

На правах рукописи

Евсеев Кирилл Борисович

**МЕТОДЫ РАЗРАБОТКИ ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ  
ГУСЕНИЧНЫХ ПОЕЗДОВ ДЛЯ ВНЕДОРОЖНЫХ  
КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и  
комплексы

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Официальные оппоненты: **Кондаков Сергей Владимирович**  
доктор технических наук, доцент.  
**ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет», профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины».**

**Маниянин Сергей Евгеньевич**  
доктор технических наук.  
**ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», доцент кафедры «Строительные и дорожные машины».**

**Тараторкин Игорь Александрович**  
доктор технических наук, профессор.  
**ИМАШ УрО РАН, заведующий отделом механики транспортных машин.**

Ведущая организация: Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ».

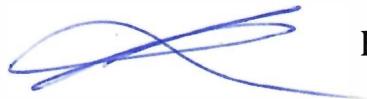
Защита состоится «27» марта 2023 г. в 14:30 на заседании диссертационного совета 24.2.331.13 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.13.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_ 2023 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
д.т.н., доцент



Б.Б. Косицын

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Во всем мире возрастает объем контейнерных перевозок, что связано с очевидными логистическими преимуществами. Активно развивается Северный морской путь, строятся новые объекты терминальной инфраструктуры для обработки морского и железнодорожного транспорта с целью доставки контейнерных грузов удаленному конечному потребителю. Для грузоперевозок в основном используются стандартные контейнеры: 20-, 40- и 45-футовые, соответствующие международному стандарту ISO 668:1995 (ГОСТ Р 53350-2009). Строительство автомобильных и железных дорог и инфраструктуры не всегда возможно или экономически нецелесообразно, поэтому приходится решать сложные логистические задачи, связанные с внедорожной перевозкой грузов для освоения территорий, разработки месторождений и их обслуживания, обеспечения населения необходимым объемом грузоперевозок, проведения исследовательских экспедиций и т.д.

Для перевозки контейнеров вне дорог необходимы специальные транспортные средства (ТС) высокой проходимости с низким давлением на грунт. Экономически целесообразно для этого использовать универсальное высокоподвижное ТС для одного 45-футового контейнера или двух 20-футовых контейнеров. В таком случае грузоподъемность ТС определяется суммарной массой брутто двух 20-футовых контейнеров (61 т), а необходимые габаритные размеры транспортной платформы определяются размерами 45-футового контейнера (13716x2438x2896 мм).

Известно, что использование современных многоосных колесных транспортных средств или автопоездов для внедорожных контейнерных перевозок ограничено, т.к. они обладают недостаточным уровнем опорной проходимости при движении по неподготовленным грунтовым опорным основаниям. В связи с этим, для контейнерных перевозок грузов вне дорог рационально использование специальных гусеничных поездов (ГП), обладающих большей опорной проходимостью.

Одним из перспективных направлений развития наземных безрельсовых ТС является переход к безэкипажному исполнению, движение которых может быть осуществлено на основе технологии «follow me», когда траектория движения определяется машиной-лидером, движущейся под управлением человека впереди безэкипажного ГП или посредством дистанционного управления движением ГП водителем-оператором, находящимся в машине-лидере.

Для внедорожных контейнерных перевозок безэкипажными гусеничными поездами научно обоснованные методы формирования технического облика транспортных средств в настоящее время отсутствуют, что является актуальной научной проблемой. Для решения которой требуется проведение научных исследований по выбору конструктивно-компоновочных исполнений, определению рациональных схем трансмиссий, прогнозированию подвижности и разработке законов управления движением безэкипажных ГП, направленных

на повышение безопасности и энергоэффективности внедорожных контейнерных перевозок.

**Целью** диссертационной работы является повышение энергоэффективности и безопасности внедорожных контейнерных перевозок путем использования научно обоснованных конструктивно-компоновочных решений, законов управления движением и определения рациональных схем трансмиссий гусеничных поездов.

Для достижения цели в работе поставлены и решены следующие **задачи**:

1. Разработана иерархия эксплуатационных свойств транспортных средств для внедорожных контейнерных перевозок.

2. Сформирована совокупность вариантов технического облика, конструктивно-компоновочных решений гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок и обоснован выбор двух исследуемых в работе вариантов.

3. Разработаны имитационные математические модели движения гусеничных поездов для выбранных конструктивно-компоновочных решений с целью определения показателей эксплуатационных свойств на этапе проектирования.

4. Проведены экспериментальные исследования и верифицированы математические модели динамики движения гусеничных поездов.

5. Разработаны законы управления движением безэкипажных гусеничных поездов, направленные на повышение безопасности и энергоэффективности движения.

6. Определены показатели подвижности гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок методами имитационного математического моделирования.

7. Разработан комплексный метод формирования технического облика безэкипажных гусеничных поездов, проведено исследование значимости измерителей свойства подвижности гусеничных поездов и определен технический облик безэкипажного гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок с приоритетным техническим решением путем анализа научно обоснованной иерархии эксплуатационных свойств.

8. Разработана математическая модель движения гусеничного поезда, предназначенная для использования в комплексе натурно-математического моделирования, с целью определения режимов движения и оценки нагруженности трансмиссии.

9. Проведены сравнительные исследования нагруженности трансмиссий ГП различных схем и определены рациональные схемы трансмиссий ГП для повышения энергоэффективности движения.

**Научная новизна** работы заключается:

– в разработанном комплексном методе формирования технического облика и определения характеристик гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок, сочетающем оценку значимости измерителей эксплуатационных свойств научно обоснованной иерархии, имитационное

математическое и натурно-математическое моделирование, экспериментальные исследования свойств подвижности гусеничных поездов. Разработанный метод позволяет определить приоритетное конструктивно-компоновочное решение гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок на стадии проектирования и спрогнозировать достижимые показатели эксплуатационных свойств. Особенностью метода является использование научно обоснованной иерархии эксплуатационных свойств для оценки значимости измерителей с учетом условий и режимов движения гусеничных поездов для контейнерных перевозок вне дорог, конструктивно-компоновочных исполнений и полученной совокупности экспертных оценок;

– в разработанных математических моделях динамики движения гусеничных поездов, пригодных для натурно-математического моделирования. Особенностью моделей является возможность проведения теоретических исследований по определению режимов движения и прогнозированию нагруженности трансмиссий гусеничных поездов, оценки безопасности движения и энергоэффективности гусеничных поездов с учетом недетерминированных управляющих воздействий со стороны водителя-оператора и дорожно-грунтовых условий;

– в разработанных законах управления движением ГП по заданной траектории, направленных на повышение безопасности и энергоэффективности. Особенностями является назначение законов для ГП с «силовым» способом поворота, использование обоснованного принципа «крест-накрест» распределения тяговых и тормозных сил на гусеницах, поддержание минимальной тяущей силы на тягаче в узле сочленения для полуприцепного ГП и обеспечение возможности движения «крабовым ходом» для двухшарнирного ГП;

– в результатах сравнительного анализа вариантов ГП, позволяющих на этапе проведения научно-исследовательских работ определить приоритетное конструктивно-компоновочное исполнение для безэкипажных гусеничных поездов в зависимости от требуемых показателей подвижности;

– в обоснованном выборе рациональных схем электромеханических трансмиссий гусеничных поездов с «силовым» способом поворота путем применения комплекса натурно-математического моделирования.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов базируются на теоретических и экспериментальных исследованиях динамики движения ГП, а также на использовании апробированных методов имитационного математического моделирования и теории движения гусеничных машин.

**Предметом исследования** являются конструктивно-компоновочные решения и рациональные схемы электромеханических трансмиссий безэкипажных ГП, обеспечивающих требуемый уровень безопасности и энергоэффективности внедорожных контейнерных перевозок.

**Объектами исследования** являются безэкипажные ГП грузоподъемностью 61 т с двумя активными звеньями, использующие «силовой» способ поворота.

**Практическая значимость работы** заключается:

1. В результатах научно обоснованного выбора конструктивно-компоновочных исполнений и рациональных схем трансмиссий безэкипажных гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок. Полученные результаты и рекомендации направлены на повышение энергоэффективности и безопасности внедорожных контейнерных перевозок с целью обеспечения связности территории Российской Федерации.

2. В разработанной программной реализации математической модели для комплекса натурно-математического моделирования, позволяющей на этапе выполнения научно-исследовательских работ прогнозировать показатели быстроходности, энергоэффективности и нагруженность трансмиссий безэкипажных гусеничных поездов с учетом недетерминированного воздействия со стороны водителя-оператора и дорожно-грунтовых условий.

**Реализация результатов работы.** Результаты работы внедрены в АО «Мытищинский машиностроительный завод», корпорацию «Проект-техника», АО «УКБТМ», в других предприятиях отрасли и используются в учебном процессе на кафедрах колесных машин, многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов МГТУ им. Н. Э. Баумана.

**Положения, выносимые на защиту.**

На защиту выносятся положения научной новизны, результаты научных исследований и выводы по работе.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты исследований заслушивались и обсуждались на: совместных научно-технических семинарах кафедры колёсных машин, кафедры многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2020-2022; заседании НТС факультета «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2022; Международном автомобильном научном форуме «Устойчивое развитие отечественного автопрома в современных условиях». Москва, 2022; 6-м Международном Арктическом саммите «Арктика: перспективы, инновации и развитие регионов». Москва, 2022; III форуме «Транспортные системы и дорожная инфраструктура Крайнего Севера». Якутск, 2022; 110-й Международной научно-технической конференции «Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации». Иркутск, 2021; XIV Всероссийской Мультиконференции по проблемам управления. Геленджик, 2021; Международном автомобильном научном форуме «Наземные инновационные транспортные средства с низким углеродным следом». Москва, 2021; XVIII Международной Конференции «Электромеханика, Электротехнологии, Электротехнические Материалы и Компоненты». Алушта, 2020.

**Публикации по теме диссертации.** По материалам диссертации опубликовано **20** научных работ общим объёмом 12,5 п.л., из которых по перечню научных изданий, рекомендованных ВАК РФ – **10**, индексируемых в международной базе научных изданий SCOPUS – **3**, патент РФ на полезную модель – **1**.

**Структура работы.** Диссертация состоит из введения, семи глав, общих выводов и заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы. Работа изложена на 357 листах машинного текста, содержит 199 рисунков, 48 таблиц. Список литературы содержит 206 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, определена научная проблема, сформулирована цель работы, приведены решенные задачи, определены научная новизна и практическая значимость, основные положения, выносимые на защиту, приведено краткое содержание выполненных исследований.

**В Главе 1** анализируются дорожно-грунтовые условия (ДГУ), характерные для рассматриваемых объектов исследования, и методы моделирования ДГУ.

В главе проведен анализ существующих конструктивно-компоновочных решений наземных ТС для внедорожных контейнерных перевозок, приведена классификация ГП. Определены объекты исследований: гусеничный поезд, выполненный по полуприцепной схеме; гусеничный поезд, выполненный по седельной двухшарнирной схеме.

Для определения совокупности наиболее значимых свойств и приоритетных технических решений для ГП разработана иерархия эксплуатационных свойств ГП (Рис. 1).

Особо отмечены работы ученых в исследуемой области науки: А.С. Антонова, Н.А. Забавникова, Я.Е. Фаробина, В.А. Чобитка, П.П. Исакова, В.И. Красненкова, А.О. Никитина, Ф.А. Опейко, В.В. Гуськова, А.А. Дмитриева, В.В. Павлова, В.Ф. Платонова, В.А. Савочкина, С.А. Бекетова, С.А. Харитонова, С.Д. Попова, Б.Н. Белоусова, С.В. Кондакова, О.А. Наказного, Г.О. Котиева, Е.Б. Сарача, В.А. Горелова, Е.Е. Баженова, А.А. Стадухина, Б.Б. Косицына, Ю.Л. Рождественского, А.В. Морозова, В.Н. Наумова, Л.В. Барахтanova, А.А. Аникина, В.Н. Кравца, В.В. Белякова, В.В. Шипилова, М.Я. Дубенского, И.А. Плиева, М.В. Нагайцева, М.Р. Калимулина, А.С. Дьякова и др., а также работы научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МАДИ, Южно-Уральского государственного университета, Военной академии бронетанковых войск, НАТИ, ОАО «НИИ Стали», ФГБУ «21 НИИ ВАТ» Минобороны России, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», АО «ВНИИтрансмаш».

В результате анализа определены основные измерители свойств подвижности ГП, которые будут использоваться при сравнении рассматриваемых альтернативных вариантов ГП.

В главе выполнен анализ существующих методов комплексного сравнения ТС, в результате которого определена необходимость использования метода анализа иерархий (МАИ) для определения приоритетного технического решения ГП.

При анализе способов организации поворота ГП установлено, что использование управления приводом складывания звеньев в узле сочленения

(«кинематический» способ поворота) накладывает ограничения на кинематику звеньев ГП и на возможность обеспечения раздельного движения звеньев, поэтому целесообразно для обеспечения высокой поворотливости ГП использовать управление моментами на ведущих колесах гусеничных модулей («силовой» способ поворота), «гибких» электромеханических трансмиссий и законов управления согласованным движением звеньев ГП.



