

На правах рукописи

Стадухин Антон Алексеевич

**НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ  
ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ  
ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

Специальность: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва – 2021

Работа выполнена на кафедре многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов 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: **Держанский Виктор Борисович**  
доктор технических наук, профессор.  
ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет», заведующий кафедрой гусеничных машин и прикладной механики.

**Кондаков Сергей Владимирович**  
доктор технических наук.  
ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет», профессор кафедры колесных и гусеничных машин.

**Ляшенко Михаил Вольфредович**  
доктор технических наук, профессор.  
ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», заведующий кафедрой транспортных машин и двигателей.

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)».

Защита состоится « 19 » апреля 2021 г. в \_\_\_\_\_ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 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 Д 212.141.07.

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 «\_\_» \_\_\_\_\_ г.

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



Горелов В.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Степень совершенства трансмиссии определяет подвижность гусеничных машин (ГМ): быстроходность – с позиции обеспечения динамичности и управляемости, автономность – с позиции снижения затрат энергии на движение и повышения энергоэффективности машины в целом, проходимость – с позиции возможности преодоления сопротивления движению.

Трансмиссия гусеничной машины предназначена для согласования сопротивлений со стороны внешней среды с возможностями силовой установки, обеспечивая таким образом движение ГМ в широком диапазоне скоростей и условий движения.

Одним из направлений совершенствования трансмиссий является применение в их составе электрического привода. Электромеханические трансмиссии (ЭМТ) позволяют улучшить динамичность и управляемость за счет бесступенчатого разгона и поворота ГМ, возможности кратковременного пикового увеличения мощности для преодоления тяжелых участков пути, а также простоты обеспечения трогания с места и движения с малыми скоростями. Широкие возможности управления современными электромашинами облегчают роботизацию ГМ. В настоящее время наиболее важной причиной интенсивного развития ЭМТ ГМ является возможность увеличения энергоэффективности машины. Для этого предполагается использовать способность электромашин (ЭМ) эффективно работать как в тяговом (двигательном), так и в тормозном (генераторном) режимах, обеспечивая возможность рекуперации энергии торможения вместо утилизации во фрикционных тормозных механизмах, что характерно для механических трансмиссий.

Указанные особенности ЭМ допускают возможность создания на их основе разнообразных схем механизмов передачи и поворота (МПП) ГМ, значительно отличающихся по своим свойствам.

Проблема повышения подвижности ГМ путем применения ЭМТ в настоящее время состоит в высокой стоимости, массе и габаритах составных элементов – электромашин, преобразователей и источников электрической энергии. Выбор рациональных параметров и кинематической схемы ЭМТ позволяет использовать меньшие по мощности ЭМ, за счет более эффективного их использования и отсутствия двойного преобразования энергии при повороте. Решить указанную актуальную научную проблему возможно путем разработки методов определения рациональных параметров ЭМТ на этапе проектирования.

С целью обеспечения малых потерь энергии при движении наибольший интерес представляют схемы не требующие применения фрикционных элементов для поворота ГМ (обладающие возможностями бесступенчатого поворота). Известно, что «бесступенчатость» при разгоне, торможении и маневрировании ГМ реализуется с использованием как минимум двух бесступенчатых источников механической мощности, в представленном исследовании – двух электромашин.

**Целью** диссертационной работы является повышение подвижности гусеничных машин путем определения рациональных параметров электромеханических трансмиссий с двумя тяговыми электромашинами.

Для достижения цели исследования поставлены и решены следующие научные задачи:

1. Разработать метод сравнительного анализа кинематических схем механизмов передачи и поворота гусеничных машин с двумя электромашинами;

2. Разработать метод получения зависимостей, связывающих силовые и кинематические параметры движения ГМ в повороте, пригодных для проведения тяговых расчетов в широком скоростном диапазоне. Провести экспериментальные исследования для верификации метода;

3. Разработать метод определения механических характеристик тяговых электромашин в длительных и кратковременных режимах работы, требуемых для обеспечения заданного уровня подвижности ГМ;

4. Разработать математическую модель движения ГМ, позволяющую проводить поверочный расчет быстроходности путем моделирования движения на совокупности дорожно-грунтовых условий с учетом ограничений, определяемых тягово-тормозными возможностями, устойчивостью ГМ и физиологическими возможностями человека, а также позволяющую анализировать потери энергии и работу тяговых ЭМ в длительных и кратковременных режимах;

5. Провести сравнительный анализ различных схем механизмов передачи-поворота для оценки эффективности их применения на ГМ с разными массово-геометрическими параметрами и требуемой быстроходностью.

**Научная новизна** работы заключается в разработке совокупности научных методов и математических моделей для обеспечения быстроходности и автономности ГМ на этапе проектирования:

1. Разработан метод сравнительного анализа схем механизмов передачи и поворота гусеничных машин с двумя тяговыми электромашинами, отличающийся обоснованным выбором расчетных случаев движения и использованием закономерностей, связывающих силовые и кинематические параметры поворота.

2. Разработан метод получения зависимостей, связывающих силовые и кинематические параметры движения ГМ в широком диапазоне режимов движения и дорожно-грунтовых условий. Метод отличается получением закономерностей изменения коэффициента сопротивления повороту и отношения фактического и теоретического радиусов поворота с использованием нейронной сети.

3. Разработан метод определения характеристик тяговых электромашин, обеспечивающих требуемый уровень быстроходности ГМ с ЭМТ различных кинематических схем.

4. Создана математическая модель движения ГМ, позволяющая исследовать движение по заданной трассе с учетом ограничений, накладываемых тяговыми и тормозными возможностями машины, условиями

устойчивости и физиологическими возможностями человека. Отличается использованием полученных закономерностей, связывающих силовые и кинематические параметры движения ГМ

5. Получены результаты сравнительного анализа схем механизмов передачи и поворота с тяговыми электромашинами, а также научно обоснованные рекомендации по выбору схем и параметров трансмиссий для ГМ различных типов.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов базируется на теоретических и экспериментальных исследованиях динамики гусеничных машин.

**Предметом исследования** являются рациональные кинематические схемы механизмов передачи и поворота ГМ с двумя тяговыми электромашинами, обеспечивающие заданный уровень быстроходности и энергоэффективности вновь разрабатываемых машин.

**Объектами исследования** являются высокоподвижные гусеничные машины, оснащенные электромеханическими трансмиссиями, с различными геометрическими и массовыми параметрами, а также требуемым уровнем быстроходности.

**Практическая значимость** заключается:

1. В разработке программного обеспечения:

- для определения потребных механических характеристик тяговых электромашин, работающих в составе электромеханических трансмиссий (с двумя ЭМ);

- для получения зависимостей, связывающих силовые и кинематические параметры поворота ГМ в широком диапазоне режимов движения и дорожно-грунтовых условий;

- для сравнительного анализа схем ЭМТ по заданным характеристикам электромашин при проведении поверочного расчета.

2. В результатах сравнительного анализа схем механизмов передачи и поворота с тяговыми электромашинами, а также научно обоснованных рекомендациях по выбору схем и параметров трансмиссий для ГМ с требуемым уровнем быстроходности. Полученные результаты и рекомендации имеют важное значение для повышения эффективности движения гусеничных машин на этапе проектирования, а также развития транспортной отрасли Российской Федерации.

**Реализация результатов работы:** Результаты работы внедрены на отраслевых предприятиях «ВПК», ООО «МИКОНТ», ФГБУ «38 НИИ БТВТ» МО РФ, а также используются в учебном процессе на кафедре «Гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, что подтверждается соответствующими актами.

**На защиту выносятся** положения научной новизны, выводы и результаты исследований:

1. Метод сравнительного анализа схем механизмов передачи и поворота гусеничных машин с двумя тяговыми электромашинами.

2. Метод получения зависимостей, связывающих силовые и кинематические параметры движения ГМ в широком диапазоне режимов движения и дорожно-грунтовых условий.

3. Метод определения характеристик тяговых электромашин, обеспечивающий требуемый уровень быстроходности ГМ с ЭМТ различных кинематических схем.

4. Математическая модель движения ГМ, позволяющая исследовать движение по заданной трассе с учетом ограничений, накладываемых тяговыми и тормозными возможностями машины, условиями устойчивости и физиологическими возможностями человека.

5. Результаты сравнительного анализа схем механизмов передачи и поворота с тяговыми электромашинами, а также научно обоснованные рекомендации по выбору схем и параметров трансмиссий для ГМ различных типов.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

1. На научно-техническом семинаре кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2020).

2. На Международной конференции «Прогресс транспортных средств и систем – 2018» (Волгоград, 2018).

3. На 108-й Международной научно-технической конференции Ассоциации Автомобильных Инженеров «Интеллектуальные системы автомобиля: разработка, исследование, сертификация» (Нижний Новгород, 2019).

4. На научно-техническом семинаре кафедры «Тягачи и амфибийные машины» МАДИ (Москва, 2020).

5. На Международной научной конференции «Технологии проектирования колесных и гусеничных машин» (Москва, 2019).

6. На 107-й Международной научно-технической конференции Ассоциации Автомобильных Инженеров «Интеллектуальные системы автомобиля: разработка, исследование, сертификация» (Нижний Новгород, 2018).

7. На XVIII Международной конференции МКЭЭЭ-2020 (Алушта, 2020).

**Публикации по теме диссертации.** По материалам диссертации опубликовано 16 научных работ (9,5 п.л.), из них по списку, рекомендованному ВАК РФ – 13, индексируемых в международной базе SCOPUS – 3.

**Структура работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов и выводов, а также списка литературы. Работа изложена на 317 листах машинописного текста, содержит 164 рисунка, 31 таблицу. Список литературы содержит 188 наименований.

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулированы цель и задачи работы, а также отражены положения научной новизны, выносимые на защиту.

**Глава 1.** Рассмотрены критерии, характеризующие подвижность гусеничных машин (ГМ), а также выделены свойства, улучшение которых может

быть достигнуто за счет совершенствования трансмиссии машины. Проанализирован опыт создания гусеничных машин с электромеханическими трансмиссиями (существующие ГМ имеют схему ЭМТ с бортовым приводом ведущих колес, как например трансмиссия опытного тяжелого танка, Рис. 1).

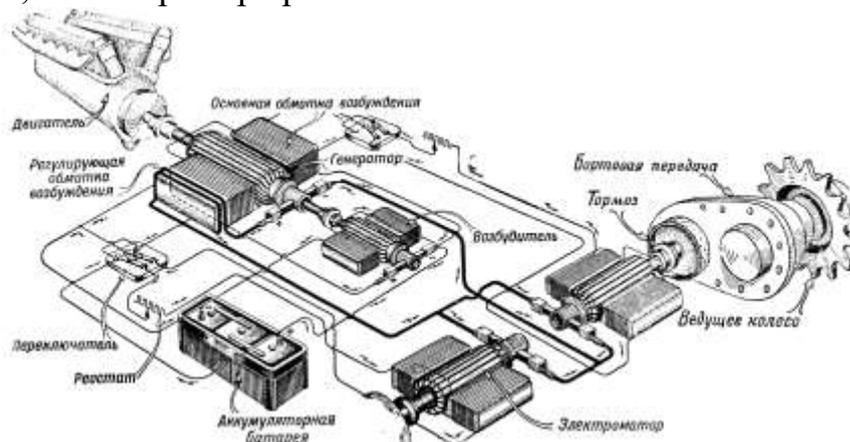


Рис. 1. Схема трансмиссии танка «Объект 253»

Рассмотрены существующие варианты механизмов поворота, применяемые на гусеничных машинах и предъявляемые к ним требования. При этом отдельно выделены схемы классических МПП, на основе которых возможно построить эффективные электромеханические трансмиссии, а именно: двухпоточный механизм передачи и поворота (Рис. 2, а) и механизм поворота типа «ЗК» (разработчики Г.И. Зайчик, М.А. Крейнс, М.К. Кристи, Рис. 2, б).

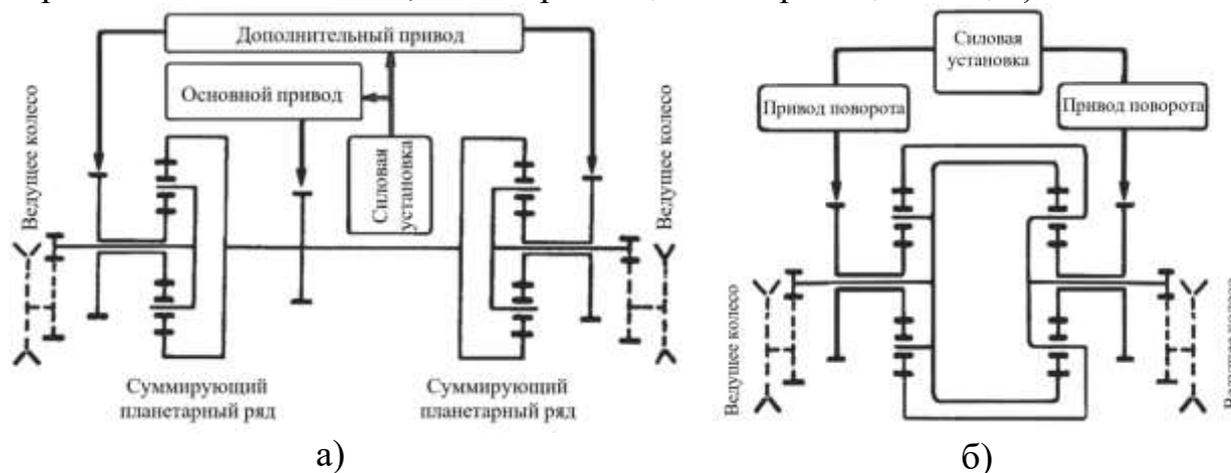


Рис. 2. Принципиальные схемы классических механизмов передачи и поворота, перспективные с позиции построения электромеханических трансмиссий: а) двухпоточный механизм передачи и поворота; б) механизм поворота типа «ЗК»

Проанализирован опыт отечественных и зарубежных ученых в разработке математических моделей криволинейного движения гусеничных машин, взаимодействия движителя с опорным основанием.

Особо отмечены работы Антонова А.С., Агейкина Я.С., Бекетова С.А., Беккера М.Г., Богоявленского В.Н., Держанского В.Б., Дмитриева А.А., Забавникова Н.А., Иванченко П.Н., Исакова П.П., Котиева Г.О., Красенькова В.И., Кондакова С.В., Никитина А.О., Опейко Ф.А., Павлова В.В., Платонова В.Ф., Попова Н.С., Рождественского Ю.Л., Савочкина В.А.,

Тараторкина И.А., Усова О.А., Фаробина Я.Е., Харитоновна С.А., Чобитка В.А. и других, а также труды научных школ: МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МАДИ, МАМИ, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», КГУ, ОАО «ВНИИТрансмаш», Академии БТВ, 38 НИИИ МО РФ, 21 НИИ МО РФ и других.

