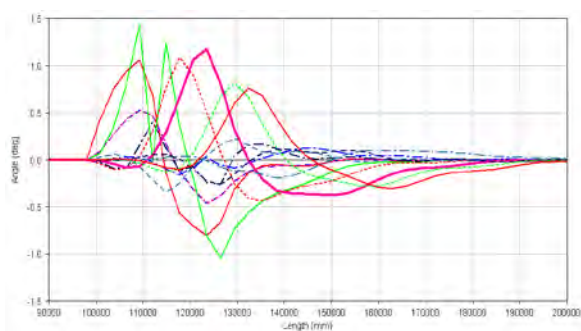
Результаты дальнейшего моделирования позволяют отметить, что оснащение тяговых тележек многозвенного автопоезда управляемыми колесами дает возможность выполнить маневр «переставка» без пересечения участка 1 на скорости 52 км/ч. Оснащение управляемыми колесами грузовых модулей позволяет существенно уменьшить влияние боковых сил на маневренность и осуществить разворот автопоезда на 180° без пересечения границ окружностей радиусами 12,5 и 5,3 м.



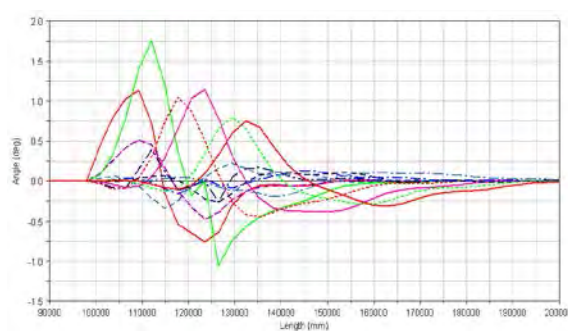
Вертикальные реакции колес левого борта



Вертикальные реакции колес правого борта



Углы увода колес левого борта



Углы увода колес правого борта

Рис. 10. Изменение вертикальных реакций и углов увода на колесах многозвенного автопоезда при выполнении маневра «ПЕРЕСТАВКА» на предельной скорости 49,8 км/ч в среде MSC.ADAMS

Экспериментальные исследования, проверка адекватности и уточнение компьютерной модели автопоезда в MSC.ADAMS

Для подтверждения адекватности созданных компьютерных моделей в условиях испытательного полигона были проведены предварительные экспериментальные исследования многозвенного автопоезда. Это дало возможность не только уточнить теоретический метод и компьютерные модели, но и на основании изучения динамики автопоезда дать рекомендации по улучшению и оптимизации его конструкции.

Экспериментальное исследование параметров криволинейного движения многозвенного автопоезда было выполнено в 2009 году на Республиканском полигоне для испытания автотракторной техники в Минске (Беларусь). Для исследования был взят экспериментальный образец многозвенного автопоезда в составе тягача МАЗ-544019, двух подкатных тележек МАЗ-84200 и трех полуприцепов МАЗ-931010 производства Минского автомобильного завода (рис. 11).



Испытание «поворот $R_n = 35$ м»



Экспериментальные исследования маневренности



Испытание «переставка»

Рис. 11. Экспериментальные исследования многозвенного автопоезда

В ходе движения по окружности радиусом 50 м и более установлено, что все звенья многозвенного автопоезда повторяют траекторию, задаваемую движением головного звена. При этом не установлено «сползания» второго и третьего звеньев к центру окружности.

При проведении экспериментальных исследований маневренности было установлено, что однозвенный автопоезд вписывается в коридор, задаваемый окружностями радиусами 12,5 и 5,3 м. Второе и третье звенья автопоезда начинают пересекать внутреннюю окружность радиусом 5,3 м уже при прохождении $\frac{1}{4}$ окружности. При этом величина «сползания» внутренних колес передних осей грузовых модулей второго и третьего звеньев составила соответственно 0,55 и 0,9 м. При развороте автопоезда на 360° происходит более интенсивное «сползание» второго и третьего звеньев к центру поворота. Величина «сползания» к центру поворота внутреннего колеса передней оси грузового модуля второго звена при повороте автопоезда по окружности диаметром 25 м на 360° составила 1,24 м. При этом расчет показывает, что эта величина не превышает 0,74 м. Корректировка характеристик увода и сцепления шины с дорогой позволяет скоррелировать расчетную оценку с экспериментальными данными.

Выполнение маневра «переставка» показало устойчивое без отрыва колес движение многозвенного автопоезда в снаряженном состоянии на различных скоростях вплоть до максимально заданной 85 км/ч. Устойчивое движение в снаряженном состоянии автопоезд показал и при движении одновременно по двум окружностям одинаковых радиусов диаметром 40 м.

Заключение

Эксплуатация многозвенных автопоездов связана с движением по траекториям различной кривизны и конфигурации. К новым типам движения магистрального грузового автомобильного транспорта следует отнести движение одновременно по окружностям разных радиусов; движение многозвенного автопоезда по сложной траектории, характеризующейся наличием одновременно нескольких радиусов; образование фигур типа «треугольник» в местах погрузки и разгрузки транспортно-логистических терминалов.

Разработана компьютерная модель многозвенного автопоезда для оценки динамики криволинейного движения. Представленные результаты моделирования типовых маневров согласуются с данными экспериментов, проведенных на Республиканском автополигоне. Отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 10%.

Для обеспечения требуемых характеристик необходимо применение на многозвенных автопоездах перспективных механизмов и электронных систем, действие которых направлено на поддержание заданной траектории движения. В частности, требуется использование передних управляемых колес в тяговых тележках и полуприцепах, электронной системы рулевого управления автопоездом, интеллектуального сцепного устройства.

Наименее предпочтительным при движении на малых радиусах является автопоезд с грузовыми модулями без управляемых колес. Экспериментальные данные и компьютерное моделирование указывают на довольно стремительное «сползание» второго и третьего звеньев к центру поворота при развороте автопоезда на 360° .

Результаты экспериментальных исследований указывают также на необходимость уточнения и корректировки исходных данных в математических моделях бокового увода колес. Так, в ходе эксперимента установлено, что величина «сползания» к центру поворота внутреннего колеса передней оси грузового модуля второго звена при повороте автопоезда по окружности диаметром 25 м на 360° составила 1,24 м. При этом расчет показывает, что эта величина не превысит 0,74 м. Уточнение коэффициента бокового увода в сторону увеличения на 30% позволяет добиться совпадения данного параметра в расчете и в эксперименте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Высоцкий М.С., Кочетов С.И., Пожиток В.Н., Харитончик С.В. Реализация принципов модульности для перспективных магистральных автопоездов. *Механика машин, механизмов и материалов*, №3, 2008, с. 5–8.
2. Vysotski M., Kalesnikovich A., Kharytonchyk S., Kochetov S., Pozhitok V. Preliminary optimization of general-arrangement decisions of multilink trucks for virtual design. FISITA 2008 World Automotive Congress, September 14 to 19, 2006, Munich, Germany. F2008-04-29.
3. СТБ ГОСТ Р 52302-2006. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний.
4. ГОСТ Р 52302-2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Masato A. *Vehicle Handling Dynamics. Theory and Application*, Elsevier 2009, ISBN-13:978-1-8561-7749-8.