Рис. 1. Иерархия эксплуатационных свойств подвижности ГП

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать задачи, направленные на достижение цели работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

**В Главе 2** с учетом анализа существующих конструктивно-компоновочных исполнений ГП и нормативной документации обоснованы технические требования к ГП для внедорожных контейнерных перевозок: максимальная скорость движения – 40 км/ч, угол преодолеваемого подъема – не менее  $30^\circ$ , угол преодолеваемого косогора – не менее  $15^\circ$ , коэффициент грузоподъемности – не менее 1,35, полная масса ГП – не более 106 т, максимальная ширина ГП – 3300 мм, максимальная габаритная высота – 5200 мм, максимальная длина ГП – 20 м, среднее давление на опорную поверхность (ОП) – не более  $0,75 \text{ кг/см}^2$ . В качестве гусеничного движителя выбрана металлическая гусеница с резинометаллическими шарнирами. Определены геометрические параметры гусеничного движителя с учетом допустимой статической нагрузки  $G_{\text{ок}} = 45,55 \text{ кН}$ , приходящейся на один опорный каток, ширина гусеницы – 800 мм (Рис. 2). Полученные параметры гусеничного движителя используются далее при формировании конструктивно-компоновочных схем ГП.

Предполагается, что для безэкипажных гусеничных поездов моторно-трансмиссионный отсек с генераторной установкой и дополнительным бортовым оборудованием будет размещен в объеме параллелепипеда  $25 \text{ м}^3$ .

Определено количество опорных катков звеньев рассматриваемых ГП и отношение базы к колесе ( $L/B$ ) звеньев ГП: для тягача полуприцепного ГП количество опорных катков – 5 на один борт,  $L/B = 1,37$ ; для полуприцепа

количество опорных катков – 8 на один борт,  $L/B = 2,4$ ; для звеньев двухшарнирного ГП количество опорных катков – 6 на один борт,  $L/B = 1,71$ .

Узел сочленения полуприцепного ГП обеспечивает поворот тягача вокруг вертикальной оси на угол  $\pm 95^\circ$  и качание в продольном направлении вокруг соответствующей поперечной оси на угол  $\pm 30^\circ$ . При этом допустимый угол качания тягача в поперечном направлении в шарнире равен  $\pm 15^\circ$ . Узлы сочленения двухшарнирного ГП должны обеспечивать поворот гусеничных тележек вокруг вертикальной оси без ограничений и их качание вокруг поперечных осей шарниров тележек на угол не менее  $\pm 12^\circ$  (с учетом принятой максимальной возможной габаритной высоты ГП). Возможность крена гусеничных тележек относительно транспортной платформы отсутствует.

В главе определяются массогабаритные параметры полуприцепного и двухшарнирного ГП, расположение гусеничных движителей и координаты расположения шарниров седельно-цепных устройств с учетом равномерного распределения нормальных реакций по опорным каткам звеньев. Геометрические размеры и положение центров тяжести звеньев ГП приведены на Рис. 2.

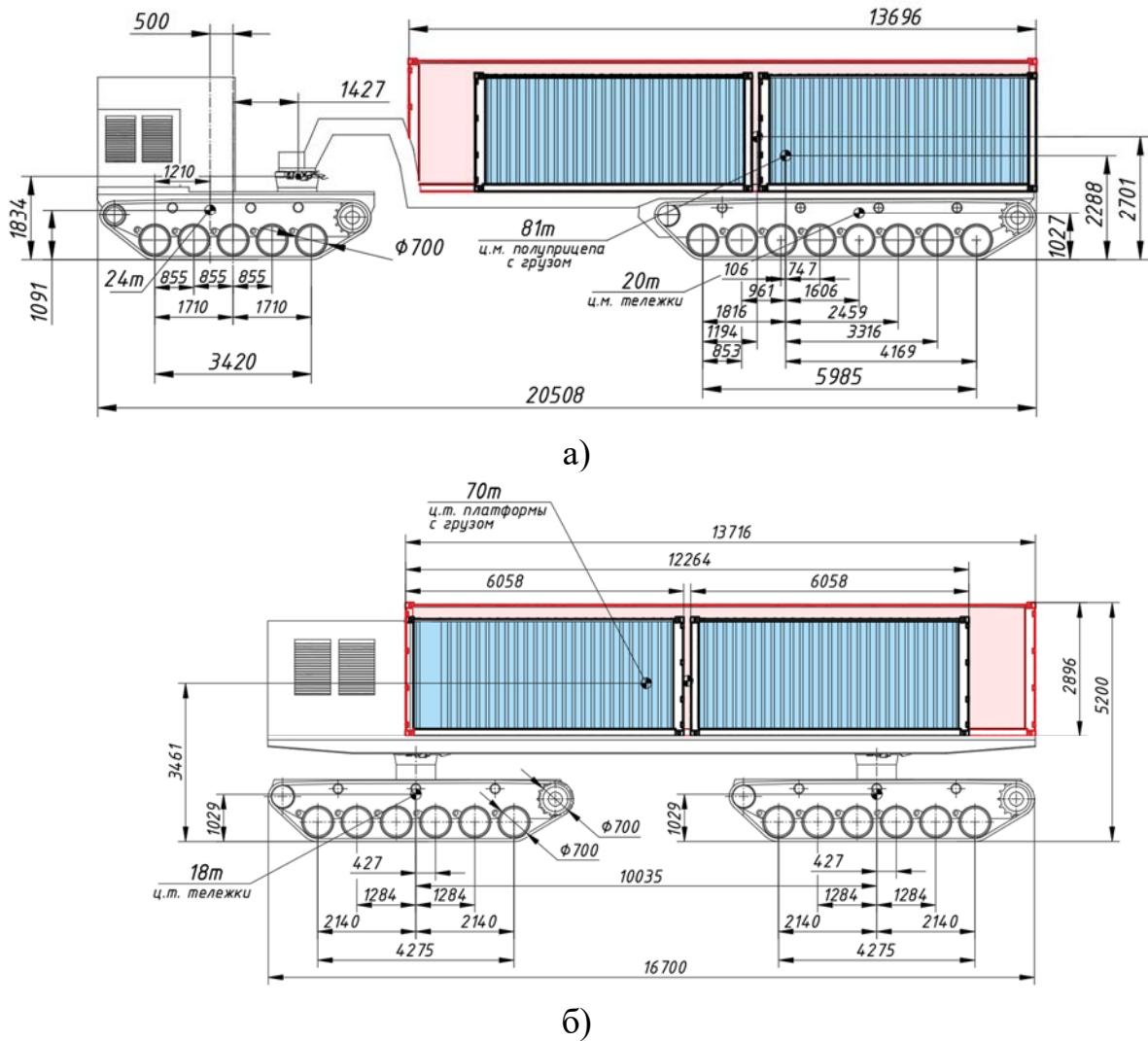


Рис. 2. Эскиз ГП с расположением центра тяжести звеньев:  
а) – полуприцепной ГП; б) – двухшарнирный ГП

В результате тягового расчета определено значение суммарной удельной потребной механической мощности  $N_{удmax}^{\text{треб}} = 10,1 \text{ кВт/т}$ , подводимой к ведущим колесам ГП, для обеспечения максимальной скорости 40 км/ч при прямолинейном движении. Для определения потребных мощностей, подводимых к ведущим колесам переднего и заднего звеньев ГП каждой из выбранных схем, принято, что потребная мощность распределяется пропорционально нормальным реакциям ОП, приходящимся на звенья ГП на горизонтальной поверхности.

Для определения максимальной потребной тяговой силы на ведущих колесах ( $P_{\psi_{\text{вк}}}^{\text{max}}$ ) рассмотрены расчетные случаи отдельно для звеньев рассматриваемых ГП, отличающиеся из-за большой разницы в отношении  $L/B$  и массы. Из всех рассматриваемых звеньев отношение  $L/B$  ограничивает возможности самостоятельного поворота с минимальным радиусом только для полуприцепа. Поэтому для определения потребных сил на гусеницах для полуприцепа был рассмотрен только один расчетный случай движения на подъем с учетом преодоления максимального угла подъема  $\alpha^{\text{max}} = 30^\circ$  при движении ГП с малой скоростью по сухой грунтовой дороге ( $f_{\text{гр}} = 0,07$  и  $\mu_{s_{\text{max}}} = 0,65$ ), т.е. по ОП с высокими сцепными свойствами и малым сопротивлением прямолинейному движению.

При определении  $P_{\psi_{\text{вк}}}^{\text{max}}$  для тягача полуприцепного ГП рассмотрены следующие расчетные случаи прямолинейного движения по сухой грунтовой дороге и криволинейного движения ГП в наиболее сложных ДГУ, например, на «дернистом» грунте:

- 1) преодоление максимального сопротивления  $P_{\psi_{\text{вк}}}^{\text{T}}$  (подъем с  $\alpha^{\text{max}} = 30^\circ$ );
- 2) поворот тягача в составе ГП с теоретическим радиусом  $R = B/2$  на горизонтальной поверхности;
- 3) самостоятельный поворот тягача на косогоре с углом  $\alpha^{\text{кос}} = 15^\circ$  с теоретическим радиусом  $R = B/2$  при совпадении продольной оси тягача с направлением наклона ОП (принято, что преодоление таких препятствий при движении тягача в составе ГП будет осуществляться только поперек склона);
- 4) поворот тягача в составе ГП вокруг геометрического центра опорного прямоугольника активного полуприцепа с учетом создания максимальной возможной тяговой силы на забегающей гусенице полуприцепа (продольная составляющая силы в сцепке в таком случае минимальная);
- 5) поворот тягача в составе ГП вокруг геометрического центра опорного прямоугольника пассивного полуприцепа или полуприцепа с дифференциальным приводом ведущих колес.

При определении  $P_{\psi_{\text{вк}}}^{\text{max}}$  для двухшарнирного ГП рассматриваются следующие расчетные случаи:

- 1) возможность преодоления максимального сопротивления движению  $P_{\psi_{\text{вк}}}^{\text{T}}$  (движение ГП на подъем с  $\alpha^{\text{max}} = 30^\circ$ );

2) поворот звеньев в составе ГП с теоретическим радиусом  $R = B/2$ , т.е. условие возможности реализации потребной тяговой силы на забегающем борту.

Для каждого рассмотренного расчетного случая определены значения потребных тяговых сил на гусеницах и определены их максимальные значения для каждого из звеньев рассматриваемых ГП.

Установлено, что при использовании активного полуприцепа с дифференциальной схемой привода ведущих колес или пассивного полуприцепа потребные врачающие моменты на ведущих колесах тягача ГП будут на 13% больше по сравнению с активным полуприцепом с независимым управлением привода ведущих колес.

С учетом максимальных сил сопротивления движению определены потребные удельные тяги на гусеницах: для полуприцепного ГП с активным полуприцепом потребные удельные тяги на гусеницах тягача  $P_{\psi_{уд}}^{\text{треб}} = 0,66$ , потребные удельные тяги на гусеницах полуприцепа  $P_{\psi_{уд}}^{\text{треб}} = 0,61$ ; для полуприцепного ГП с пассивным полуприцепом или с дифференциальным приводом ведущих колес потребные удельные тяги на гусеницах тягача  $P_{\psi_{уд}}^{\text{треб}} = 0,75$ , потребные удельные тяги на гусеницах полуприцепа  $P_{\psi_{уд}}^{\text{треб}} = 0,61$ ; для двухшарнирного ГП потребные удельные тяги на гусеницах переднего и заднего звеньев одинаковые  $P_{\psi_{уд}}^{\text{треб}} = 0,79$ .

В Главе 3 разработаны имитационные математические модели движения ГП для двух рассматриваемых конструктивно компоновочных исполнений ГП.

Определение показателей подвижности методами имитационного математического моделирования необходимо для выбора приоритетного технического решения ГП. Движение звеньев ГП и элементов гусеничного движителя может рассматриваться как движение системы твердых тел, связанных между собой силовыми и кинематическими связями и движущихся под действием внешних силовых факторов. Описание их движения осуществляется с использованием системы уравнений динамики твердых тел, которая будет содержать дифференциальные уравнения, описывающие движение каждого из тел в пространстве, и известные уравнения, описывающие связи между ними. Для этого целесообразно использовать программные комплексы, позволяющие синтезировать такую систему уравнений в автоматизированном режиме (ADAMS, Euler, Универсальный механизм, ФРУНД, MATLAB Simscape/Multibody и др.).

Известный подход к формированию уравнений движения твердых тел, а также к описанию кинематических и силовых связей между ними позволяет в автоматическом режиме синтезировать систему уравнений для произвольной структуры системы тел, движущихся в пространстве под действием внешних сил.

Для исследования динамики ГП помимо описания связей между твердыми телами необходимо дополнительно моделировать контактное взаимодействие

движителя с ОП. При моделировании ГП будем рассматривать его движение по горизонтальному ровному основанию с «плотным» малодеформируемым грунтом. В таком случае распределение эпюры нормальных реакций по длине активной части гусеницы имеет разрывный характер. Взаимодействие гусеничного движителя с опорным основанием осуществляется через активные участки, расположенные под опорными катками.

При создании математической модели взаимодействия активного участка гусеничного движителя с опорной поверхностью (ОП) приняты следующие допущения: 1) каждый активный участок гусеничного движителя представляет собой прямоугольную площадку постоянных размеров, который для учета момента сопротивления повороту разбивается на конечное число элементарных площадок; 2) эпюра нормальных напряжений распределена равномерно по площади активного участка гусеничного движителя; 3) проекция центра опорного катка по нормали к опорной поверхности совпадает с центром активного участка гусеницы; 4) вектор нормали к опорной поверхности в каждой элементарной площадке совпадает с соответствующим вектором нормали в центре активного участка гусеницы; 5) опорный каток воспринимает со стороны активного участка гусеницы результирующую реакцию и связан с активным участком гусеницы упруго-демпфирующей неудерживающей связью; 6) касательная сила взаимодействия в каждой элементарной площадке активного участка гусеницы с опорным основанием направлена против скорости скольжения этой элементарной площадки.