Рассмотрены существующие подходы к оценке подвижности гусеничных машин, а также статистические методы описания внешних возмущений, действующих на машину в процессе эксплуатации, которые могут быть применены для синтеза нагрузочных режимов ЭМ.

Проведен анализ существующих математических моделей тягового электропривода и гусеничного движителя для определения КПД.

Выполненные в Главе 1 исследования позволили сформулировать задачи работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

**Глава 2.** Представлена аналитическая математическая модель установившегося поворота ГМ, необходимая для сравнительного анализа схем ЭМТ в наиболее общем виде. Выполнен синтез и сравнительный анализ трех схем ЭМТ.

Аналитическая модель позволяет определять потребные крутящие моменты на ведущих колесах забегавшего  $M_{BK2}$  и отстающего  $M_{BK1}$  борта, исходя из параметров движения и дорожно-грунтовых условий:

$$M_{BK2} = (1 + q_r) M_f / 2, \quad M_{BK1} = (1 - q_r) M_f / 2, \quad (1)$$

где  $q_r = \mu L / (2 f_{гр} B)$  – плечо выноса сил сопротивления движению;  $\mu$  – коэффициент сопротивления повороту ГМ;  $M_f = f_{гр} G r_{BK}$  – суммарный момент сопротивления прямолинейному движению ГМ на ведущих колесах;  $G$  – вес ГМ;  $f_{гр}$  – коэффициент сопротивления движению;  $r_{BK}$  – радиус ведущих колес;  $L$  – база машины;  $B$  – колея машины;

Связь кинематических параметров поворота с  $\omega_{BK2}$ ,  $\omega_{BK1}$ :

$$\omega_{BK2} = \omega_c (1 + 1/\rho), \quad \omega_{BK1} = \omega_c (1 - 1/\rho), \quad (2)$$

где  $\omega_c$  – осредненная расчетная угловая скорость ведущих колес ГМ, соответствующая скорости движения центра масс  $V_x = \omega_c r_{BK}$ ;  $\rho$  – относительный радиус поворота.

Необходимая для вычисления  $q_r$  величина  $\mu$  в зависимости от относительного радиуса поворота  $\rho$  определяется по формуле профессора А.О. Никитина.

$$\mu(\rho) = \frac{\mu_{max}}{0,925 + 0,15 \cdot \rho/2}. \quad (3)$$

где  $\mu_{max}$  – максимальный коэффициент сопротивления повороту

Приведены аналитические зависимости, описывающие исследуемые в данной работе механизмы передачи и поворота. Указанные МПП состоят из двух электромашин и зубчатых механизмов с двумя степенями свободы. Это позволяет ГМ двигаться прямолинейно и криволинейно, используя связи между

звеньями, без применения фрикционных муфт и тормозов, а лишь путем управления электромашинами ЭМ 1 и ЭМ 2 (Рис. 3).

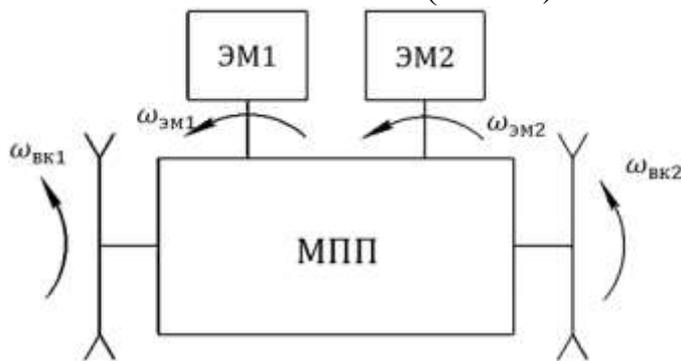


Рис. 3. Структурная схема механизма передачи-поворота ГМ

Для любой трансмиссии данной структуры справедлива следующая система уравнений:

$$\begin{cases} a_1 \omega_{ВК1} + b_1 \omega_{ВК2} = \omega_{ЭМ1}; \\ a_2 \omega_{ВК1} + b_2 \omega_{ВК2} = \omega_{ЭМ2}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $\omega_{ЭМ2}, \omega_{ЭМ1}$  – угловые скорости роторов электромашин;  $a_1, b_1, a_2, b_2$  – постоянные коэффициенты.

Используя уравнение баланса мощностей, после ряда преобразований возможно вывести зависимость требуемых крутящих моментов на ЭМ1 и ЭМ2 от моментов на ведущих колесах:

$$M_{ЭМ1} = \frac{M_{ВК1} b_2 - M_{ВК2} a_2}{b_2 a_1 - b_1 a_2}, \quad M_{ЭМ2} = \frac{M_{ВК2} a_1 - M_{ВК1} b_1}{b_2 a_1 - b_1 a_2}. \quad (5)$$

Проведенный анализ позволил выделить три схемы МПП, значительно отличающихся по своим свойствам. Первая схема, называемая «бортовым приводом ведущих колес» схематично представлена на Рис. 4.

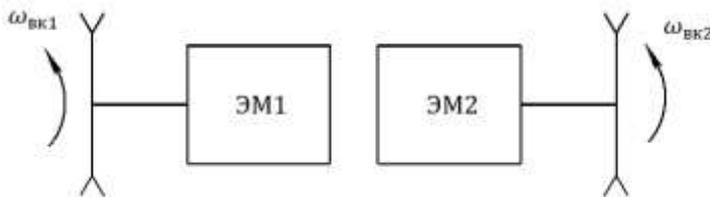


Рис. 4. Схема трансмиссии ГМ с бортовой схемой привода ведущих колес

Для данного механизма коэффициенты имеют следующие значения:

$$a_1 = 1, \quad a_2 = 0, \quad b_1 = 0, \quad b_2 = 1. \quad (6)$$

Используя выражения (4, 5, 6) можно получить суммарную мощность электромашин в общем виде, требуемую в случае использования бортового привода ведущих колес:

$$N_{\text{борт}}^{\Sigma} = 2M_{ЭМ2} \omega_{ЭМ2} = 2M_{ЭМ1} \omega_{ЭМ1} = M_f \omega_c (1 + q_r) (1 + 1/\rho). \quad (7)$$

Вторая схема представляет собой МПП с отдельным приводом на прямолинейное движение и поворот (Рис. 5). Аналогичные механизмы (однако с

несимметричными планетарными механизмами) используются в двухпоточных трансмиссиях с гидрообъемным механизмом поворота, характерных для многих современных ГМ.

Для данного механизма коэффициенты имеют следующие значения:

$$a_1 = 1/2, \quad a_2 = -1/2, \quad b_1 = 1/2, \quad b_2 = 1/2. \quad (8)$$

Используя выражения (4, 5, 8) можно в общем виде получить суммарную мощность электромашин, требуемую в случае использования схемы отдельным приводом на прямолинейное движение и поворот (получается суммированием мощностей двигателя прямолинейного движения и двигателя, обеспечивающего поворот):

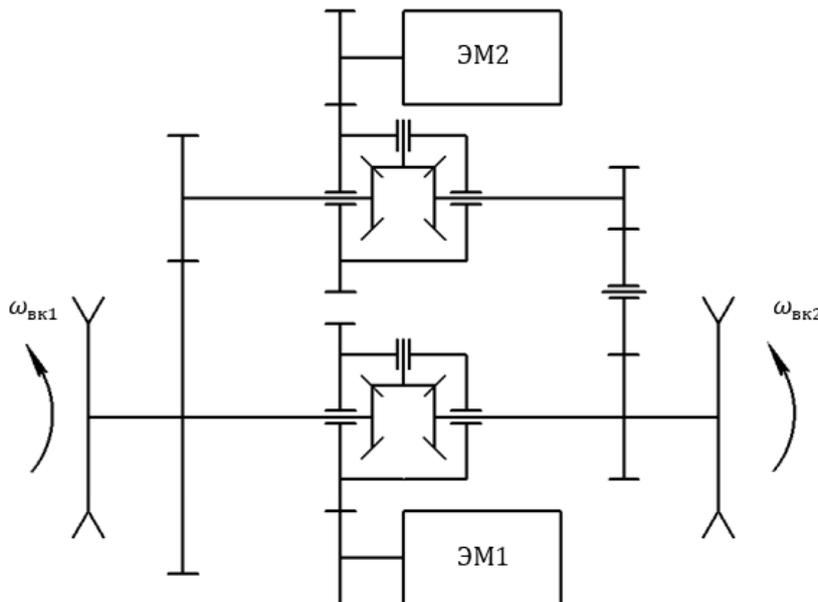


Рис. 5. Схема трансмиссии ГМ с отдельным приводом на прямолинейное движение и поворот

$$N_{\text{рп}}^{\Sigma} = M_{\text{эм2}} \omega_{\text{эм2}} + M_{\text{эм1}} \omega_{\text{эм1}} = M_f \omega_c (1 + q_{\Gamma} / \rho). \quad (9)$$

Третий случай представлен семейством схем, имеющих совместный привод на прямолинейное движение и поворот со следующей взаимосвязью коэффициентов:

$$a_1 = b_2; \quad a_2 = b_1. \quad (10)$$

В результате преобразований выражений зависимость моментов и скоростей на электромашинах и ведущих колесах ГМ примет вид:

$$\alpha = \frac{M_{\text{вк2}} - M_{\text{вк1}}}{M_{\text{эм2}} - M_{\text{эм1}}}; \quad \alpha = \frac{\omega_{\text{эм2}} - \omega_{\text{эм1}}}{\omega_{\text{вк2}} - \omega_{\text{вк1}}}, \quad (11)$$

где  $\alpha = a_1 - a_2$ . Величина  $\alpha$  показывает во сколько раз меньшую разницу моментов электромашин (на входе в МПП) нужно создать по сравнению с разницей потребных моментов на ведущих колесах (на выходе из МПП). Или во сколько раз большую разницу угловых скоростей роторов ЭМ (на входе в МПП) необходимо обеспечить по сравнению с разницей скоростей ведущих колес (на выходе из МПП) для поворота машины. Осуществляя рациональный выбор

величины  $\alpha$ , возможно обеспечить снижение потребного момента электромашин за счет увеличения их частот вращения при маневрировании. Таким образом:

$$\omega_{\text{ЭМ1}} = \omega_c \left(1 - \frac{\alpha}{\rho}\right), \quad \omega_{\text{ЭМ2}} = \omega_c \left(1 + \frac{\alpha}{\rho}\right),$$

$$M_{\text{ЭМ1}} = \frac{M_f}{2} \left(1 - \frac{q_\Gamma}{\alpha}\right), \quad M_{\text{ЭМ2}} = \frac{M_f}{2} \left(1 + \frac{q_\Gamma}{\alpha}\right). \quad (12)$$

Суммарная мощность ЭМ в случае совместного привода на прямолинейное движение и поворот:

$$N_{\text{СП}}^\Sigma = 2 \cdot M_{\text{ЭМ2}} \omega_{\text{ЭМ2}} = M_f \omega_c \cdot \left(1 + \frac{q_\Gamma}{\alpha}\right) \left(1 + \frac{\alpha}{\rho}\right), \quad \text{если } \alpha \geq 0 \quad (13)$$

Наиболее оправданным является значение  $\alpha^*$  соответствующее минимуму потребной мощности ЭМ, то есть:

$$\frac{dN_{\text{СП}}^\Sigma}{d\alpha} = M_{\text{ЭМ2}} \omega_{\text{ЭМ2}} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{q_\Gamma}{\alpha^2}\right) = 0 \rightarrow \alpha^* = \sqrt{q_\Gamma \rho}, \quad \text{если } \alpha \geq 0 \quad (14)$$

Известно, что вероятность движения с фактическим радиусом поворота  $R_f^*$  менее 14 м не превышает 5% [Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1993. 320 с.]. Тогда, если ГМ должна выполнять маневры поворота на предельной по устойчивости скорости, то возможно получить оптимальное значение  $\alpha$  (для примера:  $B = 2,7$  м,  $L/B = 1,8$ ,  $R_f^* = 14$  м,  $R_t^* = R_f^* B/L = 7,78$  м,  $\mu_{\text{max}} = 0,85$ ,  $f_{\text{ГР}} = 0,07$ ):  $\alpha^* = \sqrt{q_\Gamma \rho} = 6,7$ .

Для удобства сравнительного анализа в Главе 2 использовалась относительная мощность  $M_{\text{ЭМ}} \omega_{\text{ЭМ}} / (M_f V_{\text{max}} / r_{\text{БК}})$ . Результаты сравнительного анализа схем МПП по мощности представлены на Рис. 6.

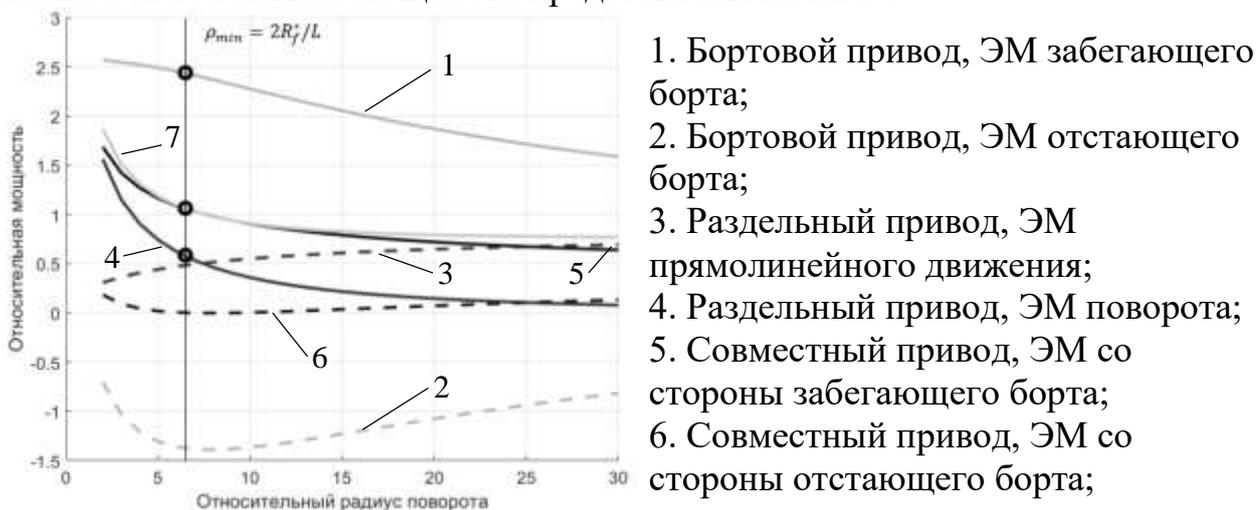


Рис. 6. Зависимости относительной суммарной потребной мощности электромашин от относительного радиуса поворота (отмечены расчетные значения мощностей ЭМ для каждого МПП)

Так как не мощность, а крутящий момент в большей степени определяет массогабаритные параметры электропривода, то для сравнения

рассматриваемых схем использовалась величина суммарной удельной установочной мощности, которая не зависит от передаточного числа трансмиссии. Под установочной мощностью ЭМ  $N_e^{уст}$  понимается произведение максимального момента  $M_{эм}^{max}$  и предельной частоты вращения  $\omega_{эм}^{max}$ :

$$N_e^{уст} = M_{эм}^{max} \omega_{эм}^{max}, \quad (15)$$

Требования к подвижности ГМ обычно включают необходимость преодоления некоторого подъема без переключения передач (с ходу), повороты с минимальным радиусом, достижение максимальной скорости, выполнение высокоскоростного маневрирования. Установочная мощность для каждой схемы МПП определялась исходя из того, что ГМ должна обеспечить подвижность в каждом из следующих пяти расчетных случаев:

1. Движение с максимальной скоростью  $V_{max}$ ;
2. Преодоление заданного максимального угла подъема  $\alpha_{п}$ ;
3. Разворот на косогоре в случае расположения угла наклона опорной поверхности по курсу машины;
4. Высокоскоростное маневрирование (поворот радиусом  $R_f^* = 14$  м на критической по условию устойчивого движения скорости  $0,8 V_3(R_f^*)$ );
5. Разворот на горизонтальной опорной поверхности.