Учет взаимодействия движителя с опорным основанием осуществляется с использованием подхода, основанного на представлении об «эллипсе трения». Указанный подход можно распространить на каждую элементарную площадку контакта, т.е. вектор касательной реакции каждой элементарной площадки направлен против скорости скольжения центра этой площадки (Рис. 3, а). Расчетная схема взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием представлена на Рис. 3, б.

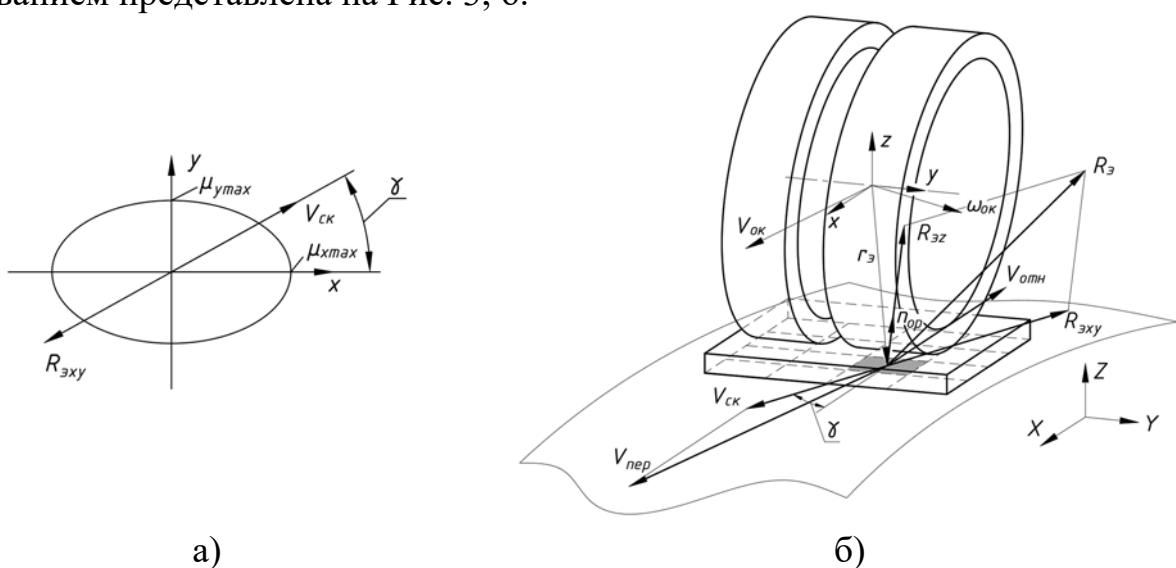


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием

Касательная составляющая силы взаимодействия элементарной площадки активного участка гусеницы с опорным основанием  $R_{\vartheta xy}$ , которая определяется как произведение коэффициента взаимодействия колеса с опорной поверхностью  $\mu_i$  на нормальную реакцию  $R_{\vartheta z}$ :

$$R_{\vartheta xy} = \mu(s)_i \cdot R_{\vartheta z}, \quad (1)$$

где  $\mu(s)_i$  – коэффициент взаимодействия  $i$ -ой элементарной площадки активного участка гусеницы с опорным основанием.

Величина коэффициента  $\mu(s)_i$  в общем случае определяется выражением:

$$\mu(s)_i = \mu_{s_{max}i}(\gamma) \left( 1 - e^{-\frac{|s_i|}{s_0}} \right), \quad (2)$$

где  $\mu_{s_{max}i}(\gamma)$  – максимальный коэффициент взаимодействия  $i$ -ой элементарной площадки с опорным основанием при  $s_i \rightarrow 1$ ;  $s_i$  – коэффициент скольжения центра  $i$ -ой элементарной площадки;  $s_0$  – коэффициент, определяющий форму кривой  $\mu(s)$ ;  $\gamma$  – угол между вектором скорости скольжения  $V_{ck}$  и продольной осью.

Максимальный коэффициент взаимодействия активного участка гусеницы в направлении скорости скольжения будет определяться согласно эллиптической зависимости:

$$\mu_{s_{max}i}(\gamma) = \frac{\mu_{xmax} \mu_{ymax}}{\sqrt{\mu_{xmax}^2 \sin^2(\gamma) + \mu_{ymax}^2 \cos^2(\gamma)}}, \quad (3)$$

где  $\mu_{xmax}$  – коэффициент сцепления в продольном направлении;  $\mu_{ymax}$  – коэффициент сцепления в поперечном направлении.

Далее вычисляется вектор суммарной силы взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием  $\vec{R}_{\vartheta}$ . Относительная скорость элементарных площадок активного участка гусеницы  $v_{отн}$  в данном случае соответствует скорости перематывания гусеницы  $v_{гус}$ , которая определяется следующим выражением:

$$v_{отн} = v_{гус} = \omega_{вк} r_{вк}, \quad (4)$$

где  $\omega_{вк}$  – угловая скорость ведущего колеса;  $r_{вк}$  – радиус ведущего колеса.

При преодолении различных препятствий взаимодействие движителя ГП с опорным основанием может происходить не только по активным участкам, расположенными под опорными катками, но и по другим частям гусеничного обвода, поэтому для оценки профильной проходимости ГП необходимо моделировать гусеничный обвод, состоящий из траков, соединенных упруго-демпфирующими силовыми связями. При этом учитывается динамика движения гусеничного обвода и обеспечивается контактное взаимодействие отдельных траков гусеничной ветви с препятствиями. Однако использование подобной модели для определения показателей других свойств иерархии ГП требует больших вычислительных мощностей и нецелесообразно при сравнительной оценке вариантов ГП.

В таком случае подход к формированию уравнений движения остается неизменным, но при моделировании учитывается взаимодействие траков

гусеницы с катками, траков гусеницы с цевками ведущего колеса, взаимодействие траков между собой и взаимодействие их с опорным основанием.

При разработке математических моделей динамики гусеничных поездов, принимались следующие допущения, связанные с особенностью работы программных комплексов автоматизированного моделирования динамики систем тел: 1) моделируемые тела являются твердыми (недеформируемыми) их масса и геометрия известны и в процессе моделирования не меняются; 2) все силы и моменты, действующие на каждое тело, известны в каждый момент времени (могут быть вычислены в зависимости от положения тел и их скоростей движения); 3) начальные условия (перемещения и скорости) определены и соответствуют кинематическим ограничениям, наложенным на тела системы; 4) шарниры (подшипники опорных катков и узел сочленения) являются «идеальными», то есть податливость и потери в них отсутствуют.

На Рис. 4 представлены геометрические интерпретации разработанных математических моделей двух рассматриваемых вариантов ГП.

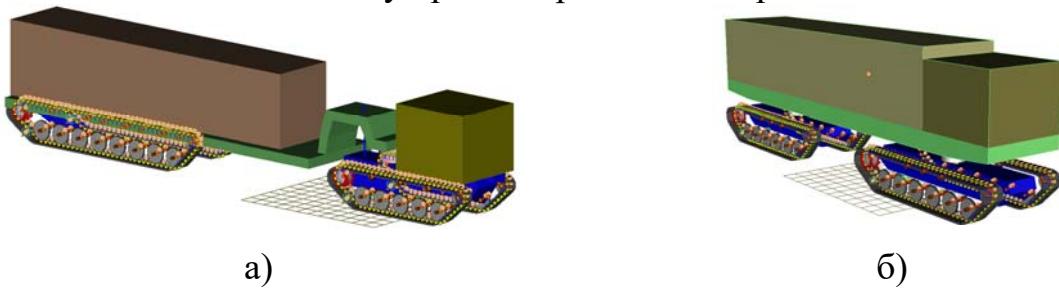


Рис. 4. Динамические модели ГП: а) – полуприцепной ГП; б) – двухшарнирный ГП

Разработанные модели состоят из функциональных подсистем, которые соответствуют различным узлам гусеничного поезда: корпус тягача, корпус полуприцепа, четыре гусеничных модуля, силовая установка и системы управления движением и контроля параметров.

Разработанные математические модели движения ГП позволяют исследовать движение в пространстве с учетом взаимного влияния звеньев ГП, взаимодействия активных участков гусеничного движителя с опорным основанием и рабочих процессов систем.

**Глава 4** посвящена экспериментальным исследованиям движения ГП. Целью исследований является верификация разработанной математической модели движения гусеничного поезда с учетом предварительного экспериментального определения параметров взаимодействия движителя с опорным основанием.

Экспериментальные исследования проводились на опорном основании типа «дернистый грунт», для которого справедливы зависимости коэффициента взаимодействия от коэффициента скольжения (2).

В главе приводится методика и результаты экспериментального определения коэффициента сопротивления движению гусеничной машины, коэффициента сцепления в продольном и поперечном направлениях.

В качестве одного из звеньев ГП использовался макетный образец гусеничной машины (ГМ) полной массы 3 т, разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана и ООО «ЗВМ». Другим звеном объекта исследования является трелевочный трактор ТБ-1, который использовался в качестве тягача при проведении испытаний для верификации математической модели гусеничного поезда. Таким образом, для достижения поставленной цели испытаний собран двухзвеный гусеничный поезд, который представляет собой тягач (трелевочный трактор ТБ-1) и прицеп (макетный образец ГМ), связанные между собой шарнирно с помощью двух рычагов жесткой сцепки. Между двумя рычагами жесткой сцепки установлен S-образный тензодатчик для регистрации усилия, возникающего в плоскости сцепки, в процессе проведения эксперимента. Внешний вид объекта испытаний представлен на Рис. 5.

На тягаче установлены индуктивные датчики для измерения частот вращения ведущих колес левого и правого борта. На прицепе установлены такие же датчики для измерения частот вращения входного вала бортового редуктора левого и правого бортов. Регистрация траекторий и линейных скоростей движения тягача и прицепа осуществляется с использованием двух регистраторов данных Racelogic Vbox, соединенных с GPS-приемниками, которые расположены на корпусе тягача и прицепа, на максимально возможном расстоянии друг от друга для обеспечения максимальной разницы координат записываемых траекторий. Для определения параметров взаимодействия трелевочного трактора ТБ-1 в качестве тягача использовался трехосный автомобиль массой 25т.



Рис. 5. Внешний вид двухзвенного гусеничного поезда

Полученные значения параметров дорожно-грнтовых условий для макетного образца ГМ и трелевочного трактора ТБ-1 на «дернистом» грунте используются в качестве исходных данных при верификации разработанной математической модели движения гусеничного поезда.

В работе обоснован выбор траектории типа «змейка» для верификации разработанной математической модели при проведении испытаний, как наиболее характерной для учета всех особенностей движения гусеничного поезда.

Для проведения испытаний предварительно была размечена траектория типа «змейка». С учетом топографии местности выбраны радиусы сопрягаемых дуг 10м.

Исходные данные разработанной математической модели движения

гусеничного поезда в эксперименте, представленной в Главе 3, приняты с учетом характеристик испытуемых ГМ: расположения шарнирных точек сцепки, определенных параметров дорожно-грунтовых условий и технических характеристик тягача и прицепа.

На Рис. 6 представлены траектории движения тягача и прицепа при проведении натурного эксперимента и по результатам математического моделирования.

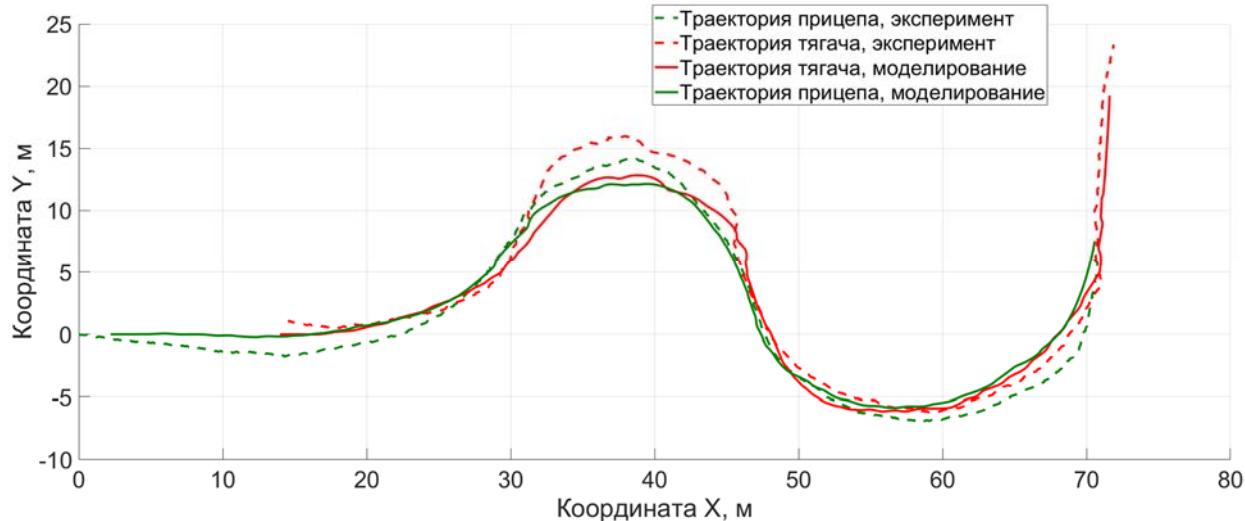


Рис. 6. Траектории движения звеньев, полученные при проведении эксперимента и по результатам математического моделирования

Максимальная величина отклонения траекторий, полученных при проведении эксперимента и по результатам математического моделирования, не превышает 15% относительно средних значений в ходе проведения эксперимента, что находится в рамках максимальной погрешности 1-2 м по определению координат точек корпуса тягача и прицепа с помощью регистратора данных Racelogic Vbox и GPS-приемника.

В результате моделирования были получены зависимости изменения частоты вращения ведущих колес бортов прицепа, усилия в сцепке и линейной скорости движения тягача, которые для оценки погрешности моделирования были сопоставлены с осциллограммами регистрации соответствующих параметров в процессе проведения эксперимента. В результате максимальное (пиковое) значение относительного отклонения данных эксперимента и моделирования по частоте вращения ведущего колеса левого борта прицепа составляет 1,54 рад/с, а среднеквадратическое отклонение не превышает 0,11 рад/с на протяжении всего времени эксперимента, что не превышает погрешности 3% относительно среднего значения угловой скорости ведущих колес прицепа за время проведения эксперимента.

Аналогичным образом проанализированы зависимости изменения усилия в сцепке и линейной скорости движения тягача. Максимальное (пиковое) значение относительного отклонения составляет 6 кН, а среднеквадратическое отклонение не более 0,65 кН на протяжении всего времени эксперимента, что не превышает погрешности 11% относительно среднего значения усилия в сцепке

за время проведения эксперимента. Для линейной скорости максимальное (пиковое) относительного отклонения составляет 1,58 км/ч, а среднеквадратическое отклонение не более 0,24 км/ч, что не превышает погрешности 7% относительно среднего значения линейной скорости движения тягача за время проведения эксперимента.

Таким образом, в результате сравнения полученных результатов и в силу допустимого отклонения параметров, измеряемых в ходе эксперимента и полученных по результатам имитационного математического моделирования, доказано, что разработанная модель движения гусеничного поезда пригодна для исследования динамики криволинейного движения ГП по опорному основанию типа «плотный грунт».

**В Главе 5** разрабатываются законы управления движением рассматриваемых безэкипажных ГП с «силовым» способом поворота.

Для разработки законов управления движением ГП рассмотрим расчетную схему, представленную на Рис. 7, а.

Для обеспечения складывания звеньев в горизонтальной плоскости необходимо, чтобы  $\dot{\alpha} < 0$ , т.е.

$$\dot{\alpha} = \omega_{\text{п}} - \omega_{\text{т}} < 0 \Rightarrow \omega_{\text{т}} > \omega_{\text{п}}, \quad (5)$$

где  $\alpha$  – угол между звеньями;  $\omega_{\text{т}}$  – угловая скорость поворота тягача вокруг вертикальной оси;  $\omega_{\text{п}}$  – угловая скорость поворота прицепа вокруг вертикальной оси.

Таким образом, для обеспечения складывания звеньев необходимо, чтобы угловая скорость поворота тягача была больше угловой скорости поворота полуприцепа.

Для точного следования траектории переменной кривизны максимальные ускорения складывания звеньев  $\ddot{\alpha} = \dot{\omega}_{\text{п}} - \dot{\omega}_{\text{т}}$  будут при

$$|\dot{\omega}_{\text{п}} - \dot{\omega}_{\text{т}}| \rightarrow \text{max}, \quad (6)$$

а т.к.  $\dot{\omega}_{\text{п}} - \dot{\omega}_{\text{т}} < 0$  при складывании звеньев, то для выполнения условия (6) необходимо, чтобы  $\dot{\omega}_{\text{т}} > 0$ ;  $\dot{\omega}_{\text{п}} < 0$ .

Таким образом, чтобы обеспечить движение звеньев ГП по траектории переменной кривизны с максимальной точностью следования необходимо, чтобы угловые ускорения звеньев  $\dot{\omega}_{\text{т}}$  и  $\dot{\omega}_{\text{п}}$  были направлены в противоположные стороны. Это может быть реализовано путем создания поворачивающих моментов звеньев, направленных в противоположные стороны, что в свою очередь достигается созданием одинаково направленных сил на гусеницах тягача и прицепа разноименных бортов («крест-накрест»).

Для определения величин тяговых сил на гусеницах необходимо учитывать разные массогабаритные параметры звеньев при выполнении стационарного поворота ГП (Рис. 7, б). Обозначая  $\Delta P^{\text{п}} = P_2^{\text{п}} - P_1^{\text{п}}$  и  $\Delta P^{\text{т}} = P_2^{\text{т}} - P_1^{\text{т}}$  и решая уравнения равновесия, получим:

$$\frac{\Delta P^{\text{т}}}{\Delta P^{\text{п}}} = \frac{G^{\text{т}}}{G^{\text{п}}}. \quad (7)$$

Таким образом, при движении ГП по заданной траектории поворачивающие моменты тягача и прицепа должны быть направлены в противоположные стороны и быть пропорциональны отношению веса тягача  $G^T$  к весу прицепа  $G^P$ . Указанный подход к распределению поворачивающих моментов и сил тяги по гусеницам («крест-накрест») далее лежит в основе разработанных законов управления поворотом ГП.

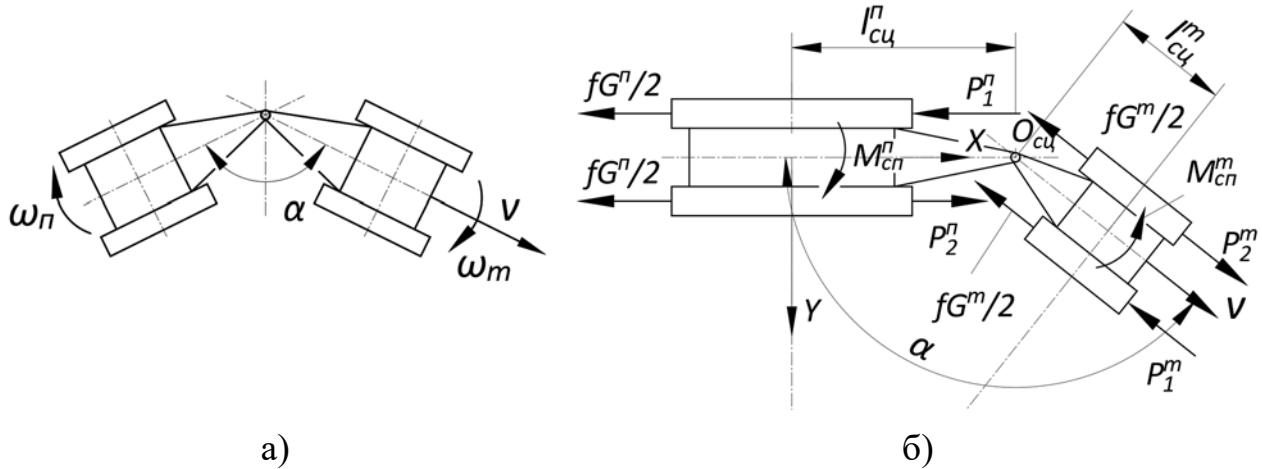


Рис. 7. Схема поворота двухзвенного ГП

Для формирования законов управления поворотом ГП рассмотрим схемы, представленные на Рис. 8. Двухшарнирный ГП (Рис. 8, а) с «силовым» способом поворота обеспечивает независимый поворот гусеничных тележек на разные углы:  $\alpha_1$  – угол поворота передней тележки и  $\alpha_2$  – угол поворота задней тележки. Поворот тележек на требуемые углы и поддержание заданной скорости движения осуществляется за счет силы тяги, развиваемой на ведущих колесах, поэтому для управления тягой каждого борта используется обратная связь по углу поворота тележек. Закон управления поворотом гусеничной тележкой двухшарнирного ГП представлен в следующем виде:

$$\begin{aligned} h_1 &= h_{\text{тяг}} + (\alpha_{\text{треб}} - \alpha_{\text{тек}}) \cdot PID_{\text{пov}} - \Delta h; \\ h_2 &= h_{\text{тяг}} - (\alpha_{\text{треб}} - \alpha_{\text{тек}}) \cdot PID_{\text{пov}} - \Delta h; \\ -1 &< (\alpha_{\text{треб}} - \alpha_{\text{тек}}) \cdot PID_{\text{пov}} < 1, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  – выходные значения управляющих сигналов тягой и торможением на бортах;  $h_{\text{тяг}}$  – сигнал управления торможением/тягой, задаваемый водителем-оператором;  $PID_{\text{пov}}$  – управляющее воздействие регулятора угла поворота тележки;  $\alpha_{\text{треб}}$  – требуемый угол поворота тележки;  $\alpha_{\text{тек}}$  – текущий угол поворота тележки относительно грузовой платформы.

Требуемые углы поворота тележек вычисляются исходя из кривизны задаваемой траектории.

Закон управления поворотом полуприцепного ГП (Рис. 8, б) отличается от двухшарнирного, т.к. в связи с большой разницей в весах звеньев полуприцеп будет препятствовать установившемуся движению ГП, особенно при больших углах складывания ГП. Радиус поворота тягача  $R_p^T$  значительно превосходит по

величине  $L_t$ , поэтому принято, что  $L_t = 0$ , тогда  $\alpha_{\text{треб}}$  тягача в зависимости от кривизны его траектории  $k_b$  определяется с использованием выражения:

$$\alpha_{\text{треб}} = \frac{\pi}{2} - \arccos(L_{\pi} k_b). \quad (9)$$

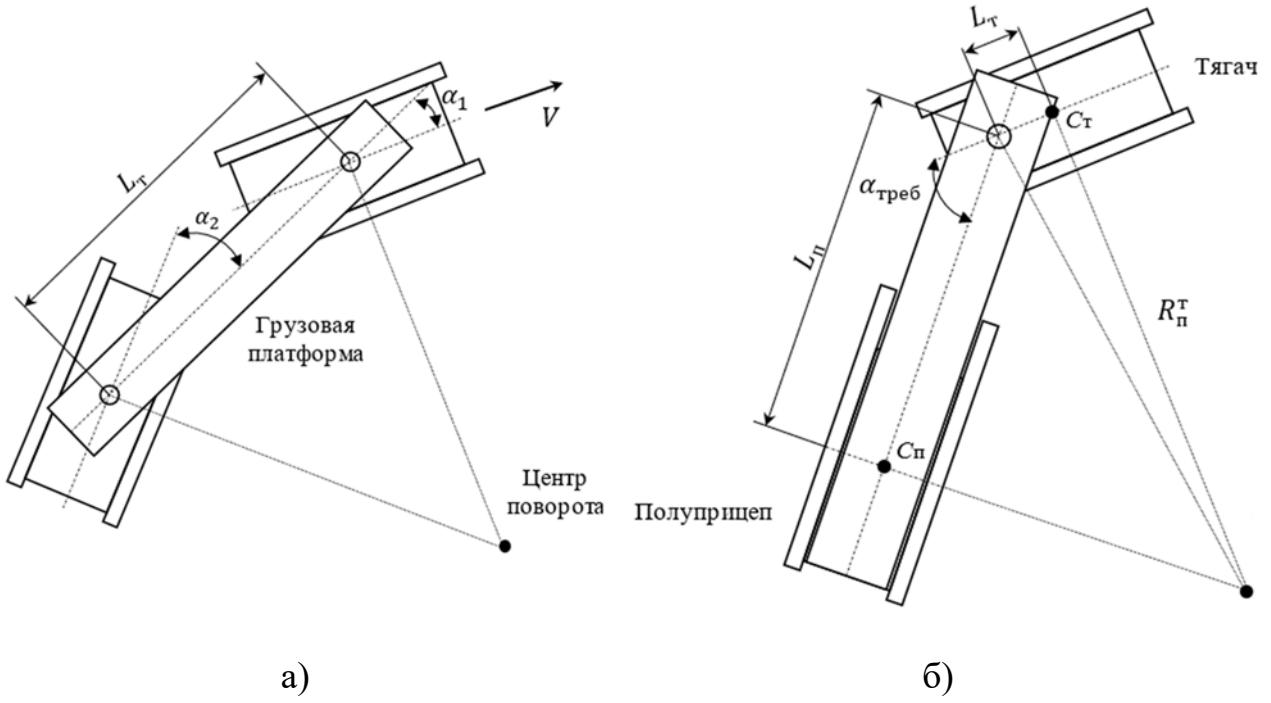


Рис. 8. Расчетная схема поворота ГП: а) – двухшарнирный ГП; б) – полуприцепной ГП

Закон управления тягой полуприцепа (Рис. 9) должен предусматривать переход от управления в установившемся режиме движения к управлению по принципу «крест-накрест». При большой разнице углов  $\alpha_{\text{треб}}$  и  $\alpha_{\text{тек}}$  преобладает режим движения с распределением сил на гусеницах «крест-накрест», а при незначительном отклонении – в соответствии с выражениями, обеспечивающими кинематическое согласование:

$$\begin{aligned} V_{22} &= V_t \cos \alpha_{\text{тек}} + \frac{\omega_{z\pi} B}{2} = V_t \cos \alpha_{\text{тек}} + \frac{V_t \sin \alpha_{\text{тек}} B}{2L_{\pi}}; \quad V_t = \frac{V_{11} + V_{12}}{2} \\ V_{21} &= V_t \cos \alpha_{\text{тек}} - \frac{\omega_{z\pi} B}{2} = V_t \cos \alpha_{\text{тек}} - \frac{V_t \sin \alpha_{\text{тек}} B}{2L_{\pi}}; \quad \omega_{z\pi} = \frac{V_t \sin \alpha_{\text{тек}}}{L_{\pi}} \end{aligned} \quad (10)$$

где  $B$  – колея полуприцепного звена;  $V_{12}$  и  $V_{11}$  – скорости перематывания забегающей и отстающей гусениц тягача;  $\omega_{z\pi}$  – теоретическая угловая скорость полуприцепа;  $V_t$  – теоретическая скорость тягача.