Здесь и далее подразумевалось, что в трансмиссии ГМ присутствует технологический диапазон который обеспечивает движение в наиболее тяжелых условиях (преодоление максимального угла подъема, буксирование однотипной ГМ и т.д.). Численная оценка установочной мощности была получена для следующих исходных данных:  $B = 2,7$  м,  $r_{вк} = 0,3$  м,  $L/B = 1,8$ ,  $\mu_{max} = 0,85$ ,  $f_{гр} = 0,07$ ,  $V_{max} = 20$  м/с. Суммарные установочные мощности  $N_{\Sigma}^{уст}$  каждой схемы МПП были отнесены к потребной мощности машины ( $f_{гр} mgV_{max}$ ) необходимой для реализации максимальной скорости. Таким образом были получены следующие численные значения удельной установочной мощности: для бортовой схемы привода ведущих колес – 18,05; для схемы с отдельным приводом на прямолинейное движение и поворот – 10,08; для схемы с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот – 10,5.

Результаты анализа позволяют заключить, что схемы с отдельным и с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот достаточно близки по суммарной установочной мощности  $N_{\Sigma}^{уст}$ , что говорит о близких массогабаритных параметрах этих ЭМТ. Установочная мощность ЭМ в случае бортовой схемы привода ведущих колес существенно больше (~1,8 раза), что свидетельствует о переразмеренности трансмиссии.

Был проведен анализ возможных кинематических схем МПП с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот. В результате был выделен ряд симметричных схем (Рис. 7). Выяснено что исходя из возможных значений конструктивного параметра планетарных рядов  $4/3 \leq k \leq 4$ , для получения величины  $\alpha^* = 6,7$  может быть применена только схема представленная на Рис. 7, б.

Таким образом по итогам Главы 2 были синтезированы три возможные схемы МПП с двумя ЭМ – бортовая схема привода ведущих колес (МПП БП, Рис. 4), схема с отдельным приводом на прямолинейное движение и поворот (МПП РП, Рис. 5), схема с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот (МПП СП, Рис. 7,б).

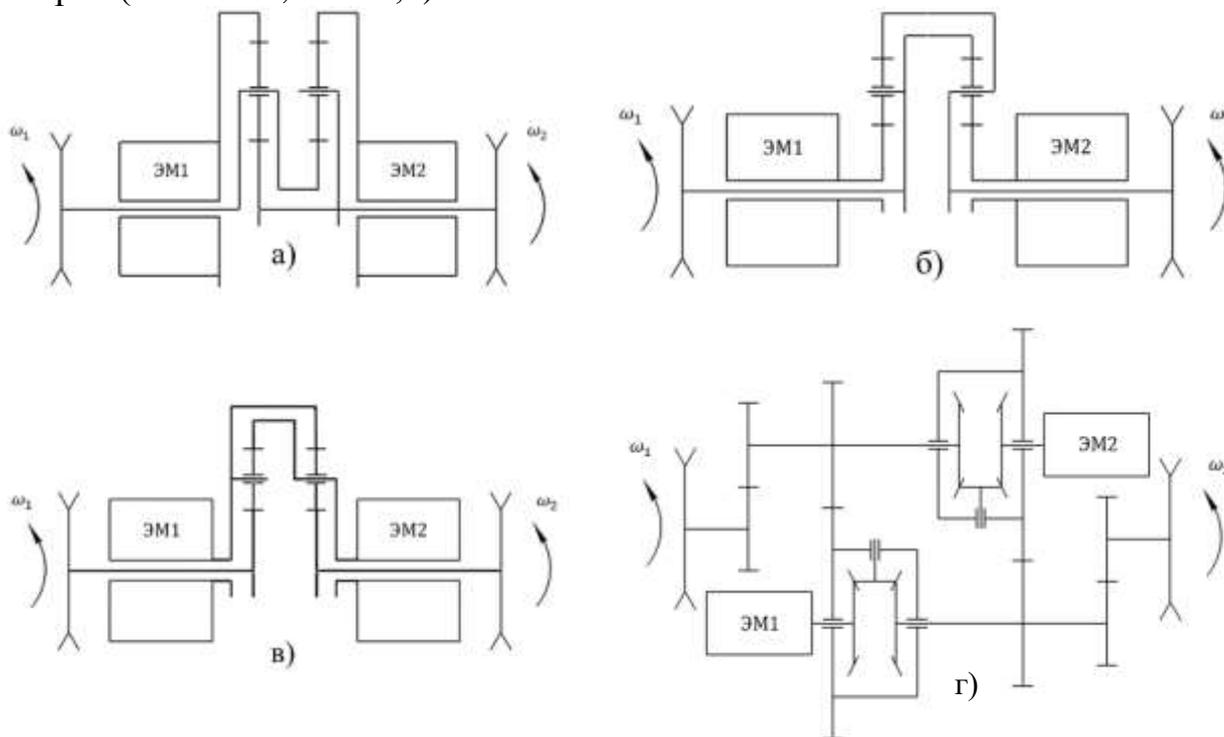


Рис. 7. Кинематические схемы МПП с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот

**Глава 3.** Для определения характеристик тяговых ЭМ, работающих в составе ЭМТ необходимо использовать зависимости, связывающие кинематические и силовые параметры поворота ГМ. Однако точность классического подхода к исследованию движения ГМ в повороте зависит от правильности определения взаимосвязи теоретического и фактического радиуса поворота и коэффициента сопротивления поворота  $\mu$ . В главе проведено исследование закономерностей, связывающих силовые и кинематические параметры поворота и предложен метод точного определения указанных величин с использованием нейронной сети.

Классический подход к проектировочному тяговому расчету поворота гусеничной машины [Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. М.: Воениздат, 1984. 264 с] включает учет сопротивления воздуха, потерь в гусенице и влияния центробежных сил. Подход позволяет определить потребные силы тяги на забегающей  $P_2$  и отстающей  $P_1$  гусенице в зависимости от условий движения (Рис. 7):

$$P_2 = \frac{mg}{2} \left( f_{\text{гр}} \left( 1 + \frac{2V_x^2 \cdot H_z}{B \cdot R_f \cdot g} \right) + \frac{\mu \cdot L}{2B} \left( 1 - \left( \frac{V_x}{V_3} \right)^4 \right) \right) + \frac{C_x}{2} + \frac{P_w}{2}; \quad (16)$$

$$P_1 = \frac{mg}{2} \left( f_{\text{гр}} \left( 1 - \frac{2V_x^2 \cdot H_z}{B \cdot R_f \cdot g} \right) - \frac{\mu \cdot L}{2B} \left( 1 - \left( \frac{V_x}{V_3} \right)^4 \right) \right) + \frac{C_x}{2} + \frac{P_w}{2}.$$

где  $m$  – масса гусеничной машины;  $g$  – ускорение свободного падения;  $V_x$  – скорость гусеничной машины (проекция на продольную ось ГМ);  $H_z$  – высота центра масс ГМ;  $R_f$  – фактический радиус поворота ГМ;  $V_3$  – скорость, предельная по заносу  $V_3 = \sqrt{\mu_{\text{max}} \cdot g \cdot R_f}$ ;  $C_x$  – проекция центробежной силы на продольную ось машины;  $P_w$  – сила аэродинамического сопротивления.

Скорости перемотки гусениц забегающего  $V_2$  и отстающего  $V_1$  бортов при движении с теоретическим радиусом поворота  $R_t$  определяются как:

$$V_2 = V_x \left( 1 + \frac{B}{2R_t} \right); \quad V_1 = V_x \left( 1 - \frac{B}{2R_t} \right). \quad (17)$$

Тогда потребная мощность на ведущих колёсах забегающего  $N_2$  и отстающего  $N_1$  бортов описывается следующими выражениями:

$$N_2 = P_2 \cdot V_2 / \eta_2; \quad \begin{cases} N_1 = P_1 \cdot V_1 \cdot \eta_1, & \text{если } P_1 < 0 \\ N_1 = P_1 \cdot V_1 / \eta_1, & \text{если } P_1 > 0. \end{cases} \quad (18)$$

Как видно в рамках данного расчета используется величины фактического  $R_f$  и теоретического  $R_t$  радиусов поворота. Известна следующая зависимость этих величин:

$$R_t = R_f \frac{B}{L}, \quad (19)$$

Также в модели используется коэффициент сопротивления повороту  $\mu$ , обычно определяемый с использованием формулы Никитина. При этом известно, что применение формулы не может обеспечить достаточную точность вычислений для всего многообразия условий движения современных быстроходных машин. Кроме того, зависимость (22) является недостаточно точной, так как, отношение между фактическим и теоретическим радиусами поворота считается постоянной величиной, что не соответствует действительности, особенно при приближении скорости ГМ к критической по заносу.

Для получения закономерностей, связывающих силовые и кинематические параметры поворота в работе используется математическая модель стационарного поворота ГМ, учитывающая особенности взаимодействия активных участков гусениц с опорным основанием согласно подходу, основанному на понятии «эллипса» трения [Танки основы теории и расчета / А.С. Антонов, А.И. Благонравов, Я.Е. Бинович и др: Под ред. М.К. Кристи. Москва/Ленинград: Главная редакция машиностроительной и автотракторной литературы. 1937. 436 с.].

Движение корпуса ГМ рассматривается как движение твёрдого тела в горизонтальной плоскости по ровной опорной поверхности и складывается из поступательного движения центра масс машины и вращательного движения корпуса вокруг центра масс (характеризуется системой уравнений (22)).

Расчетная схема, соответствующая рассматриваемой математической модели представлена на Рис. 8.

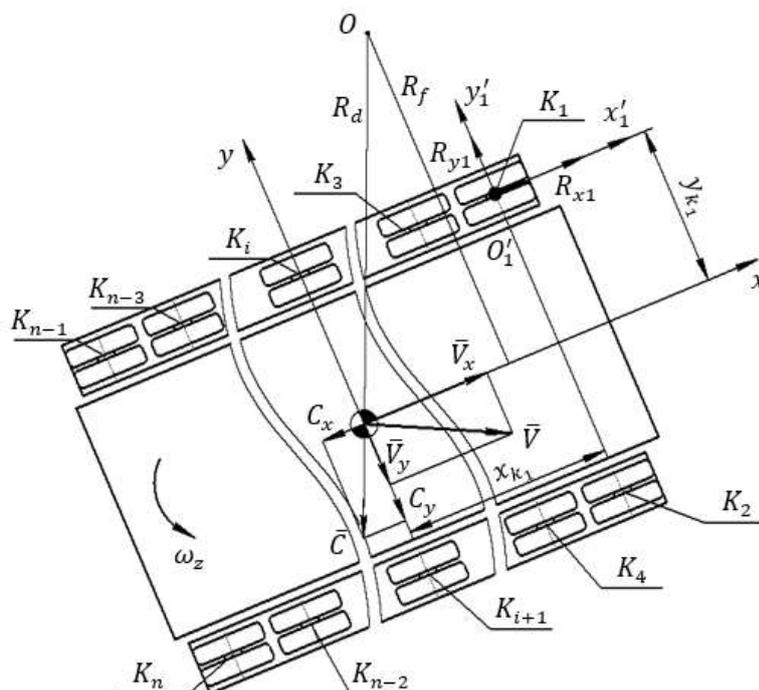


Рис. 8. Расчётная схема модели стационарного поворота ГМ

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n R_{xi} - P_w + m\omega_z V_y = 0; \\ \sum_{i=1}^n R_{yi} - m\omega_z V_x = 0; \\ \sum_{i=1}^n M(R_{yi}) - \sum_{i=1}^n M(R_{xi}) - \sum_{i=1}^n M_{пкi} = 0, \end{array} \right. \quad (20)$$

где  $R_{xi}$ ,  $R_{yi}$  – проекции касательной силы взаимодействия активного участка гусеницы с опорной поверхностью, расположенного под  $i$ -ым опорным катком, на продольную и поперечную оси машины (оси системы координат  $x - y$ );  $P_w$  – сила сопротивления воздушной среды;  $M_{пкi}$  – момент сопротивления повороту активного участка гусеницы под  $i$ -ым опорным катком;  $V_x$  – проекция вектора скорости центра масс на продольную ось ГМ;  $V_y$  – проекция вектора скорости центра масс на поперечную ось ГМ;  $\omega_z$  – угловая скорость поворота корпуса ГМ вокруг вертикальной оси;  $n$  – число опорных катков ГМ.

Связь опорных катков (ОК) с корпусом ГМ в вертикальной плоскости рассматривается без учёта упругих свойств подвески. Тем не менее, в модели учитывается перераспределение нормальных реакций  $R_{zi}$  между активными участками гусеницы под опорными катками вследствие действия внешних сил.

Результатом взаимодействия опорной поверхности и активных участков гусеницы в модели являются реакции  $R_{xi}$  и  $R_{yi}$  (Рис. 8), вычисляемые с

использованием коэффициента взаимодействия  $\mu_s$ . Для аппроксимации  $\mu_s$  в данной работе используется следующая экспоненциальная зависимость:

$$\mu_s = \mu_{s_{\max}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S}{S_0}}\right), \quad (21)$$

где  $\mu_{s_{\max}}$  – максимальное значение коэффициента взаимодействия движителя с опорной поверхностью в направлении скорости скольжения при максимальном скольжении;

$S$  – коэффициент скольжения активного участка гусеницы под опорным катком,

$S = \frac{|V_{\text{ск}}|}{\omega_{\text{вк}} r_{\text{вк}}}$ ;  $S_0$  – константа, характеризующая наклон

касательной к функции  $\mu_s(S)$  в точке  $S = 0$ .