Управляющие воздействия  $h_1$  и  $h_2$ , формирующие силы тяги/торможения на гусеницах полуприцепного звена определяются выражениями:

$$\begin{aligned} h_1 &= (V_{21} - V_{21}^{\phi}) \cdot PID_{V21}; \\ h_2 &= (V_{22} - V_{22}^{\phi}) \cdot PID_{V22}, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $V_{22}^\Phi$  и  $V_{21}^\Phi$  – фактические скорости перематывания забегающей и отстающей гусениц полуприцепа;  $PID_{V22}$  и  $PID_{V21}$  – управляющие воздействия регуляторов забегающего и отстающего бортов.

С целью повышения энергоэффективности движения полуприцепного ГП ( $L/B > 2$ ) по криволинейной траектории рассматривается второй вариант полуприцепного ГП – с дифференциальной схемой привода ведущих колес полуприцепа. При прямолинейном движении такого ГП отношение удельной мощности полуприцепа  $N_{уд}^\Pi$  к удельной мощности тягача  $N_{уд}^T$  будет равно единице. При движении по криволинейной траектории получен закон управления тягой полуприцепа в зависимости угла складывания ГП, обеспечивающий наименьшие потери энергии, которые, как известно, будут при минимальной отрицательной продольной силе в седельно-сцепном устройстве тягача. В результате с использованием имитационного математического моделирования получено отношение  $N_{уд}^\Pi/N_{уд}^T$  для различных скоростей движения и углов складывания ГП (Рис. 10, а).

Установлено, что при движении ГП с радиусами поворота меньше 20 м, использование активного полуприцепа будет приводить к складыванию ГП, поэтому определено предельное значение угла складывания  $\alpha_{тек} = 30^\circ$ , при превышении которого тяга полуприцепа постепенно снижается, и при движении с радиусами меньше 20 м полуприцеп становится «пассивным» (Рис. 10, б).

Закон управления поворотом тягача каждого из рассматриваемых вариантов полуприцепных ГП идентичен закону управления поворотом одиночной ГМ.

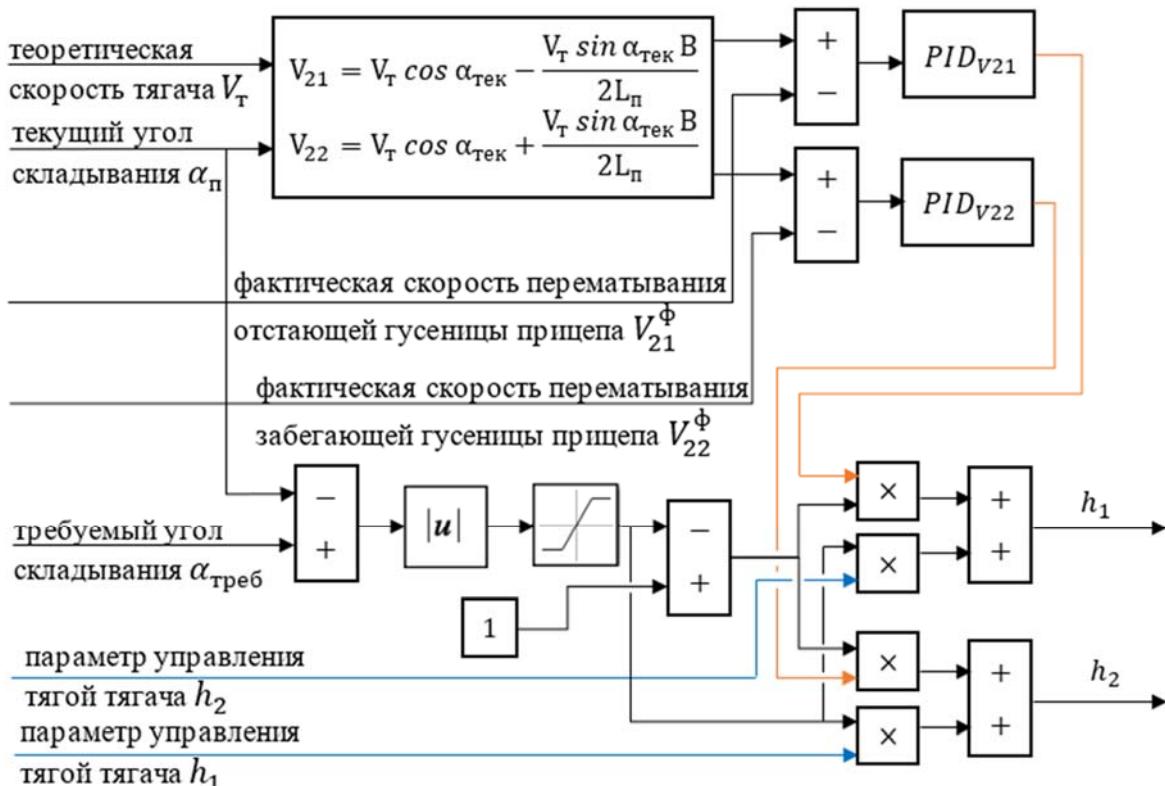
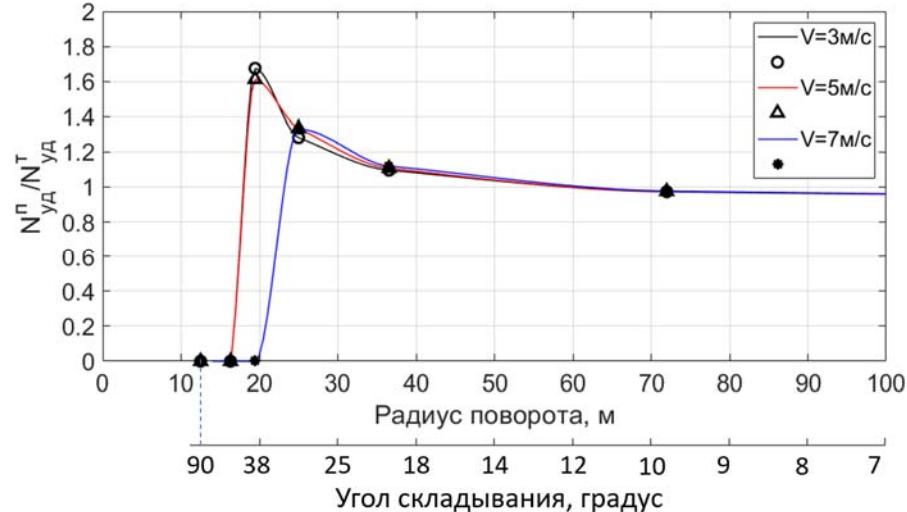


Рис. 9. Структурная схема управления тягой полуприцепа

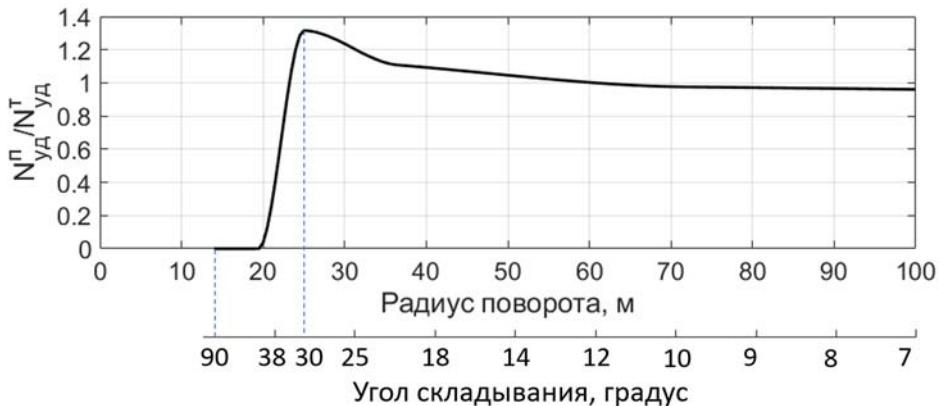
В качестве критерия энергоэффективности ГП при повороте с заданной кривизной используется коэффициент удельной мощности сопротивлений:

$$f_{N_f} = \frac{N_{\text{вк}}}{R_z V_{\text{мяг}}}, \quad (12)$$

где  $N_{\text{вк}}$  – суммарная мощность, подведенная к ведущим колесам тягача и полуприцепа;  $R_z$  – суммарная нормальная реакция звеньев гусеничного поезда;  $V_{\text{мяг}}$  – абсолютная скорость тягача гусеничного поезда.



а)



б)

Рис. 10. Отношение  $N_{\text{уд}}^{\text{п}}/N_{\text{уд}}^{\text{т}}$ : а) – по результатам моделирования; б) – принятый закон управления полуприцепом

Для рассматриваемых безэкипажных ГП разработаны законы управления движением ГП по заданной траектории. При следовании по заданной траектории анализируются отклонения от траектории  $e_r$  и курса  $e_\theta$ . Управляющие воздействия должны быть направлены на минимизацию отклонений  $e_r$  и  $e_\theta$ . Расчетные схемы для вычисления отклонений представлены на Рис. 11.

Для реализации алгоритма управления двухшарнирным ГП на платформе выбирается точка  $O$ , используемая для определения отклонений от траектории  $e_r$  и курса  $e_\theta$ . Точка  $A_1$  является точкой пересечения заданной траектории и

перпендикуляра к продольной оси ГП, проведенного из точки  $O$ . Точка  $A_2$  является точкой пересечения касательной к заданной траектории, проведенной из точки  $A_1$ , и перпендикуляра, опущенного к ней из точки  $O$ . Точка  $O$  выбирается со смещением вперед от геометрического центра на продольной оси ГП. Смещение точки  $O$  от геометрического центра платформы гусеничного поезда  $x_0$  выбрано таким, чтобы точка  $O$  находилась на оси поворота передней гусеничной тележки для двухшарнирного ГП и на оси шарнира седельно-сцепного устройства полуприцепного ГП.

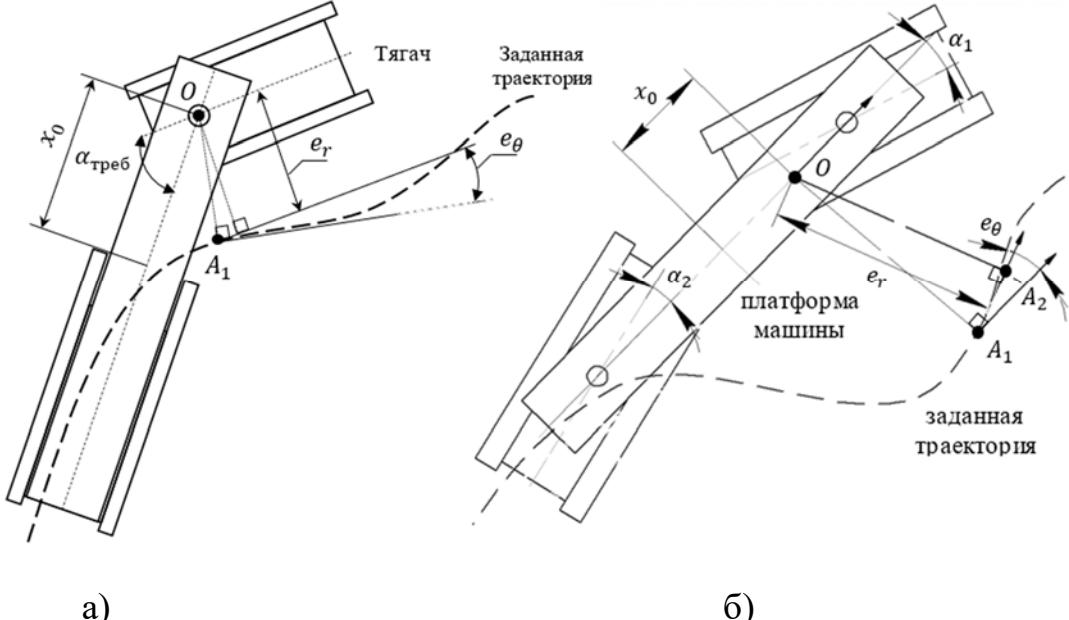


Рис. 11. Расчетная схема движения ГП по заданной траектории: а) – полуприцепной ГП; б) – двухшарнирный ГП

Возможность поворота каждой гусеничной тележки по отдельности делает решение задачи следования по траектории неоднозначным: возврат на траекторию движения может осуществляться с использованием «крабового» хода, путем смещения полюса поворота в центр гусеничной платформы или с использованием комбинации двух способов. Очевидно, это позволяет повысить энергоэффективность в результате возможности использования «крабового хода» и добиться ряда других преимуществ. Так, при существенном отклонении машины от заданной траектории по расстоянию для его устранения удобно использовать «крабовый» ход. В случае существенной ошибки по курсовому углу для ее скорейшего устранения целесообразно при «подруливании» сместить полюс поворота в центр базы машины (путем поворота тележек в противоположные стороны). При разработке закона управления движением предлагается ввести следующий алгоритм работы системы: в первую очередь устраняется угловое отклонение, а затем – линейное. В таком случае для определения  $\alpha_1^{\text{треб}}$  и  $\alpha_2^{\text{треб}}$  используются следующие выражения:

$$\begin{aligned}\alpha_1^{\text{треб}} &= (1 - |PID_\theta(e_\theta)|) \cdot \alpha_{\max} \cdot PID_r(e_r) - \alpha_{\max} \cdot PID_\theta(e_\theta); \\ \alpha_2^{\text{треб}} &= (1 - |PID_\theta(e_\theta)|) \cdot \alpha_{\max} \cdot PID_r(e_r) + \alpha_{\max} \cdot PID_\theta(e_\theta),\end{aligned}\quad (13)$$

где  $\alpha_1^{\text{треб}}$ ,  $\alpha_2^{\text{треб}}$  – требуемые углы поворота гусеничных тележек относительно продольной оси машины для следования по заданной траектории;  $PID_\theta(e_\theta)$  – управляющее воздействие регулятора углового отклонения;  $PID_r(e_r)$  – управляющее воздействие регулятора линейного отклонения;  $\alpha_{\max}$  – максимальный угол поворота гусеничной тележки.