Определяет сходство характера взаимодействия с сухим трением.

В связи с тем, что в общем случае взаимодействие трака гусеницы с опорной поверхностью не изотропно, связь коэффициента взаимодействия  $\mu_{s_{\max}}$  с направлением скорости скольжения описывается эллиптической зависимостью (Рис. 9). В этом случае значение коэффициента  $\mu_{s_{\max}}$  определяется максимальными коэффициентами взаимодействия в продольном  $\mu_{sx_{\max}}$  и поперечном  $\mu_{sy_{\max}}$  направлениях, а также углом  $\gamma_k$  направления скорости  $\bar{V}_{\text{ск}}$  скольжения относительно продольной оси  $x'$  каждого активного участка:

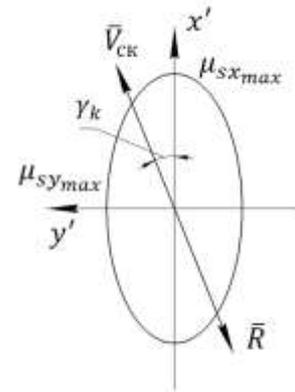


Рис. 9. Расчётная схема эллипса трения

$$\mu_{s_{\max}} = \frac{\mu_{sx_{\max}} \cdot \mu_{sy_{\max}}}{\sqrt{\mu_{sx_{\max}}^2 \cdot \sin^2(\gamma_k) + \mu_{sy_{\max}}^2 \cdot \cos^2(\gamma_k)}} \quad (22)$$

При использовании модели задавались скорость корпуса  $V_x$  и фактический радиус поворота  $R_f$ , а система (20) численно решалась относительно переменных  $V_y$ ,  $\omega_{\text{вк}1}$  и  $\omega_{\text{вк}2}$  методом решения нелинейных систем уравнений Trust-Region-Dogleg. Таким образом, при задании величин  $V_x$  и  $R_f$  обеспечена возможность определения скоростей перемотки гусениц  $V_2, V_1$ , потребных тяговых сил  $P_2, P_1$ , а также мощностей  $N_2, N_1$ . В этом смысле использование модели идентично проведению классического тягового расчета.

С применением разработанной модели стационарного поворота ГМ было проведено исследование взаимосвязи фактического  $R_f$  и теоретического  $R_t$  радиусов поворота в широком диапазоне режимов движения и параметров ГМ. Для этого был введен коэффициент пропорциональности  $k_R$ .

$$R_f = k_R \cdot \frac{L}{B} \cdot R_t. \quad (23)$$

Результаты исследования представлены на Рис. 10. Среди всего многообразия параметров ходовой части ГМ и дорожно-грунтовых условий было выявлено,

что в наибольшей степени  $k_R$  зависит от фактического радиуса поворота (Рис. 10, а), числа опорных катков  $n_{ок}$  и отношения  $L/B$  (Рис. 10, б), константы  $S_0$  (Рис. 10, в) и коэффициента поперечной устойчивости ГМ  $\eta_{пу} = B/2H_z$ . (особенно при скоростях, близких к критическим по заносу, Рис. 10, г).

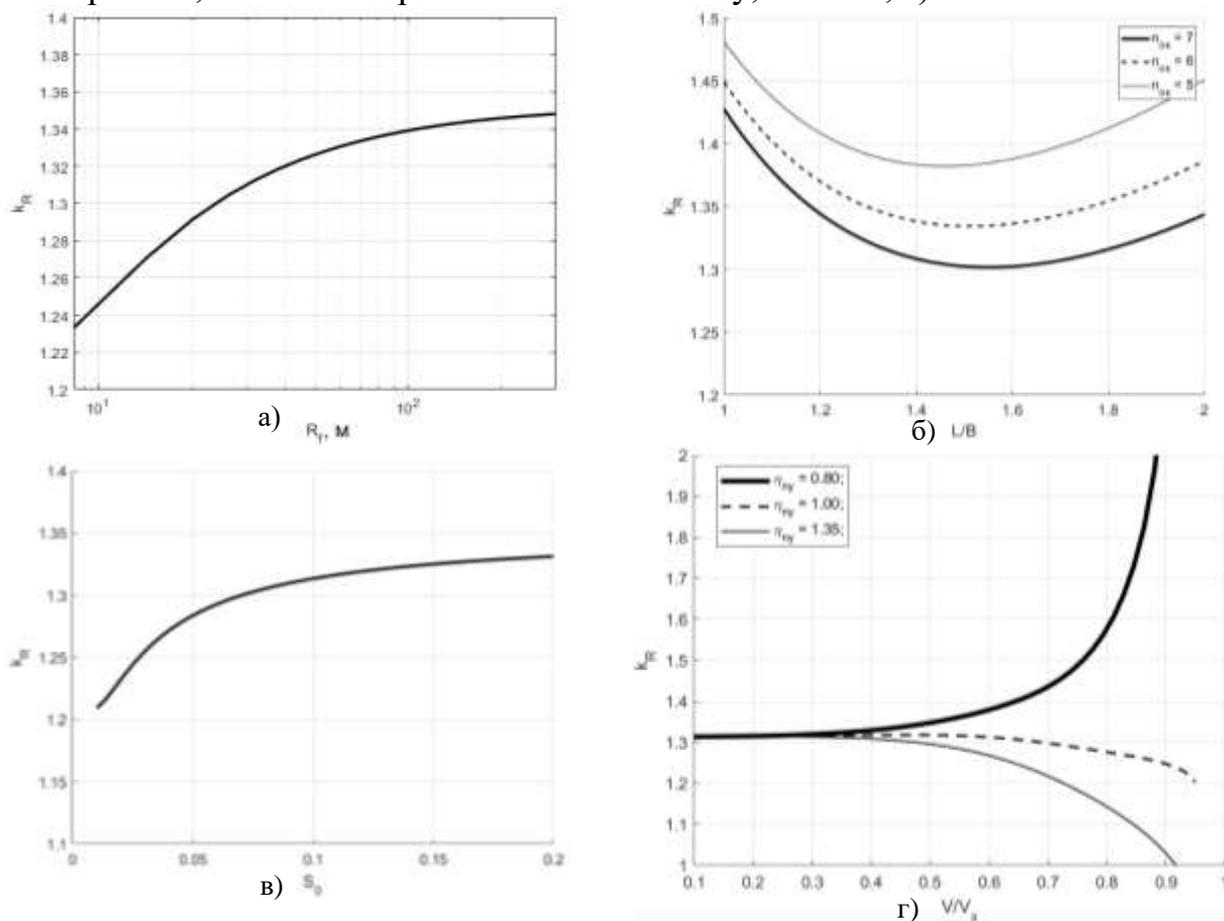


Рис. 10. Результаты исследования зависимости теоретического и фактического радиуса поворота: а) зависимость  $k_R$  от фактического радиуса поворота  $R_f$ ; б) зависимость  $k_R$  от  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$ ; в) зависимость  $k_R$  от  $S_0$ ; г) зависимость  $k_R$  от  $V_x/V_z$  при различных  $\eta_{пу}$

Аналогичным образом было проведено исследование влияния геометрических параметров ходовой части и условий движения ГМ на коэффициент сопротивления повороту  $\mu$ . При этом выполнялось сравнение результатов моделирования с формулой Никитина. Только в ряде расчетных случаев было получено хорошее соответствие рассматриваемых методов (Рис. 11,  $L/B = 1,8$ ;  $\mu_{max} = 0,71$ ;  $S_0 = 0,1$ ;  $V_x = 5$  км/ч). В общем случае как максимальный коэффициент сопротивления поворота  $\mu_{max}$  (определялся путем моделирования поворота вокруг остановленной гусеницы), так и коэффициент  $\mu$  существенно зависят от параметров ходовой части ГМ (Рис. 12).

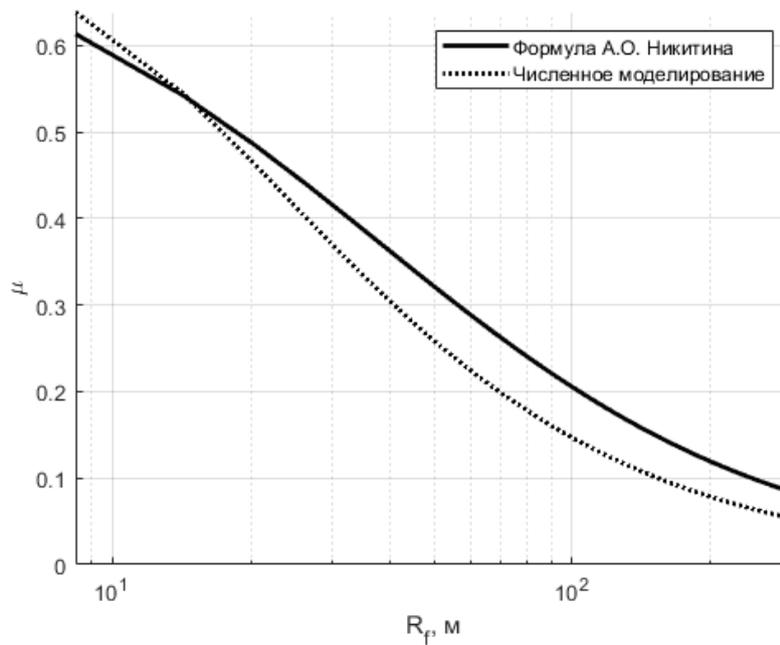


Рис. 11. Зависимость  $\mu$  от фактического радиуса поворота  $R_f$

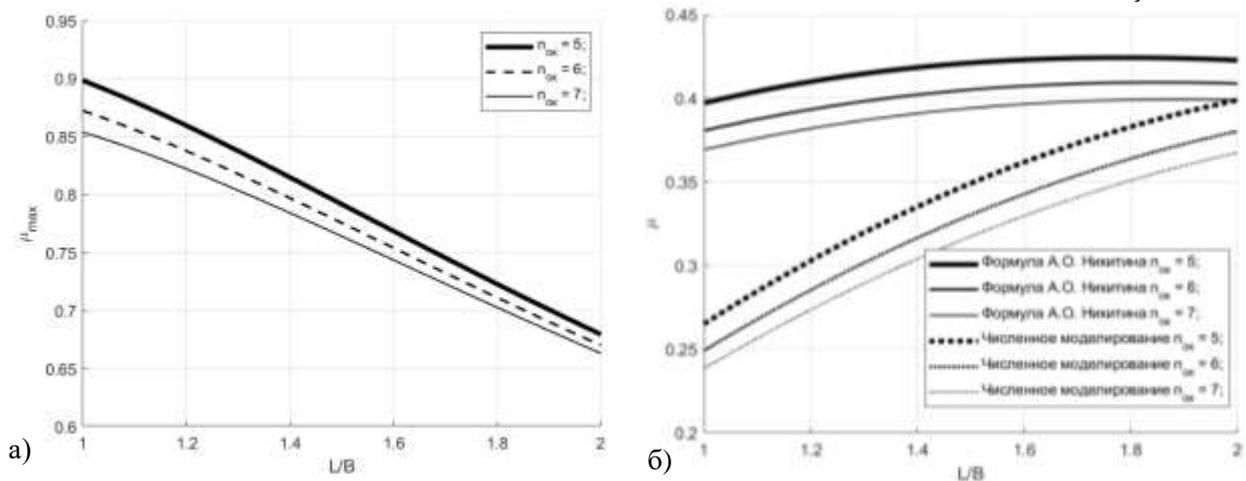


Рис. 12. Результаты исследования зависимости теоретического и фактического радиуса поворота: а) Зависимость  $\mu_{max}$  от  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$ ; б) Зависимость  $\mu$  от  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$

Анализ графиков на Рис. 12, а показывает, что в отличие от классического подхода, максимальный коэффициент сопротивления повороту  $\mu_{max}$  не совпадает с коэффициентом взаимодействия движителя и опорного основания  $\mu_{sy_{max}}$ , в связи с чем сопоставление коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  полученного из модели и формулы А.О. Никитина имеют рассогласование при большинстве  $L/B$  (например Рис. 12, б; 13; 15, г).

Исследование влияния скоростного режима ГМ на коэффициент сопротивления повороту позволило определить границы применимости классического проекторочного тягового расчета. Так из Рис. 13 и 10, г видно, что при приближении к критической по заносу скорости движения ГМ (начиная от  $V/V_3 = 0,5$ ) применение классических формул для оценки режимов нагружения машины становится недопустимым. Особенно сильное влияние скоростного режима движения на коэффициент  $\mu$  наблюдается при  $V/V_3 > 0,8$ .

При больших значениях скорости наблюдается граница применимости как классических зависимостей, так и модели стационарного поворота ГМ (установившееся движение ГМ в таких условиях невозможно).

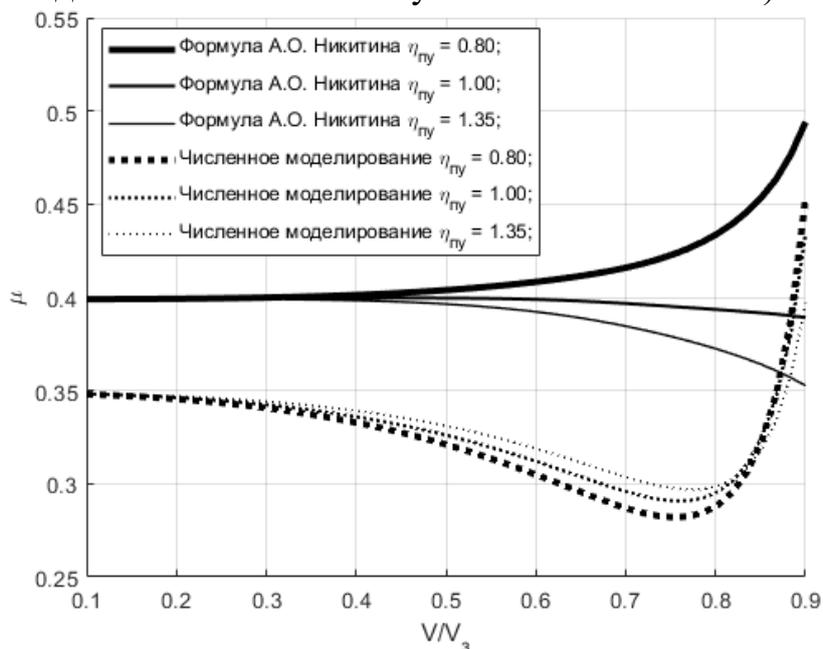


Рис. 13. Зависимость  $\mu$  от отношения  $V/V_3$  при различных значениях коэффициента поперечной устойчивости  $\eta_{пу}$

Таким образом в диапазоне  $V/V_3 = 0,5 \dots 0,8$  проектировочный тяговый расчет нуждается в уточнении путем использования современных методов исследования. Далее предложен метод заключающийся в определении коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  и коэффициента  $k_R$  путем использования нейронной сети.

Для обучения нейронной сети (Рис. 14) использовался массив данных, из значений коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  и  $k_R$  полученных с использованием разработанной математической модели стационарного поворота ГМ, а также ряда параметров движения машины, которые в большей степени определяют значения рассматриваемых коэффициентов: фактическую кривизну  $k_f$  поворота; отношение базы машины к колесу  $L/B$ ; количество опорных катков  $n_{ок}$ ; коэффициент  $S_0$ ; максимальный коэффициент взаимодействия активных участков гусениц с опорной поверхностью в продольном направлении  $\mu_{sxmax}$ ; коэффициент анизотропии трака  $\lambda_\mu$ ; отношение скорости движения ГМ к критической по заносу  $V/V_3$ ; коэффициент поперечной устойчивости  $\eta_{пу}$ .

Как видно, большинство параметров выбраны в качестве удельных величин с тем, чтобы обеспечить возможность применения разработанной нейронной сети для ГМ с разными конструктивными параметрами ( $L, B, H_z$  и т.д.).

Архитектура нейронной сети представлена на Рис. 14 (сеть имеет 8 входов, 200 нейронов в скрытом слое, и 2 выхода). Для проверки эффективности метода получения зависимостей было выполнено сравнение результатов классического проектировочного тягового расчета поворота, уточненного расчета с применением нейронной сети и модели стационарного поворота ГМ (Рис. 15).

Таким образом зависимость коэффициентов  $\mu$  и  $k_R$  от условий движения и геометрических параметров ГМ представлена в виде обученной нейронной сети, которую совместно с аналитическими зависимостями (19, 20 и т.п.) следует использовать для тяговых расчетов. В данном случае обучающий массив был получен с использованием предложенной математической модели стационарного поворота ГМ, однако при необходимости допустимо использовать более сложные модели.

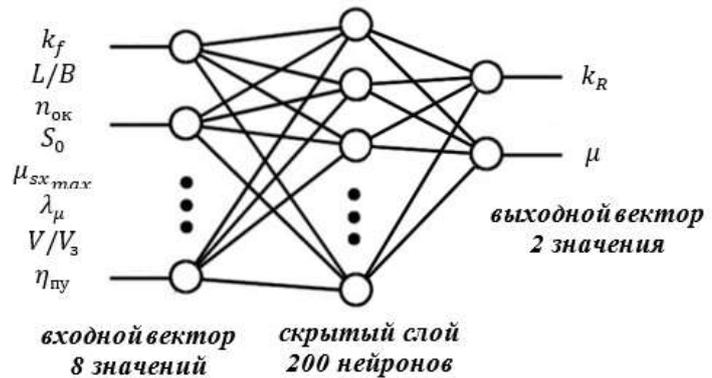


Рис. 14. Архитектура нейронной сети для аппроксимации  $\mu$  и  $k_R$

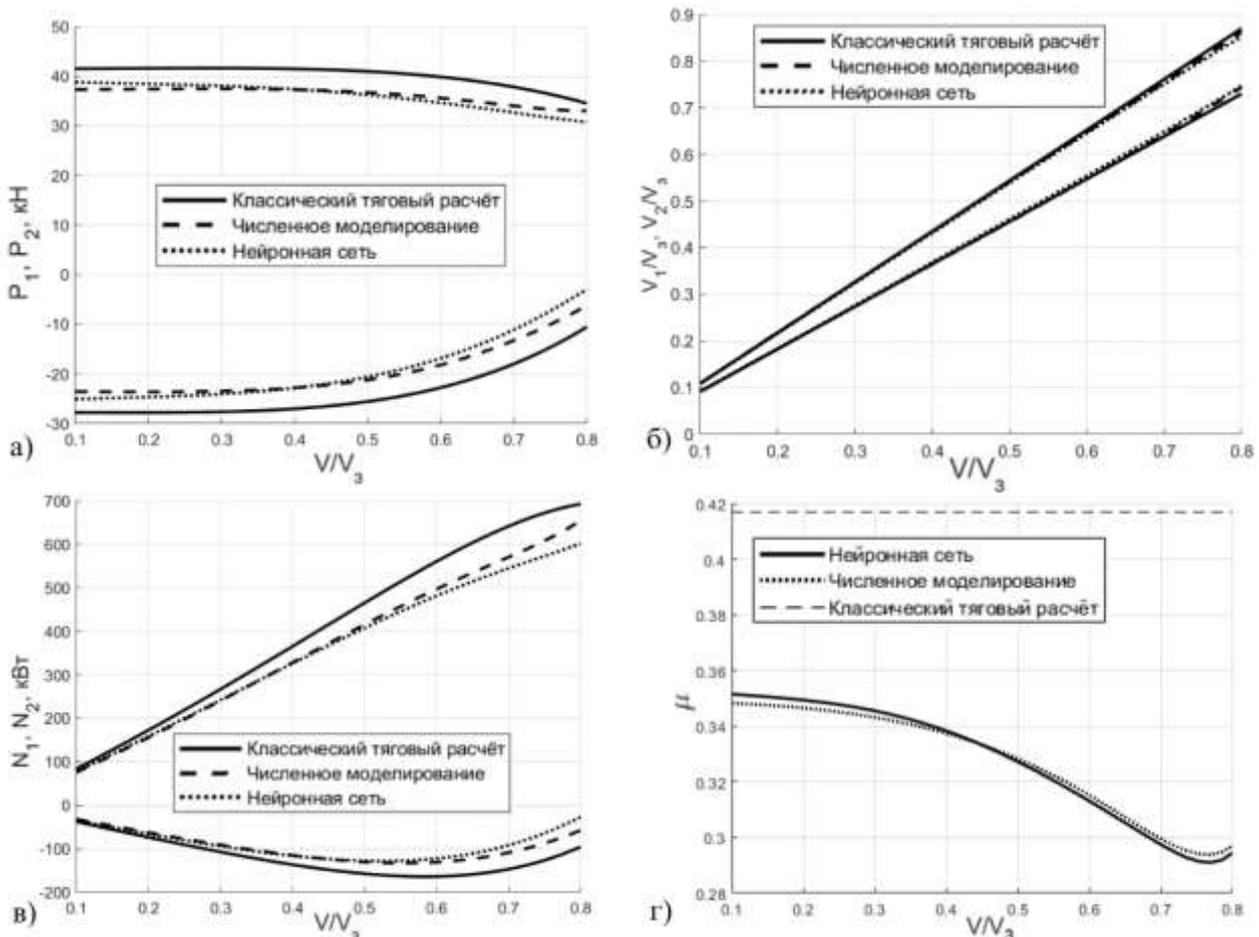


Рис. 15. Результаты исследования эффективности метода:

- а) силы тяги  $P_1$  и  $P_2$  в зависимости от режима движения; б) относительные скорости перемотки гусениц, отнесенные к величине заносной скорости  $V_1/V_3$  и  $V_2/V_3$ ; в) мощности  $N_1$  и  $N_2$  в зависимости от режима движения;
- г) коэффициент  $\mu$  в зависимости от режима движения

Для полноценного анализа энергоэффективности ГМ с ЭМТ необходимы методы оценки коэффициента потерь энергии электромашин и

преобразователя, механической части трансмиссии, а также в гусеничном движителе.

Для оценки эффективности электромашин использовался метод, основанный на построении эмпирической зависимости:

$$P_{\text{отн}} = a \cdot \omega_{\text{отн}}^2 + b \cdot M_{\text{отн}}^2 + c \cdot \omega_{\text{отн}} \cdot M_{\text{отн}} + d, \quad (24)$$

где,  $P_{\text{отн}}$  – мощность потерь, отнесённая к нормирующему значению в точке максимального КПД;  $\omega_{\text{отн}}$  – частота вращения, отнесённая к нормирующему значению;  $M_{\text{отн}}$  – крутящий момент, отнесённый к нормирующему значению;  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $d$  – аппроксимирующие коэффициенты для каждой составляющей потерь.

При определении коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $d$  использовались данные по электромашинам ряда производителей, используемых в составе транспортных средств. Зависимость (24) позволяет оценить КПД двигателя с произвольной механической характеристикой, что необходимо для сравнения эффективности различных схем ЭМТ.

Проверка описываемого подхода осуществлялась путем сравнения расчетных значений КПД с заявленными производителем для электродвигателя не использовавшегося при аппроксимации (Рис. 16, электродвигатель – НЕОТОР Н90С3).

При расчете потерь в зубчатых зацеплениях трансмиссии использовались постоянные КПД для каждого типа передачи. Определение потерь для планетарных механизмов второго класса осуществлялось по классической методике, распространенной для случая отсутствия остановленных звеньев (режим характерный для ЭМТ).

Считая, что во время работы планетарного механизма потери мощности есть только в относительном движении и учитывая то, что при заданной внешней нагрузке, подведенной к звеньям планетарного ряда, величина потерь определяется направлением потока мощности, можно записать

$$\begin{aligned} N_{\text{пот}} &= M_{\text{зв1}}(\omega_{\text{зв1}} - \omega_{\text{в}}) \left(1 - \eta_{\text{в}}^{\text{sign}(M_{\text{зв1}}(\omega_{\text{зв1}} - \omega_{\text{в}}))}\right) = \\ &= M_{\text{зв2}}(\omega_{\text{зв2}} - \omega_{\text{в}}) \left(1 - \eta_{\text{в}}^{\text{sign}(M_{\text{зв2}}(\omega_{\text{зв2}} - \omega_{\text{в}}))}\right), \end{aligned} \quad (25)$$

где  $M_{\text{зв1}}$ ,  $M_{\text{зв2}}$  – внешние крутящие моменты, подведенные к звену 1 (малое центральное колесо) и к звену 2 (большое центральное колесо);  $\omega_{\text{зв1}}$ ,  $\omega_{\text{зв2}}$ ,  $\omega_{\text{в}}$  –

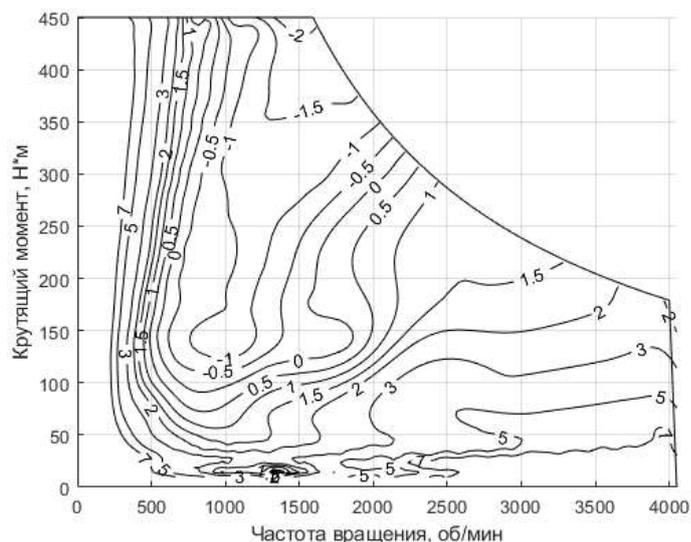


Рис. 16. Разница между паспортным и расчетным КПД электродвигателя для различных режимов работы (в процентах)

угловые скорости звеньев 1, 2 и водила соответственно;  $\eta_B$  – КПД планетарного ряда при остановленном водиле.

Так как потери в гусеничном обводе зависят от большого количества факторов (скорости перематывания гусеничной цепи, типа шарнира гусеницы, нагруженности ветвей гусеницы, расположения ведущего колеса, натяжения гусеницы, развиваемой силы тяги и т.д.) то предлагается использовать известные эмпирические зависимости для проведения приблизительной оценки. Так в случае характерных для современных ГМ гусениц с резинометаллическим шарниром предлагается использовать следующую приближенную формулу вычисления КПД гусеницы [Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1967. 356 с]

$$\eta_{\text{гус}} = 0,919 - 0,00385 \cdot 3,6 \cdot \omega_{\text{БК}} r_{\text{БК}} \quad (26)$$

С применением метода, основанного на рассмотренных выше подходах, в Главе 3 были получены потребные механические характеристики электромашин МПП с бортовым (Рис. 17, а), отдельным (Рис. 17, б) и совместным приводом на прямолинейное движение и поворот (Рис. 17, в), а также была проведена оценка энергоэффективности трансмиссии и машины в целом. Последующие расчеты проводились для ГМ со следующими исходными параметрами (Таблица 1).

Таблица 1.

Технические характеристики объекта исследования

Масса $m$ , кг	20000
База $L$ , м	4,445
Колея $B$ , м	2,5
Высота центра масс $H_Z$ , м	1,1
Число опорных катков по борту, $n_{\text{ок}}$	7
Радиус ведущего колеса $r_{\text{БК}}$ , м	0,31

Для исследований были выделены 6 расчетных случаев движения ГМ (Таблица 2, в целом аналогичны случаям из Главы 2). При расчетах принято, что машина оснащена двух-диапазонной трансмиссией, позволяющей осуществлять движение в транспортном и технологическом диапазонах. Так, в качестве расчетного используется транспортный диапазон работы трансмиссии, при этом величина максимальной скорости машины выбрана на уровне 20 м/с (72 км/ч), что соответствует современным образцам высокоподвижных ГМ. Известно, что при движении ГМ даже по горному типу рельефа вероятность встречи угла наклона опорной поверхности свыше  $13 - 17^\circ$  составляет не более 5-10 % [Исаков П.П. Теория и конструкция танка. –Т.8. Параметры внешней среды, используемые в расчете танков. М.: Машиностроение. 1987. 196 с.]. В связи с этим в качестве исследуемого максимального угла наклона опорной поверхности в транспортном диапазоне выбрана величина  $15^\circ$ . Возможность высокоскоростного маневрирования ГМ, направленного на повышение подвижности машины за счет увеличения средней скорости движения, характеризуется способностью поворота радиусом  $R_f = 14\text{м}$  (вероятность поворота с меньшим радиусом составляет 5%) со скоростью, близкой к заносной

$V_3 = \sqrt{\mu g R_f}$ . Для оценки энергоэффективности машины рассмотрен режим движения, близкий к наиболее вероятному. Наиболее вероятным радиусом поворота ГМ при движении по дорогам и местности является  $R_f = 34$  [Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1993. 320 с.] . При этом согласно экспериментальным данным [Исаков П.П. Теория и конструкция танка. –Т.10. Кн. 1. Испытания военных гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1989. 232 с.] средняя скорость движения боевых машин на марше (танков Т-72 и Т-80) составляет порядка 35 км/ч. В качестве опорного основания выбран «дерновый луг»:  $f_{гр} = 0,07, \mu_{sx\max} = 0,85$ .

Таблица 2.