Закон управления поворотом гусеничных тележек (8) двухшарнирного ГП при этом останется неизменным. Таким образом, совместное функционирование разработанных регуляторов позволит реализовать закон управления движением двухшарнирного ГП по заданной траектории. Структурная схема управления движением двухшарнирного ГП приведена на Рис. 12, а.

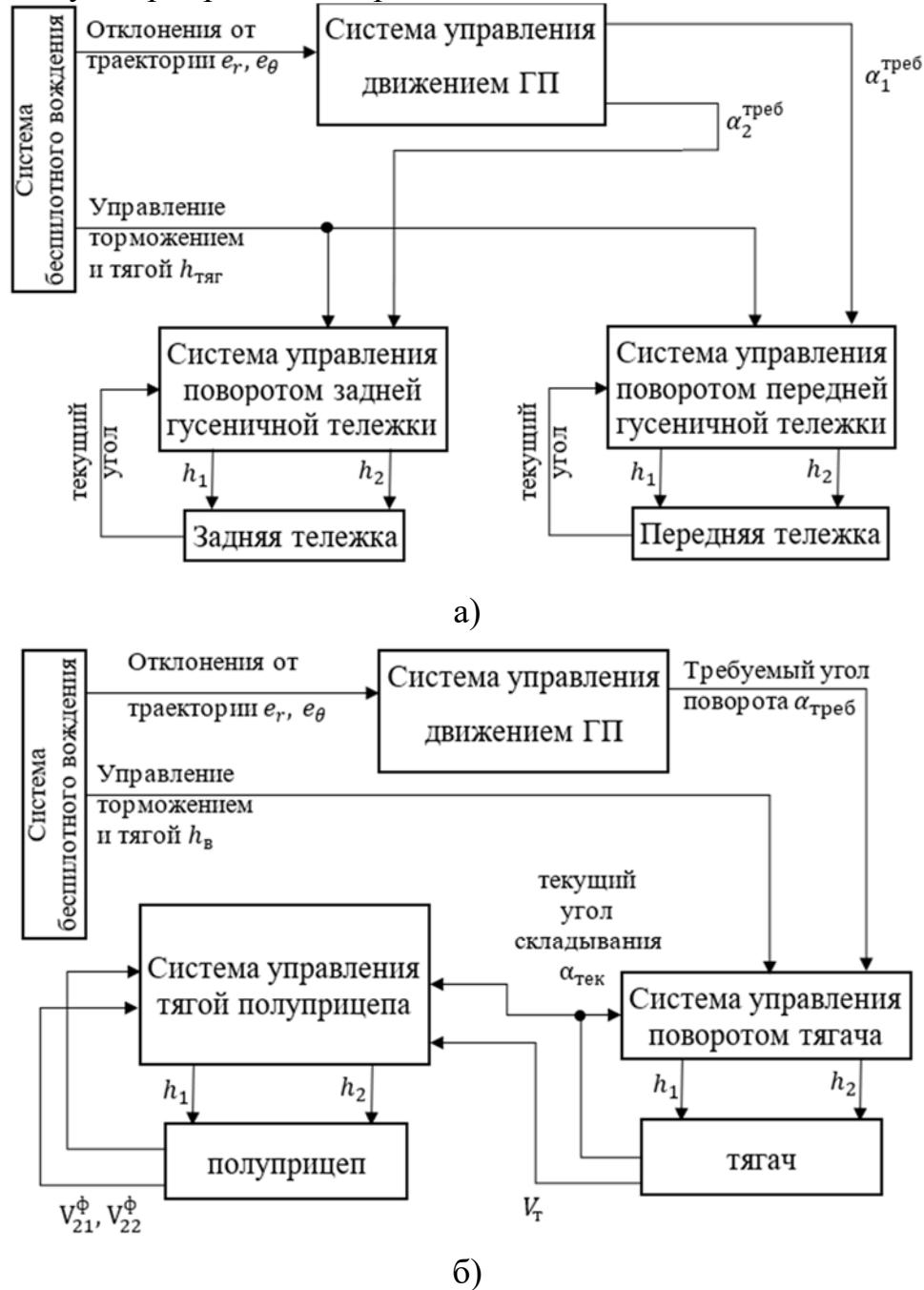


Рис. 12. Структурная схема управления поворотом: а) – двухшарнирный ГП; б) – полуприцепной ГП

Для разработанного закона управления движением предложен подход к выбору параметров регуляторов углового отклонения и линейного отклонения. Предлагается для определения параметров регуляторов рассмотреть два независимых расчетных случая: отдельно для определения параметров  $PID_r$  и отдельно для определения параметров  $PID_\theta$ .

В случае движения полуприцепного ГП компенсация отклонения от траектории движения по расстоянию и углу обеспечивается поворотом тягача на требуемый угол. Для полуприцепного ГП предлагается ввести следующий алгоритм работы системы: в первую очередь устраняется линейное отклонение, а затем – угловое. При наличии управляющего воздействия ПИД регулятора ( $PID_r$ ), компенсирующего линейное отклонение машины от траектории движения, управляющее воздействие регулятора углового отклонения ( $PID_\theta$ ), уменьшается (путем умножения на коэффициент меньше единицы). Далее полученные управляющие воздействия суммируются и происходит операция нормирования. С учетом этого разработан регулятор управления движением полуприцепного ГП, структурная схема которого представлена на Рис. 12, б.

Применение разработанных законов управления движением ГП позволит обеспечить безэкипажное движение машины или следование за машиной-лидером по заданной траектории, что упростит дистанционное управление водителем-оператором, а также повысит точность выполнения маневров поворота и, соответственно, повысит безопасность и энергоэффективность внедорожных контейнерных перевозок.

Для оценки эффективности разработанных законов и сравнительной оценки энергоэффективности ГП проведены исследования движения двухшарнирного ГП и полуприцепного ГП с активным полуприцепным звеном в двух вариантах (с возможностью независимого управления приводом ведущих колес и с дифференциальным приводом ведущих колес) по маршруту типа «змейка» с поддержанием одинаковой скорости движения 5 км/ч.

В результате выполнения маневра типа «змейка» с использованием разработанных законов управления движением рассматриваемых вариантов ГП установлено, что для обеспечения следования траектории с максимальной точностью целесообразно использовать двухшарнирный ГП (отклонение от траектории и курсу более чем в 2,5 раза меньше, чем у полуприцепных ГП), а для повышения автономности путем снижения затрат энергии на движение целесообразно использовать полуприцепной ГП с дифференциальным приводом ведущих колес полуприцепа. Максимальное значение затрачиваемой энергии на движение по маршруту типа «змейка» у полуприцепного ГП с независимым управлением приводом ведущих колес полуприцепа в 2,5 раза больше, чем у полуприцепного ГП с дифференциальным приводом ведущих колес полуприцепа. Значение затрачиваемой энергии на движение у двухшарнирного ГП в 1,8 раза больше, чем у полуприцепного ГП с дифференциальным приводом полуприцепного звена.

В Главе 6 для определения достигаемых показателей подвижности безэкипажных ГП и выбора приоритетного технического решения сформирована

программа виртуальных испытаний. Разработана модель виртуального полигона, которая включает участки для определения показателей следующих свойств: профильной проходимости (максимальная ширина преодолеваемого рва, максимальная высота преодолеваемой вертикальной стенки, максимальная высота преодолеваемого контрэскарпа, углы преодолеваемого подъема, спуска и косогор); маневренности ГП (радиус поворота, габаритный радиус поворота); автономности (затраты энергии на выполнение маневра, коэффициент мощности сопротивлений); устойчивости (испытание поворот, змейка); быстроходности (средняя скорость движения).

В результате проведенных теоретических исследований полуприцепного и двухшарнирного ГП были определены показатели подвижности. Установлено, что двухшарнирный ГП значительно превосходит полуприцепной ГП по показателям профильной проходимости «максимальная высота преодолеваемого уступа (вертикальной стенки)» – 1,6 м против 0,6 м, «максимальная высота преодолеваемого контрэскарпа» – 1,3 м против 0,5 м и «минимальный радиус поворота» – 4,75 м против 12,5 м, однако для двухшарнирного ГП запас устойчивости по опрокидыванию будет меньше, чем у полуприцепного ГП.

Установлено, что поворотливость двухшарнирного ГП выше, чем у полуприцепного ГП. Минимальный возможный теоретический радиус поворота для двухшарнирного ГП равен 4,75 м, что в 2,6 раза меньше, чем у полуприцепного ГП. При этом габаритный радиус поворота для двухшарнирного ГП равен 8,7 м, что почти в 1,7 раза меньше, чем у полуприцепного ГП.

Установлено, что разница в длине опорных поверхностей гусениц активных звеньев существенно влияет на энергоэффективность. Так, у полуприцепного ГП с пассивным полуприцепом суммарная длина опорной поверхности гусеницы тягача минимальная из всех рассмотренных вариантов, поэтому коэффициент мощности сопротивлений при его развороте с теоретическим радиусом  $R_n = 12,5$  м будет минимальный (центр поворота тягача и полуприцепа расположены в геометрическом центре гусеничного движителя полуприцепного звена). При равенстве суммарных длин опорных поверхностей гусениц активных звеньев, радиусов поворота и угловых скоростей коэффициент мощности сопротивлений будет равный для рассматриваемых вариантов ГП.

Установлено, что полуприцепной ГП с дифференциальным приводом (ДП) ведущих колес полуприцепного звена значительно превосходит двухшарнирный ГП по автономности (затраченной энергии при движении по маршруту). Так, при выполнении маневра «поворот» с фактическим радиусом  $R_\phi = 12$  м коэффициент мощности сопротивлений у двухшарнирного ГП равен 0,201, а у полуприцепного – 0,128. При выполнении маневра «Поворот» максимальные скорости движения полуприцепного и двухшарнирного ГП будут одинаковыми, однако запас устойчивости по опрокидыванию при входе в поворот у двухшарнирного ГП будет больше, кроме этого при движении ГП в повороте с  $R_n = 25$  м коридор движения двухшарнирного ГП будет более чем в 4 раза меньше, чем полуприцепного ГП.

Проведено исследование значимости измерителей свойства подвижности МАИ, в котором приняло участие 7 экспертов. Установлено, что приоритетными критериями являются следующие (в порядке убывания значимости): опорная проходимость (0,382), запас хода (0,258), профильная проходимость (0,1275) и бродоходимость (0,1275). Перечисленные критерии в большей степени влияют на выбор конкретного конструктивного исполнения ТС по сравнению с остальными: динамичностью (0,015), управляемостью и устойчивостью при маневрировании (0,045) и плавностью хода (0,045).

В результате экспертной оценки на основе разработанной иерархии свойств с учетом полученных показателей определено приоритетное конструктивно-компоновочное решение – двухшарнирный ГП, который имеет глобальный приоритет 0,56, в сравнении с 0,44 для полуприцепного ГП. Однако при выборе приоритетного технического решения необходимо учитывать конкретные условия эксплуатации ГП.

Таким образом, двухшарнирный ГП целесообразно применять в том случае, если требуется обеспечить высокий уровень подвижности за счет лучших показателей профильной проходимости и поворотливости. При необходимости обеспечить высокую автономность ГП для перевозки грузов на большие расстояния по преимущественно криволинейным участкам местности с редко встречающимися незначительными препятствиями в вертикальной плоскости по маршруту следования целесообразно использовать полуприцепной ГП с дифференциальной схемой привода ведущих колес полуприцепного звена с возможностью блокировки дифференциала. Кроме этого, полуприцепной ГП обладает большим запасом устойчивости по опрокидыванию вследствие низкого расположения центра тяжести и возможностью раздельного движения тягача, что необходимо учитывать при окончательном выборе варианта ГП.

**В Главе 7** приведены результаты исследований в комплексе натурно-математического моделирования (КНММ) для определения рациональных схем электромеханических трансмиссий ГП.