Расчетные режимы движения гусеничной машины

№	Режим движения
1	Прямолинейное движение на максимальной скорости ( $V = 72$ км/ч)
2	Скоростное маневрирование ( $R_f = 14$ м при $V = 0,8V_3$ )
3	Наиболее вероятный режим движения ( $R_f = 34$ м при $V = 35$ км/ч)
4	Прямолинейное движение на подъём 15 градусов
5	Разворот $R_f = 0$
6	Разворот $R_f = 0$ на косогоре 15 градусов

Для ГМ с заданными параметрами (Таблица 1) были получены потребные механические характеристики электромашин, представленные в виде кривых постоянной мощности, но ограниченных по максимальному моменту (в связи с ограничением по току и механической прочности ЭМ) и угловой скорости (в связи с ограничениями по максимальной допустимой скорости подшипников).

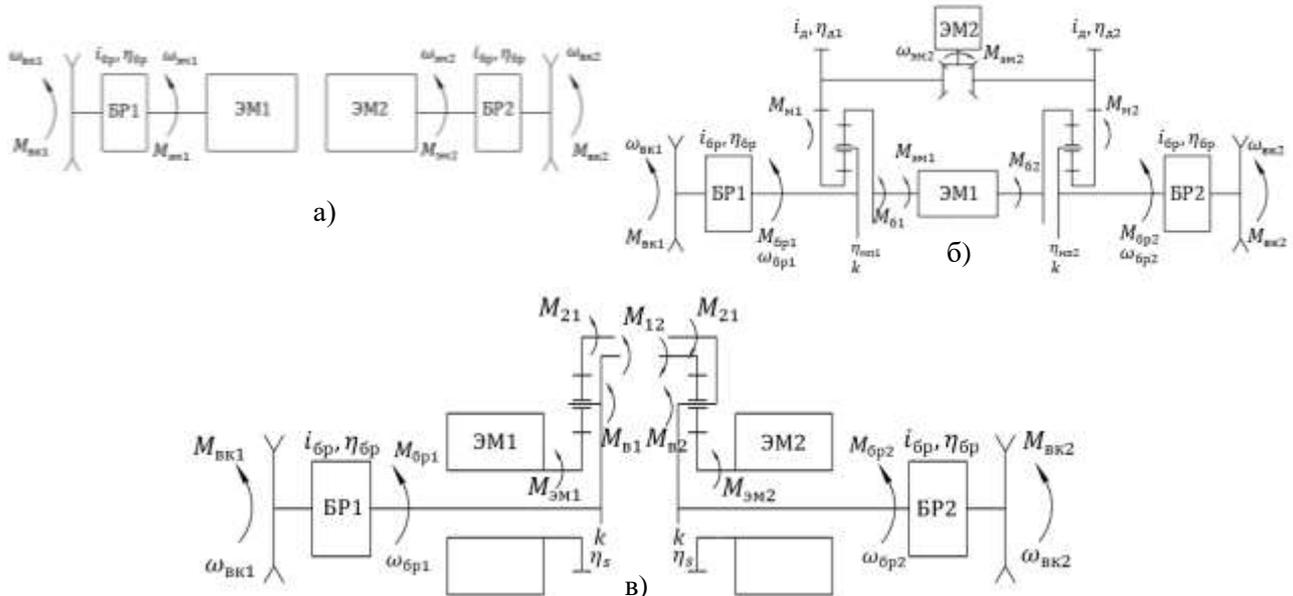


Рис. 17. Расчетные схемы: а) МПП БП; б) МПП РП; в) МПП СП

Основные результаты определения механических характеристик ЭМ, предназначенных для разных МПП представлены на Рис.18 и Таблице 3.

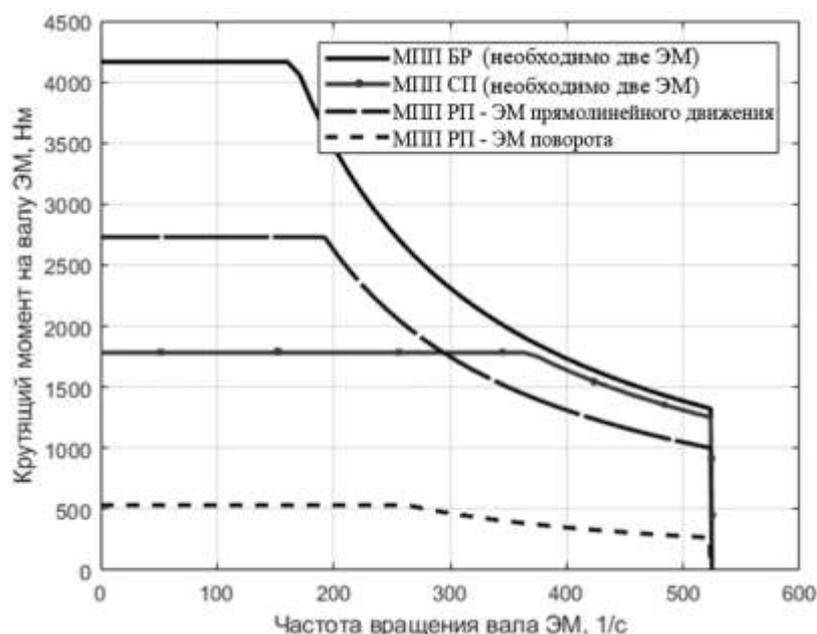


Рис. 18. Сопоставление моментных характеристик электромашин

Таблица 3.

Мощности электромашин при различных схемах МПП

	Суммарная мощность, кВт	Суммарная удельная мощность, кВт/т	Суммарная установочная мощность, кВт	Суммарная удельная установочная мощность, кВт/т
МПП БР	1388	69,4	4359	217,9
МПП РП	664	33,2	1708	85,4
МПП СП	1312	65,6	1866	93,3

По представленным данным видно, что суммарная и суммарная установочная мощность ЭМ минимальны в случае применения ЭМТ с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот. При этом преимущество по установочной мощности по сравнению с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот незначительно. Большие абсолютные значения мощности объясняются высокими требованиями к быстроходности ГМ (особенно к скоростному маневрированию).

Метод определения характеристик ЭМ был применен для исследования машин с разной базой и различными требованиями по скоростному маневрированию ( $V = 0,5 \dots 0,8V_3$  для расчетного случая №2, Таблицы 2). Результаты этого исследования представлены на Рис. 19.

Видно, что схема с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот обладает лучшей энергоэффективностью (Рис. 19, в) – мощность электрических и механических потерь в наиболее вероятном режиме работы (режим №3, Таблицы 2) составила 62 кВт, в случае бортового привода ведущих колес – 81 кВт, при раздельном приводе на прямолинейное движения и поворот – 64 кВт.

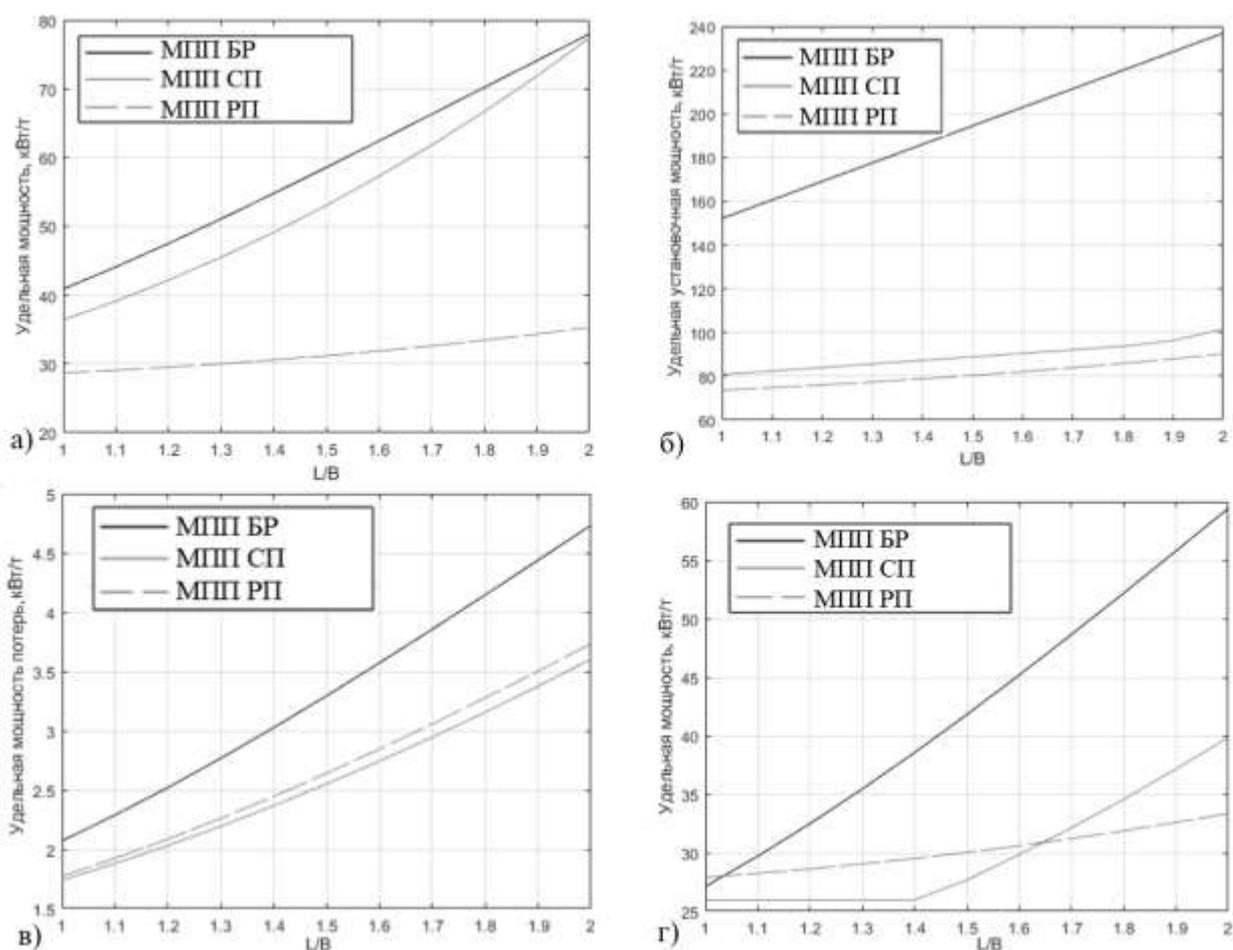


Рис. 19. Потребные характеристики электромашин для различных ГМ.

- а) зависимость суммарной удельной мощности от  $L/B$  ( $V = 0,8V_3$ ); б) зависимость суммарной установочной удельной мощности от  $L/B$  ( $V = 0,8V_3$ ); в) зависимость удельной мощности потерь от  $L/B$  (режим движения №3); г) зависимость удельной мощности от  $L/B$  ( $V = 0,5V_3$ );

Следует отметить, что для машин с малым  $L/B$  разница между схемами ЭМТ в суммарной и в суммарной установочной мощности крайне мала, а при требуемой скорости маневрирования  $V = 0,5V_3$  наиболее предпочтительной становится схема МПП СП (Рис. 19, г).

**Глава 4** содержит описание экспериментальных исследований, посвященных определению коэффициента сопротивления поворота повороту  $\mu$  и коэффициента  $k_R$ , связывающего теоретический и фактический радиусы поворота.

Экспериментальное определение коэффициента  $\mu$  проводилось с целью верификации модели взаимодействия гусеницы с опорным основанием, используемой в работе (и практически идентичной ей аппроксимацией, полученной с использованием нейронной сети). Для большей информативности проводилось сравнение результатов испытаний с формулой А.О. Никитина.

В качестве экспериментальной машины использовалась ГМ ( $L/B = 1,38$ ) с обрезиненной гусеницей и бортовым электрическим приводом ведущих колес. Для данных испытаний машина была оснащена следующим измерительным комплексом:

1. Вихретоковые (индуктивные) датчики Omron e2a-s08kn04-wp-b1 (для контроля частоты вращения роторов ЭМ);
2. Датчики тока Allergo ACS712ELCTR-30A-T (для контроля потребляемого / вырабатываемого тока силовых преобразователей ЭМ);
3. АЦП ZETLAB ZET210, подключенный через резистивный делитель напряжения (для контроля напряжения источника питания).

Испытания состояли в совершении ГМ серии поворотов на твердом опорном основании типа «бетон». Развиваемая на гусеницах сила тяги  $P_{\text{тяги}}$  и  $P_{\text{торм}}$  определялась по потребляемой и вырабатываемой электрической мощности силовых преобразователей электромашин. Коэффициент  $\mu$  определялся по следующей формуле:

$$\mu = \frac{2B(P_{\text{тяги}} + P_{\text{торм}})}{mg \cdot L}. \quad (27)$$

Основные результаты эксперимента представлены на Рис. 20.

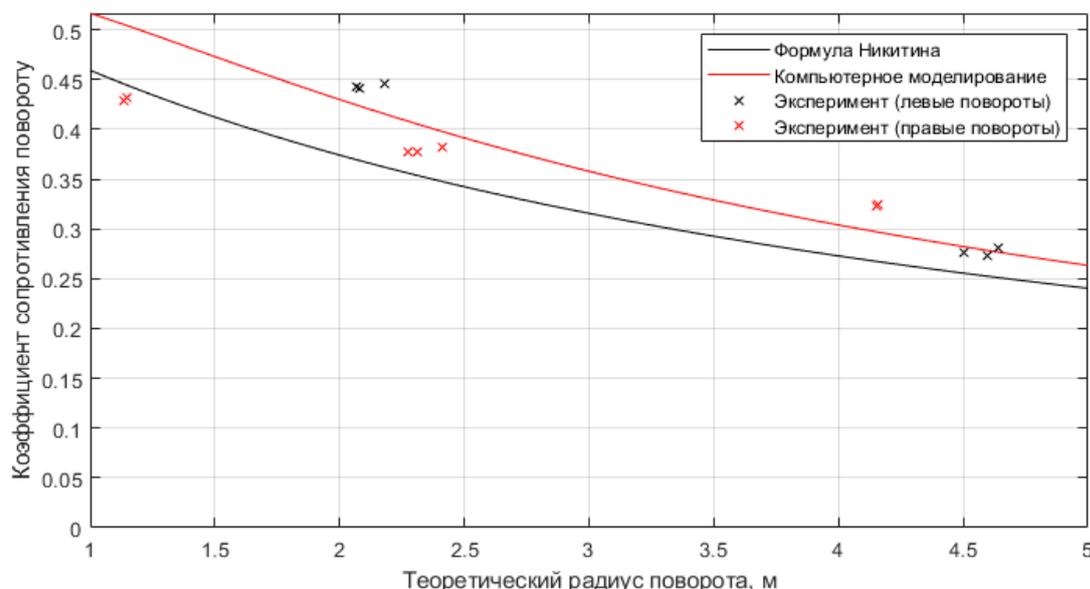


Рис. 20. Результаты определения коэффициента сопротивления повороту с использованием натурального эксперимента, аналитического расчета по формуле А.О. Никитина и компьютерного моделирования

Второй раздел Главы 4 посвящен экспериментальному определению взаимосвязи фактического и теоретического радиусов поворота. Эксперимент проводился на гусеничной машине БТР-МД «Ракушка» ( $L/B = 1,17$ ), оснащенной двухпоточным гидрообъемным МПП.

Для проведения эксперимента ГМ была оснащена аппаратно-измерительным комплексом, включающим в себя устройство RaceLogic VBOX Automotive, которое использовалось для регистрации данных от системы спутниковой навигации: координаты (широта, долгота), скорость движения, курсовой угол. Кроме того БТР-МД «Ракушка» дополнительно оснащалась двумя датчиками вихревого тока (Omron e2a-m30ln30-wp-b1), а также АЦП компании ZETLAB, позволяющим проводить регистрацию сигналов датчиков на персональный компьютер (ноутбук). Вихретоковые датчики устанавливались

рядом с ведущими колесами (ВК) ГМ, что позволило определять угловую скорость ВК (по частоте прохождении мимо датчиков зубьев ВК).

Испытания представляли собой прохождение кругового участка трассы на различной скорости (в среднем 8 км/ч, после чего определялись фактический (в среднем 5,92 м) и теоретический (в среднем 4,138 м) радиусы поворота. В Главе 3 было установлено, что для приближенных расчетов можно принимать  $k_R = 1,3$ . Это хорошо согласуется с полученными экспериментальными данными (среднее значение по проведенным испытаниям составило 1,222).

**Глава 5.** Приведен метод определения потребных механических характеристик тяговых электромашин ГМ для обеспечения требуемого уровня подвижности при различных схемах ЭМТ. Метод состоит в предварительном определении механических характеристик ЭМ (с использованием метода, описанного в Главе 3) и последующим получением потерь энергии, средней скорости движения ГМ, выделения длительных и кратковременных режимов работы ЭМ путем применения квазистационарной модели движения.

Для работы квазистационарной модели необходима информация о маршруте движения. При исследовании трасса представлялась в виде элементарных участков, каждый из которых описывался следующими величинами: дорожная кривизна; максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью; коэффициент сопротивления прямолинейному движению; угол наклона опорной поверхности по курсу машины.

Разыгрывание указанных параметров вдоль маршрута производилось с использованием метода неканонических представлений [Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. 184 с.]. При исследовании нагруженности трансмиссии ГМ использовались характеристики булыжных/гравийных дорог, а также грунтовых дорог различных типов, движение по которым в совокупности составляет 90% общего времени работы машины. Для гарантированной оценки свойств МПП при разыгрывании использовалось среднеквадратическое отклонение кривизны, соответствующее верхней границе экспериментальных данных. Кроме того, было исключено движение ГМ по дорогам с твердым покрытием.

Предлагаемая модель неустановившегося поворота ГМ основана на следующих уравнениях [Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1993. 320 с.]:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= \left( \frac{m}{2} + \frac{J_z k_d}{B} \right) \ddot{s} + \frac{J_z \frac{dk_d}{ds} \dot{s}^2 + M_c}{B} + R_2 + \frac{C_x}{2} + \frac{P_w}{2}; \\
 P_1 &= \left( \frac{m}{2} - \frac{J_z k_d}{B} \right) \ddot{s} - \frac{J_z \frac{dk_d}{ds} \dot{s}^2 + M_c}{B} + R_1 + \frac{C_x}{2} + \frac{P_w}{2},
 \end{aligned}
 \tag{28}$$

где  $J_z$  – момент инерции ГМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;  $\ddot{s}$ ,  $\dot{s}$ ,  $s$  – ускорение, скорость и путь ГМ при движении вдоль траектории;  $k_d$  – дорожная кривизна;  $M_c$  – момент сопротивления повороту;  $R_2$  и  $R_1$  – сопротивления движению забегающего и отстающего бортов.

При этом для повышения точности описания взаимодействия гусеничного движителя с опорным основанием необходимые для расчетов коэффициенты  $k_R$  и  $\mu$  определялись из нейронной сети:

$$(k_R, \mu) = nnet(V_x/V_3, n_{ок}, \eta_{пу}, L/B, S_0, \mu_{sxmax}, k_f);$$

$$R_f = k_R \frac{L}{B} R_t; \quad M_c = \frac{\mu \cdot mg \cdot L \cdot \cos \alpha_{п}}{4} \left( 1 - \left( \frac{V_x}{V_3} \right)^4 \right). \quad (29)$$

На первом этапе работы модели определяется верхняя оценка скорости движения ГМ, ограниченная условиями, связанными только с поперечными ускорениями машины в повороте. В качестве таких ограничений выступают: максимальная скорость по опрокидыванию  $V_{опр}$ ; максимальная скорость по заносу  $V_3$ ; максимальная скорость по боковым ускорениям ( $a_y^{max} = 0,1g$ ) предельных для физиологических возможностей человека  $V_{ay}$ .

Кроме этого, учитываются ограничения ГМ по максимальной скорости  $V_{max}$ :

$$V_{опр} = \sqrt{\frac{gB}{2H_z k_d}}; \quad V_3 = \sqrt{\frac{\lambda_{\mu} \mu_{sxmax} g}{k_d}}; \quad V_{ay} = \sqrt{\frac{a_y^{max}}{k_d}};$$

$$V_{тр}^{max} = \min(V_{max}, V_{опр}, V_3, V_{ay}). \quad (30)$$

где  $a_y^{max}$  – максимальная величина боковых ускорений;  $V_{тр}^{max}$  – верхняя оценка скорости движения ГМ для каждого элементарного участка трассы.

Значения скоростей  $V_{тр}^{max}$ , полученные для каждого элементарного участка, позволяют определить величину требуемого ускорения:

$$\ddot{s}_i = \frac{V_{i+1}^{max2} - V_i^{max2}}{2 \cdot (s_{i+1} - s_i)}, \quad (31)$$

где  $V_i^{max}, V_{i+1}^{max}$  – верхние оценки скорости движения ГМ для  $i$ -ого и  $i+1$  элементарного участка пути;  $s_i, s_{i+1}$  – путевые координаты  $i$ -ого и  $i+1$  элементарного участка пути;

На следующем этапе учитываются ограничения на ускорения машины: максимальное ускорение и замедление ГМ, ограниченное возможностями ЭМТ, тормозной системой и сцепными свойствами опорной поверхности; продольное ускорение, ограниченное физиологическими возможностями человека ( $a_x^{max} = 0,2g$ ). Для ГМ (характеристики в Таблице 1) проводились отдельные исследования с наличием и отсутствием ограничений ускорений, связанных с нахождением на борту экипажа ( $a_x^{max} = 0,2g, a_y^{max} = 0,1g$ ). Полученные средние скорости движения по маршруту для различных ЭМТ представлены в Таблице 4.

Таблица 4.

Средние скорости движения исследуемой ГМ при отсутствии и при наличии ограничений поперечных и продольных ускорений связанных с физиологическими возможностями экипажа.

	При отсутствии ограничений	При наличии ограничений
МПП БП	39,39 км/ч	22,5 км/ч
МПП РП	36,37 км/ч	22,38 км/ч
МПП СП	38,85 км/ч	22,5 км/ч

Необходимо отметить различие в средних скоростях движения ГМ оснащенных исследуемыми схемами трансмиссии в случае отсутствия ограничений, связанных с физиологическими возможностями экипажа. Избыточная тяговооруженность, полученная в соответствии с методом определения характеристик ЭМ (Глава 3) в случае бортовой схемы привода, позволяет обеспечить максимальную среднюю скорость движения. МПП РП обеспечивает наименьший уровень средней скорости. В случае учета ограничений на ускорения, связанных с физиологическими возможностями экипажа, разница в средней скорости между рассматриваемыми схемами трансмиссий практически отсутствует.

Полученные при использовании модели нагрузочные характеристики электромашин использовались для выделения требуемого длительного и кратковременного режима их работы (Рис. 21).

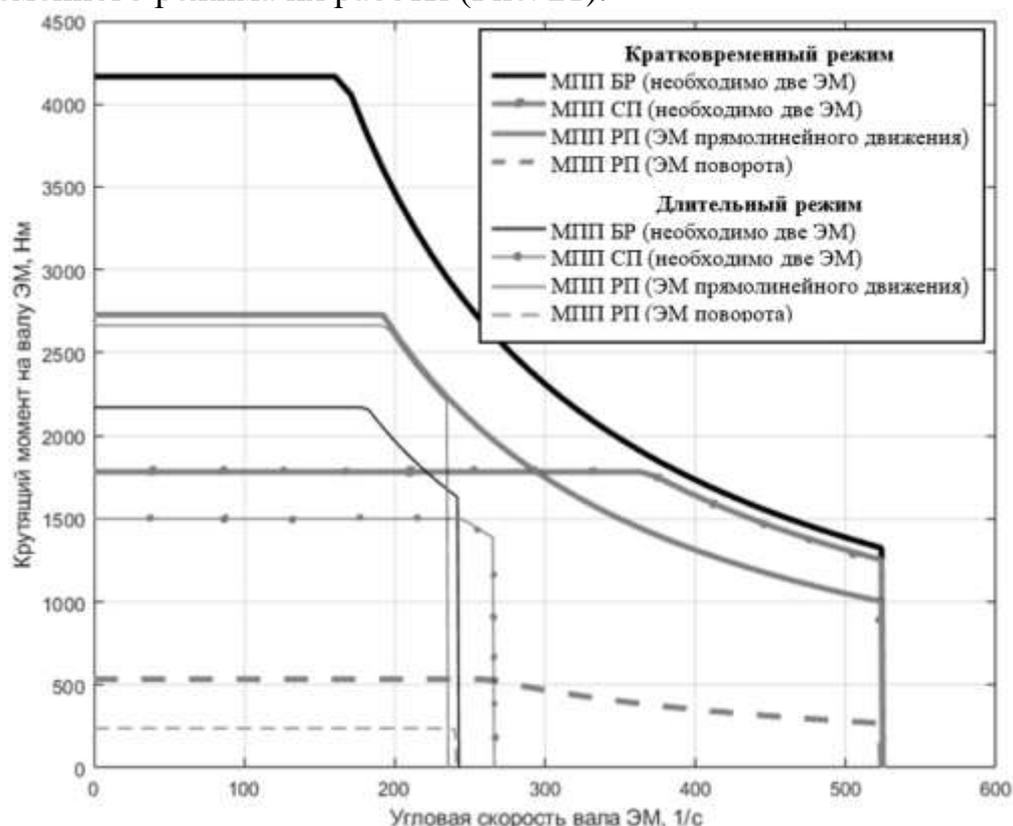


Рис. 21. Потребные характеристики ЭМ в длительных и кратковременных режимах работы для различных типов ЭМТ в случае наличия ограничений на ускорения, связанных с физиологическими возможностями человека

Полученные данные позволяют сделать вывод, что в случае МПП РП почти отсутствует необходимость в перегрузочной способности ЭМ, что говорит о наиболее полном использовании электромашин. То есть в данном случае не потребуется использования переразмеренных электрического преобразователя и накопителя.

Высокое быстродействие модели позволило провести исследования движения по трассе ГМ, отличающихся длиной базы и наличием экипажа (а точнее, связанных с этим ограничений ускорений). Результаты расчетов представлены на Рис. 22 и 23.

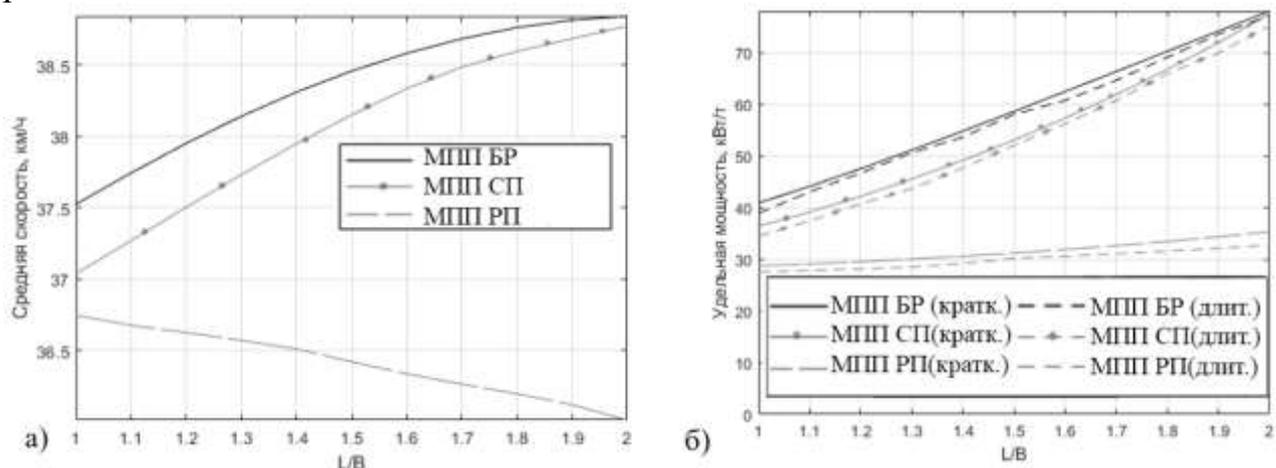


Рис. 22. Результаты определения потребных характеристик ЭМ при отсутствии экипажа, обеспечивающих заданный уровень подвижности ГМ: а) зависимость средней скорости от L/V; б) зависимость суммарной удельной мощности от L/V

Таким образом подтверждается минимальная необходимая мощность в случае МПП РП. Меньшая средняя скорость при этом объясняется недостатком мощности ЭМ для выполнения интенсивного разгона.