Для двухшарнирного ГП отношение  $L/B$  переднего и заднего звеньев равно 1,71, тогда с учетом этого соотношения (при рассмотрении движения звеньев независимо друг от друга) в соответствии с работами д.т.н Стадухина А.А. рационально применять для каждого из звеньев Рис. 13, а двухшарнирного ГП механизм передач и поворота (МПП) с раздельным приводом (РП) на прямолинейное движение и поворот (Рис. 15 (е)).

Поскольку в научных работах рассматривается выбор рациональных схем электромеханических трансмиссий только для двухгусеничных машин, то необходимо определить рациональные схемы трансмиссии звеньев полуприцепного ГП с учетом изменяющегося воздействия водителя-оператора и ДГУ. Для этого необходимо использовать комплекс натурно-математического моделирования.

При выборе вариантов схем электромеханических трансмиссий (ЭМТ) (Рис. 15) звеньев полуприцепного ГП будем учитывать два конструктивно-компоновочных исполнения (Рис. 13, б): ГП с независимым управлением

приводом ведущих колес полуприцепного звена и ГП с дифференциальным приводом (ДП) ведущих колес полуприцепного звена.

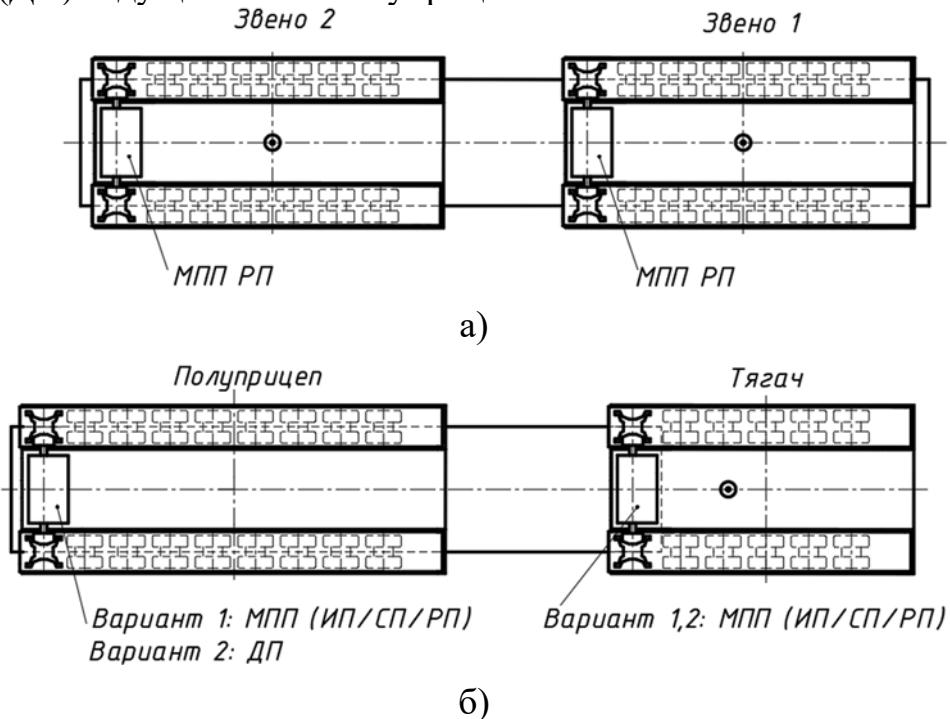


Рис. 13. Схемы трансмиссий ГП: а) – двухшарнирный ГП; б) – варианты схем привода ведущих колес тягача и полуприцепа

На Рис. 14, а представлен внешний вид рабочего места оператора КНММ с графическим интерфейсом для обеспечения зрительной связи водителя-оператора с трассой.

Используя данные литературных источников, сформированы два типа маршрута движения: характерный для ГМ и характерный для колесных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

Маршрут первого типа, характерный для ГМ, будем использовать для определения потребных мощностей, подводимых к ведущим колесам звеньев ГП, из условия обеспечения движения ГП с максимальной возможной средней скоростью. С учетом полученных данных «заездов» определены потребные механические характеристики для различных схем МПП тягача и полуприцепа, выбрана рациональная схема трансмиссии тягача и полуприцепа. При использовании такого маршрута в КНММ дается верхняя оценка нагруженности трансмиссии звеньев полуприцепного ГП, поскольку такой маршрут характерен для одиночных ГМ, к которым предъявляются высокие требования по маневренности.

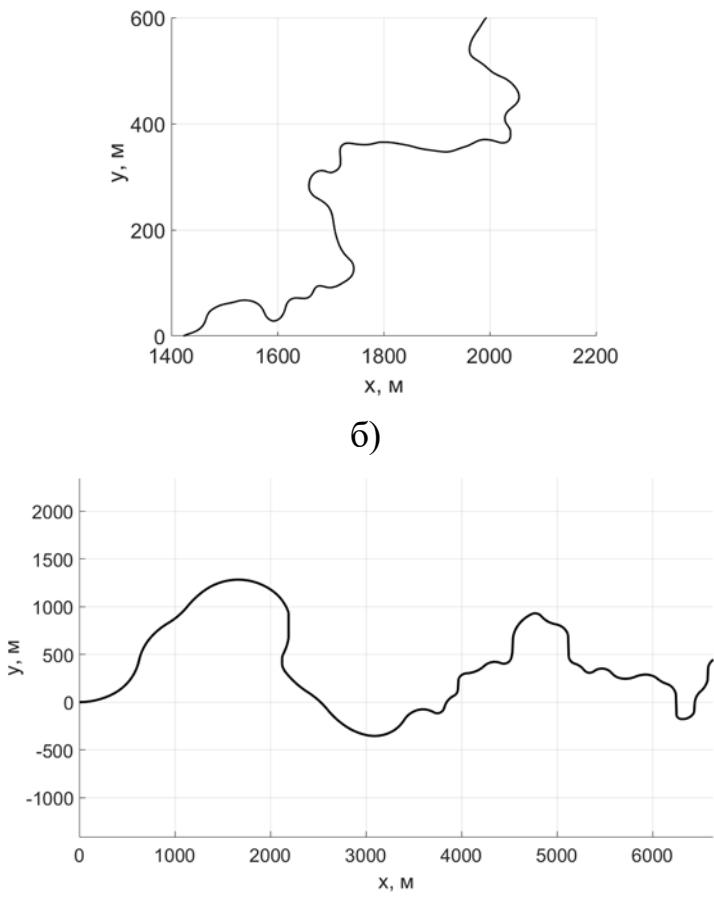
Маршрут второго типа, характерный для колесных ТС особо большой грузоподъемности, используется для подтверждения корректности выбора схем трансмиссий и сравнительного анализа быстроходности исследуемых ГП и существующих колесных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

При определении реализаций параметров случайных функций параметров ДГУ для КНММ используются следующие характеристики ДГУ: максимальный

коэффициент взаимодействия, коэффициент сопротивления движению, макропрофиль опорной поверхности (углы подъема и спуска) и кривизна маршрута движения. Поскольку в разработанной математической модели с учетом принятых допущений не учитывается влияние изменения положения корпуса ГП в вертикальных плоскостях (углы крена, дифферента и вертикальной координаты), то микропрофиль не учитывается при моделировании. Однако, полученные результаты будут соответствовать верхней оценке средней скорости движения, что позволит получить гарантированные данные по нагруженности трансмиссии ГП.



а)



б)

в)

Рис. 14. КНММ: а) – внешний вид рабочего места оператора КНММ; б) – траектория маршрута для одиночных ГМ; в) – траектория маршрута для колесных ТС особо большой грузоподъемности

На основе вероятностных характеристик параметров ДГУ и известных подходов к определению реализаций случайных функций были получены реализации параметров ДГУ, которые использовались при построении маршрутов. На Рис. 14, б представлен фрагмент маршрута 1, характерный для одиночных ГМ (общая протяженность маршрута 10 км), а на Рис. 14, в – маршрут 2, характерный для колесных ТС особо большой грузоподъемности (общая протяженность маршрута 20 км).

В работе определена максимальная потребная мощность привода ведущих колес выше которой не происходит существенного увеличения средней скорости

движения по маршруту 1. В результате проведения серии заездов в КНММ по маршруту движения, общей протяженностью более 250 км, установлено, что увеличение средней скорости движения по маршруту 1 не происходит при увеличении мощности силовой установки более чем в 1,5 раза ( $N_{удmax}^{\text{треб}} = 15,2 \text{ кВт/т}$ ) от полученной в результате тягового расчета.

Основным критерием выбора рациональной схемы трансмиссии считается минимальная суммарная установочная мощность привода, которая определяет его массово-габаритные параметры. Рассмотрены три варианта схем привода ведущих колес для тягача и полуприцепа с использованием механизмов поворота различных типов, позволяющих создавать разные моменты на ведущих колесах (ВК) противоположных бортов: индивидуальный привод ведущих колес (ИП) (Рис. 15, а), раздельный привод на прямолинейное движение и поворот (РП) (Рис. 15, г) и совместный привод на прямолинейное движение и поворот (СП) (Рис. 15, в). Далее для каждого из вариантов привода ведущих колес определяются механические характеристики тяговых электродвигателей (ТЭД).

В результате проведения серии заездов в КНММ по маршруту движения получены частоты вращений и моменты на ведущих колесах бортов звеньев ГП. С использованием известных соотношений, связывающих моменты, подводимые к ведущим колесам, и частоты вращения ведущих колес, построены диаграммы распределения режимов работы ТЭД и определены потребные механические характеристики для различных схем МПП тягача и полуприцепа.

Использование МПП в трансмиссии полуприцепного звена ГП с одним механическим диапазоном нецелесообразно с позиции энергоэффективности и суммарной установочной мощности рассматриваемых МПП.

В случае использования трансмиссии с двумя механическими диапазонами суммарную установочную мощность для схем МПП с раздельными приводом и совместным приводом на прямолинейное движение и поворот возможно снизить. Минимальная установочная мощность электродвигателей будет минимальная для схемы МПП с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот с двумя механическими диапазонами.

Таким образом, для полуприцепного ГП рациональной схемой привода ведущих колес тягача является схема МПП с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот с использованием трансмиссии с двумя механическими диапазонами. Для полуприцепа рациональной схемой является дифференциальный привод (ДП) (Рис. 15) ведущих колес (из соображений энергоэффективности), однако, при необходимости повысить маневренность может быть заменен на схему механизма передачи-поворота с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот и двумя механическими диапазонами трансмиссии.

Далее рассмотрено движение ГП по маршруту, характерному для колесных транспортных средств особо большой грузоподъемности, в результате определена средняя скорость движения по рассматриваемому маршруту, которая составила 9,7 м/с (с учетом выбранных механических характеристик ТЭД), что соответствует средним скоростям движения колесных ТС особо большой

грузоподъемности по грунтовым дорогам, а рациональное применение ГП на бездорожье позволит сохранить подвижность.

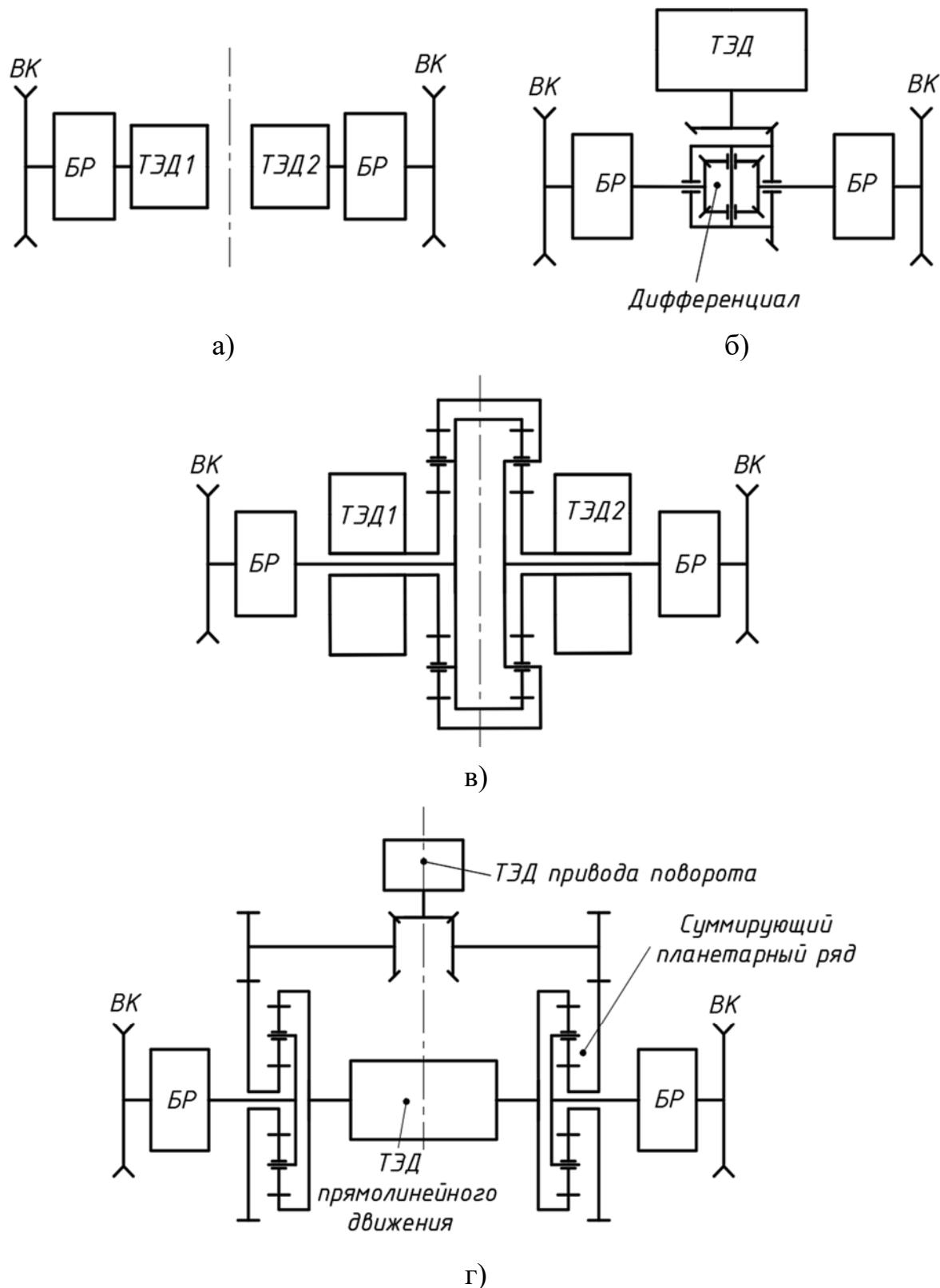


Рис. 15. Схемы привода ведущих колес ГП: а) – ИП; б) – ДП; в) – СП; г) – РП;  
БР – бортовой редуктор

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1) На основе анализа дорожно-грунтовых условий и конструктивно-компоновочных решений установлено, что кардинальное повышение подвижности транспортных средств для внедорожных контейнерных перевозок возможно с использованием гусеничных поездов. Разработан метод формирования технического облика безэкипажных гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок с использованием анализа научно обоснованной иерархии эксплуатационных свойств, научного обоснования рациональных конструктивно-компоновочных решений, трансмиссий и законов управления движением безэкипажных гусеничных поездов.

2) Определены рациональные варианты двух компоновочных исполнений гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок: седельный одношарнирный гусеничный поезд и двухшарнирный гусеничный поезд, и обоснован «силовой» способ поворота звеньев. На основе анализа конструктивно-компоновочных исполнений аналогов определены технические характеристики гусеничных поездов. Установлено, что для внедорожных контейнерных перевозок среднее давление на опорную поверхность не должно превышать  $0,75 \text{ кг}/\text{см}^2$ , полная масса гусеничного поезда 106 т, максимальная скорость не более 40 км/ч.

3) При формировании технического облика гусеничных поездов определены массогабаритные параметры двух схем гусеничных поездов, потребные удельные мощности, подводимые к ведущим колесам гусеничных поездов, и потребные удельные силы тяги на гусеницах. В результате тягового расчета определено значение суммарной удельной потребной механической мощности – 10,1 кВт/т, подводимой к ведущим колесам ГП. Для полуприцепного гусеничного поезда с активным полуприцепом потребные удельные тяги на гусеницах тягача – 0,66, потребные удельные тяги на гусеницах полуприцепа – 0,61; для полуприцепного ГП с пассивным полуприцепом или с дифференциальным приводом ведущих колес полуприцепа потребные удельные тяги на гусеницах тягача – 0,75, потребные удельные тяги на гусеницах полуприцепа – 0,61; для двухшарнирного ГП потребные удельные тяги на гусеницах переднего и заднего звена одинаковые – 0,79.

4) Разработаны имитационные математические модели движения гусеничных поездов для двух конструктивно компоновочных исполнений гусеничных поездов: двухшарнирного седельного и полуприцепного седельного. Разработанные модели используются для определения подвижности гусеничных поездов на этапе проектирования. Для синтеза уравнений динамики движения используются программные комплексы автоматизированного моделирования систем тел, с использованием которых учитывается динамика звеньев гусеничного поезда и динамика звеньев гусеничного движителя.

5) Верифицированная модель динамики двухзвенного гусеничного поезда с учетом экспериментально определенных параметров дорожно-грунтовых условий и данных, полученных в результате работы контрольно-измерительного оборудования, пригодна для исследования динамики криволинейного движения

гусеничных поездов по опорному основанию типа «плотный грунт». Установлено, что максимальная величина отклонения траекторий движения тягача и прицепа в ходе натурного эксперимента и при моделировании движения гусеничного поезда (отклонение от расчетной траектории не превышает 15%) находится в пределах допустимой погрешности; отклонение значений частот вращения ведущих колес прицепа, усилия в сцепке, линейной скорости движения тягача, регистрируемых контрольно-измерительным оборудованием, при проведении эксперимента и в результате математического моделирования движения не превышает 7-11%.

6) Разработаны законы управления движением безэкипажных гусеничных поездов с «силовым» способом поворота, направленные на повышение безопасности и энергоэффективности контейнерных перевозок как с учетом дистанционного управляющего воздействия водителя-оператора, так и с использованием автоматической системы беспилотного вождения. Установлено, что для обеспечения движения гусеничного поезда по траектории переменной кривизны поворачивающие моменты звеньев должны быть направлены в противоположные стороны, и должны быть пропорциональны отношению веса тягача к весу прицепа. Силы тяги/торможения на гусеницах разноименных бортов звеньев гусеничного поезда должны быть сонаправлены (по принципу «крест-накрест»). Отличительной особенностью разработанного закона поворотом двухшарнирного гусеничного поезда является возможность реализации комбинированного движения, обеспечивающего как «крабовый» ход, так и «подруливание» за счет смещения полюса поворота в центр гусеничного поезда. Отличительной особенностью закона управления полуприцепным гусеничным поездом является реализация перехода от режима движения с распределением сил на гусеницах «крест-накрест» (при необходимости обеспечения складывания гусеничного поезда) к установленвшемуся режиму движения, формирующему силы тяги/торможения на гусеницах, обеспечивающих кинематическое согласование движения полуприцепа и тягача. Для гусеничного поезда с дифференциальным приводом ведущих колес полуприцепного звена отличительной особенностью является распределение удельных мощностей полуприцепа и тягача в соответствии с законом, обеспечивающим движение гусеничного поезда с минимальными затратами энергии.

7) Проведено исследование значимости критериев свойства подвижности гусеничных поездов и определен технический облик гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок с приоритетным техническим решением. В результате экспертной оценки на основе разработанной иерархии свойств с учетом полученных показателей определено приоритетное конструктивно-компоновочное решение – двухшарнирный гусеничный поезд, который имеет глобальный приоритет 0,56 в сравнении с 0,44 для полуприцепного гусеничного поезда. Установлено, что двухшарнирный гусеничный поезд целесообразно применять в том случае, если требуется обеспечить высокий уровень подвижности за счет лучших показателей профильной проходимости.

Установлено, что при необходимости обеспечить высокую автономность гусеничного поезда для перевозки грузов на большие расстояния по преимущественно криволинейным участкам местности с редко встречающимися незначительными препятствиями в вертикальной плоскости по маршруту следования целесообразно использовать полуприцепной гусеничный поезд с дифференциальной схемой привода ведущих колес полуприцепного звена.

8) Разработана и верифицирована математическая модель движения полуприцепного гусеничного поезда, пригодная для использования в комплексе натурно-математического моделирования. В ходе виртуальных заездов под управлением водителя-оператора (общей протяженностью более 250 км) установлено, что увеличение средней скорости движения по маршруту, характерному для одиночных гусеничных машин, не происходит при увеличении мощности силовой установки более, чем в 1,5 раза от полученной в результате тягового расчета.

9) Определены рациональные схемы механизмов передачи-поворота для трансмиссий рассматриваемых вариантов гусеничных поездов. Установлено, что для двухшарнирного гусеничного поезда рациональной схемой трансмиссий двух звеньев является механизм передачи-поворота с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот. Установлено, что для полуприцепного гусеничного поезда рациональной схемой привода ведущих колес тягача является схема механизма передачи-поворота с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот при использовании трансмиссии с двумя механическими диапазонами. Для полуприцепного звена с целью повышения энергоэффективности наиболее рациональной схемой является дифференциальный привод ведущих колес, который при необходимости повышения маневренности может быть заменен на механизм передачи-поворота с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот с двумя механическими диапазонами трансмиссии.

#### **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ: В НАУЧНЫХ ИЗДАНИЯХ ИЗ ПЕРЧНЯ ВАК РФ:**

1. Оценка показателей криволинейного движения автопоезда с помощью имитационного математического моделирования / Евсеев К.Б. [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. №4(46). С. 2-15. (0,875 п.л./0,25 п.л.).

2. Евсеев К. Б. Синтез закона управления поворотом двухшарнирного гусеничного поезда для обеспечения следования заданной траектории // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2021. № 3(66). С.67-75 (0,69 п.л.).

3. Евсеев К. Б. Математическая модель движения гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок // Тракторы и сельхозмашины. - 2021 №5. С. 18-29 (0,81 п.л.).

4. Евсеев К. Б. Иерархия эксплуатационных свойств транспортных средств для перевозки тяжелых неделимых грузов в условиях Крайнего Севера // Труды НГТУ им. РЕ. Алексеева. – 2021. № 2(133). С. 74–84. (0,75 п.л.).

5. Евсеев К. Б. К вопросу о формировании технического облика наземных транспортных средств, предназначенных для внедорожных контейнерных перевозок // Грузовик. – 2021. № 7. С. 3–8 (0,56 п.л.).

6. Котиев Г. О., Евсеев К. Б., Годжаев З. А. Анализ конструктивно-компоновочных исполнений гусеничных поездов для внедорожных контейнерных перевозок // Мир транспорта. 2021. Т. 19. № 5 (96). С. 23–34. (1,5 п.л./0,8 п.л.).

7. Евсеев К.Б., Законы управления криволинейным движением полуприцепного гусеничного поезда для внедорожных перевозок грузов // Тракторы и сельхозмашини. - 2022 №4. doi:10.17816/0321-4443-111978 (1,5 п.л.)

8. К вопросу оценки управляемости гусеничных поездов на этапе проектирования с использованием комплекса натурно-математического моделирования / Евсеев К.Б. [и др.] // Труды НАМИ. 2022. №1 (288). С. 35–51. (1,25 п.л./0,5 п.л.).

9. Евсеев, К.Б. Экспериментальное исследование движения гусеничного поезда. Верификация математической модели // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. №1. 97-113. (1,06 п.л.).

10. Закон оптимального управления подводимой мощностью к движителю колесной машины при прямолинейном движении / Евсеев К.Б. [и др.] // Труды НАМИ. 2022. №4 (291). С. 43–57. (1,44 п.л./0,4 п.л.).

### **В ИЗДАНИЯХ, ИНДЕКСИРУЕМЫХ В МЕЖДУНАРОДНОЙ БАЗЕ НАУЧНЫХ ИЗДАНИЙ SCOPUS:**

1. Design of the double-jointed multi-tracked vehicle steering control law providing its motion along a reference trajectory/ K.B. Evseev [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. 2032, 012064(2021). doi:10.1088/1742-6596/2032/1/012064 (0,5 п.л./0,2 п.л.).

2. Evseev, K.B. Mobility of vehicles for transportation of heavy indivisible load in the Far North and methods of mobility estimation // Journal of Physics: Conference Series. 2061, 012095(2021). doi:10.1088/1742-6596/2061/1/012095 (0,56 п.л.).

3. Experimental evaluation of profile passability of terrain vehicles / K.B. Evseev [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 709 033086 (2020). doi:10.1088/1757-899X/709/3/033086 (1 п.л./0,35 п.л.).

### **ПАТЕНТ РОССИИ НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ:**

1. Монокорпусное четырехгусеничное шасси транспортного средства с механизмом кинематического поворота// Патент России № 208727. 2022. Бюл. №1. /Котиев Г.О., Горелов В.А., Евсеев К.Б. [и др.].

### **ПРОЧИЕ ИЗДАНИЯ:**

1. Определение механических характеристик тяговых электродвигателей гусеничных и колесных машин с индивидуальным приводом ведущих колес / Евсеев К.Б. [и др.] // Труды XVIII Международной Конференции «Электротехника, Электротехнологии, Электротехнические Материалы и Компоненты». 2020. С. 142-147. (0,4 п.л./0,1 п.л.).

2. Проектирование трансмиссий гусеничных машин с двумя тяговыми электродвигателями / Евсеев К.Б. [и др.] // Труды XVIII Международной

Конференции «Электротехника, Электротехнологии, Электротехнические Материалы и Компоненты». 2020. С. 148-153. (0,38 п.л./0,1 п.л.).

3. Выбор емкости бортового накопителя энергии при использовании электромашины в износостойкой тормозной системе высокоподвижных колесных машин / Евсеев К.Б. [и др.] // Труды XVIII Международной Конференции «Электротехника, Электротехнологии, Электротехнические Материалы и Компоненты». 2020. С. 154-159. (0,4 п.л./0,1 п.л.).

4. Development of the conceptual design of vehicles for off-road container transportation / K.B. Evseev [et al.] // E3S Web of Conferences. 326, 00025(2021). doi:10.1051/e3sconf/202132600025 (0,44 п.л./0,3 п.л.).

5. Методы разработки систем управления движением гусеничных и колесных машин с использованием натурно-математического моделирования / Евсеев К.Б. [и др.] // Материалы XIV мультиконференции. 2021. Т4. С. 69-72. (0,3 п.л./0,15 п.л.).

6. Общие подходы к управлению движением пилотируемых и беспилотных колесных и гусеничных машин-контейнеровозов / Евсеев К.Б. [и др.] // Материалы XIV мультиконференции. 2021. Т4. С. 125-127. (0,3 п.л./0,15 п.л.).