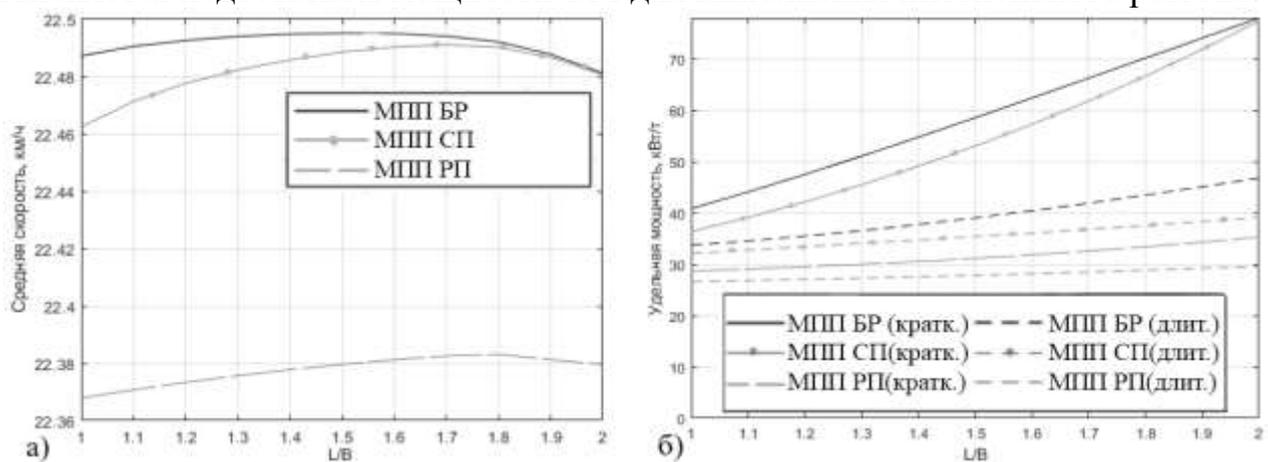


Рис. 23. Результаты определения потребных характеристик ЭМ при наличии экипажа, обеспечивающих заданный уровень подвижности ГМ: а) зависимость средней скорости от L/V; б) зависимость суммарной удельной мощности от L/V

Как видно в случае применения ЭМ, обладающих большой перегрузочной способностью по мощности, допустимо значительно снизить массогабаритные параметры ЭМТ. Одинаковый уровень средней скорости при наличии ограничений ускорений, связанных с физиологическими возможностями

экипажа позволяет сравнить затраченную при движении по маршруту энергию для рассматриваемых схем МПП (Рис. 24).

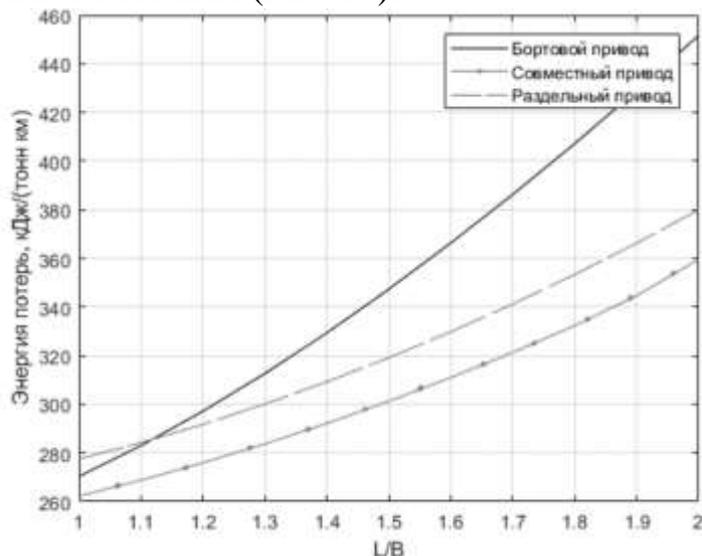


Рис. 24. Зависимость удельных потерь энергии в трансмиссии ГМ от отношения  $L/B$  для различных типов МПП

Полученные в результате исследования данные (Главы 3 и 5) позволяют сделать вывод о применимости схем МПП для ГМ с различными параметрами ходовой части и требованиями к возможностям скоростного маневрирования (Таблица 5). Рекомендации могут быть скорректированы в случае необходимости обеспечения большей энергоэффективности или компактности ЭМТ.

Таблица 5.

Рекомендации по применению схемных решений организации МПП для различных типов ГМ

	Малые требования по быстроходности	Средние требования по быстроходности	Высокие требования по быстроходности
Малые $L/B$ [1..1,2]	Бортовой привод	Совместный привод на прямолинейное движение и поворот	Совместный привод на прямолинейное движение и поворот
Средние $L/B$ [1,3..1,6]	Совместный привод на прямолинейное движение и поворот	Совместный привод на прямолинейное движение и поворот	Раздельный привод на прямолинейное движение и поворот
Большие $L/B$ [1,7..2]	Раздельный привод на прямолинейное движение и поворот	Раздельный привод на прямолинейное движение и поворот	Раздельный привод на прямолинейное движение и поворот

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Доказана целесообразность применения трех вариантов симметричных кинематических схем МПП ГМ с двумя тяговыми ЭМ: схемы с бортовым приводом ведущих колес (МПП БП), схемы с раздельным приводом на прямолинейное движение и поворот (МПП РП), схемы с совместным приводом на прямолинейное движение и поворот (МПП СП).

2. Для обоснованного выбора характеристик электромашин МПП СП используется параметр  $\alpha$ , который определяет во сколько раз меньшую разницу моментов между ЭМ нужно создать по сравнению с разницей потребных моментов на ведущих колесах, или во сколько раз большую разницу угловых скоростей роторов ЭМ необходимо обеспечить по сравнению с разницей скоростей ведущих колес для обеспечения поворота машины. Выбирая  $\alpha$  можно обеспечить снижение потребного момента электромашин за счет увеличения их частот вращения. По критерию минимальной суммарной мощности ЭМ определено оптимальное значение параметра  $\alpha = 6,7$  и обеспечивающая его кинематическая схема МПП.

3. Установлено что применение классических аналитических зависимостей тягового расчета поворота ГМ ограничивается низкой точностью определения коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  и коэффициента  $k_R$ , отражающего взаимосвязь фактического  $R_f$  и теоретического  $R_t$  радиусов поворота ( $R_f = k_R \cdot \frac{L}{B} \cdot R_t$ ). Закономерность изменения этих коэффициентов от режимов и условий движения, а также геометрических параметров ГМ аппроксимирована нейронной сетью, обучение которой производилось с использованием стационарной модели поворота. Обосновано применение выбранной архитектуры нейронной сети и подтверждена эффективность подхода (классический тяговый расчет с уточненным определением коэффициентов  $\mu$  и  $k_R$  показал результат идентичный результатам стационарной модели поворота ГМ).

4. Предложен метод определения механических характеристик тяговых ЭМ для различных типов МПП, основанный на анализе характерных расчетных случаев движения машин. Эти режимы движения сформированы на основании статистических данных по кривизне и сопротивлению движению ГМ, а также наиболее тяжелых расчетных случаев, используемых для тягового расчета. Данный метод позволяет получить механическую характеристику ЭМ необходимую для обеспечения заданного уровня быстроходности.

5. Проведена оценка эффективности применения рассматриваемых схем ЭМТ ГМ в зависимости от L/B. Получено, что для ГМ способных двигаться на скорости близкой к предельной по заносу ( $V = 0,8V_3$ ), суммарная мощность и установочная мощность электромашин минимальны в случае схемы с отдельным приводом на прямолинейное движение и поворот. При этом удельная мощность ЭМ почти вдвое меньше, чем у МПП БП и МПП СП. Суммарные установочные мощности в случае отдельного и совместного привода на прямолинейное движения и поворот близки, что говорит о практически равных массогабаритных параметрах таких ЭМТ. При уменьшении длины опорной ветви гусеницы и снижении требований к быстроходности ГМ ( $V = 0,5V_3$ ) преимущество МПП РП снижается, что делает эффективным применение других двух схем, более простых конструктивно.

6. В ходе натурных испытаний (объект испытаний массой 154 кг, L/B = 1,38) по верификации математической модели взаимодействия гусеничного

двигателя с опорной поверхностью получено, что среднее/максимальное по модулю абсолютное отклонение экспериментальных данных от формулы А.О. Никитина составляет 0,041/0,071. Сравнение с математической моделью стационарного поворота показало абсолютные отклонения 0,0267/0,0535. Полученные данные позволяют заключить, что формула А.О. Никитина и результаты, получаемые с использованием разработанной модели стационарного поворота ГМ, достаточно близки к экспериментальным данным, однако во втором случае отклонения меньше. Это подтверждает обоснованность применения разработанной модели для уточнения зависимости коэффициента сопротивления повороту от параметров движения ГМ. Таким образом, математическую модель взаимодействия гусеницы с опорной поверхностью следует считать верифицированной.

7. В ходе натурных испытаний (объект испытаний массой 11086 кг,  $L/V = 1,17$ ) по верификации зависимости, описывающей взаимосвязь между фактическим и теоретическим радиусами поворота ГМ установлено, что среднее коэффициента  $k_R$  составило 1,222. При этом в рамках исследования получено, что для наиболее распространенных геометрических параметров ГМ величину  $k_R$  можно приближенно принять равной 1,3. Таким образом, предложенная зависимость, описывающую связь между фактическими и теоретическими радиусами поворота, хорошо согласуется с экспериментальными данными и ее можно считать верифицированной.

8. Предложен метод получения нагрузочных характеристик ЭМ, работающих для рассматриваемых схем ЭМТ. Метод основан на получении нагрузочных характеристик электромашин при поддержании заданного скоростного режима движения, полученного с применением квазистационарной модели движения ГМ. Метод позволяет выделить на механической характеристике электромашин области длительного и кратковременного режимов работы и таким образом сформировать требования к приводу и системе охлаждения.

9. В ходе вычислительных экспериментов (ГМ с  $L/V = 1,778$ ) установлено, выбранные характеристики ЭМ на совокупности дорожных условий позволяют обеспечить следующие значения средних скоростей движения: в случае бортового привода ВК – 39,39 км/ч, отдельного привода на прямолинейное движение и поворот – 36,37 км/ч, совместного привода на прямолинейное движение и поворот – 38,85 км/ч. Низкий уровень средней скорости для МПП РП обусловлен недостатком мощности ЭМ, обеспечивающей прямолинейное движение для выполнения интенсивного разгона и торможения. Вместе с тем, ЭМ поворота используется крайне слабо, то есть требуется маломощный двигатель способный кратковременно развивать большую мощность (с большой перегрузочной способностью).

10. Получено, что схема МПП СП позволяет обеспечить наименьшие потери энергии. В случае бортового привода ВК потери максимальны вследствие переразмеренности ЭМ и двойного преобразования энергии при рекуперативном торможении отстающего борта (механическая → электрическая →

механическая). Схема МПП РП имеет наименьшие электрические, но наибольшие механические потери мощности;

11. Установлена зависимость потерь энергии от схемы ЭМТ и отношения  $L/B$ . Представленный в работе анализ кинематических схем позволяет сформировать следующие рекомендации по целесообразности их применения на ГМ различных типов:

- Бортовой привод ведущих колес рационально применять (за счет простоты реализации и малых механических потерь) только в случае ГМ с малым  $L/B = [1..1,2]$  и не предполагающих высоких средних скоростей движения.

- Раздельный привод на прямолинейное движение и поворот актуален в случае ГМ с большим  $L/B = [1,7..2]$ . В случае необходимости увеличения средних скоростей мощность двигателя прямолинейного движения должна быть увеличена (выбор мощности должен осуществляться из возможности обеспечения интенсивных ускорений и замедлений ГМ).

- Совместный привод на прямолинейное движение и поворот эффективен для машин со средними значениями  $L/B = [1,3..1,6]$  обеспечивающих средние показатели по скорости движения. Указанный тип привода актуален для широкого класса машин за счет низких потерь энергии в трансмиссии.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ**

1. Стадухин А.А., Сарач Е.Б. Перспективы применения тягового электропривода на гусеничных машинах // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 10 (22). С. 49–56 (0,8 п.л/0,4 п.л.).

2. Определение характеристик гусеничного шасси с линейным тяговым электродвигателем/ А.А. Стадухин [и др.] // Труды НАМИ. 2015. №261. С. 118-131 (1,5 п.л/1,0 п.л.).

3. Котиев Г.О., Мирошниченко А.В., Стадухин А.А. Определение скоростных диапазонов многоцелевых колесных и гусеничных машин с электромеханической трансмиссией // Труды НАМИ. 2017. № 3 (270). С. 51–55 (0,46 п.л/0,2 п.л.).

4. Определение характеристик трансмиссий колёсных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колес / А.А. Стадухин [и др.] // Труды НАМИ. 2019. № 3 (278). С. 22 – 35 (1,6 п.л/0,4 п.л.).

5. Методика определения параметров электромеханической трансмиссии промышленного трактора / А.А. Стадухин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2019. №5. С. 21–31 (1,2 п.л/0,5 п.л.).

6. Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В., Стадухин А.А. Моделирование реализаций случайных функций характеристик дорожно-грунтовых условий при исследовании динамики колесных и гусеничных машин на этапе проектирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2019. №3 (41). С. 36-46. DOI: 10.31992/2074-0530-2019-41-3-36-46 (1,2 п.л/0,5 п.л.).

7. Падалкин Б. В., Стадухин А.А Выбор параметров трёхпоточной параллельной электромеханической трансмиссии гусеничной машины. //

Известия МГТУ «МАМИ». 2019. №1 (39). С. 46-52. DOI: 10.31992/2074-0530-2019-39-1-46-52 (0,8 п.л/0,4 п.л.).

8. Метод оценки эффективности применения электромеханических трансмиссий транспортных средств на этапе проектирования / А.А. Стадухин [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. №2 (44). С. 58 – 67. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-44-2-58-68 (1 п.л/0,3 п.л.).

9. Сравнительный анализ схем электромеханических трансмиссий гусеничных машин с двумя тяговыми электродвигателями. Часть 1 / А.А. Стадухин [и др.] // Труды НАМИ. 2020. № 2 (281). С. 14-24 (1,16 п.л/0,5 п.л.).

10. Сравнительный анализ схем электромеханических трансмиссий гусеничных машин с двумя тяговыми электродвигателями. Часть 2 / А.А. Стадухин [и др.] // Труды НАМИ. 2020. № 3 (282). С. 14-23. (1 п.л/0,5 п.л.).

11. Стадухин А.А. Тяговый линейный электродвигатель быстроходного гусеничного шасси // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технические машины и комплексы / Под ред. Ю.В. Гуляева. 2006. Т. 19. С. 202–207. (0,6 п.л.).

12. Стадухин А.А. Определение взаимосвязи между теоретическим и фактическим радиусом поворота гусеничной машины с помощью математического моделирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. №4 (46). С. 80 – 91. (1,4 п.л.).

13. Стадухин А.А. Исследование границ применимости классического тягового расчета поворота гусеничной машины и метод его уточнения с применением нейронной сети// Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №4(131). С. 127 – 140. DOI: 10.46960/1810-210X\_2020\_4\_127 (1,8 п.л.).

14. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels / А.А. Stadukhin [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. 2019. Volume 1177, Issue 1. №012058. (0,9 п.л/0,3 п.л.).

15. A method for selecting parameters of the electromechanical transmission of an industrial tractor / А.А. Stadukhin [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. №820. DOI:10.1088/1757-899X/820/1/012032. (1,2 п.л/0,4 п.л.).

16. A theoretical study on the high-speed electric tracked vehicle mobility / А.А. Stadukhin [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. №820. DOI:10.1088/1757-899X/820/1/012012. (1,2 п.л/0,4 п.л.).