

Научная статья

УДК 623.437.3.093; 629.1.032.001; 629.36

doi: 10.28983/asj.y2023i7pp136-142

Перспективная электромеханическая трансмиссия для активного прицепа-ропуса

Роман Юрьевич Добрецов¹, Сергей Александрович Войнаш², Рамиль Равильевич Загидуллин²,
Виктория Александровна Соколова³, Роман Сергеевич Тимохов⁴, Сергей Александрович Король⁴

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия.

²Казанский федеральный университет, г. Казань, Россия.

³Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна, г. Санкт-Петербург, Россия.

⁴Ухтинский государственный технический университет, г. Ухта, Россия.

e-mail: sergey_voi@mail.ru

Аннотация. Рассмотрены вопросы особенностей использования активных прицепов в составе автопоездов лесных машин. Предложены принципы построения структурной схемы, определения внешних параметров и синтеза кинематических схем механической части электромеханической трансмиссии активного прицепа. Приведен вариант кинематической схемы механизма распределения мощности. Предложена технология управления подобными механизмами. Показаны пути реализации проекта.

Ключевые слова: лесные машины; тяговый электродвигатель; механизм распределения мощности; коробка диапазонов.

Для цитирования: Добрецов Р. Ю., Войнаш С. А., Загидуллин Р. Р., Соколова В. А., Тимохов Р. С., Король С. А. Перспективная электромеханическая трансмиссия для активного прицепа-ропуса // Аграрный научный журнал. 2023. № 7. С. 136–142. [http: 10.28983/asj.y2023i7pp136-142](http://10.28983/asj.y2023i7pp136-142).

AGRICULTURAL ENGINEERING

Original article

Electromechanical transmission for active release trailer

Roman Yu. Dobretsov¹, Sergey A. Voinash², Ramil R. Zagidullin², Victoria A. Sokolova³, Roman S. Timokhov⁴,
Sergey A., Korol⁴

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia.

²Kazan Federal University, Kazan, Russia.

³St. Petersburg State University of Industrial Technologies and Design, St. Petersburg, Russia.

⁴Ukhta State Technical University, Ukhta, Russia.

e-mail: sergey_voi@mail.ru

Abstract. The issues of the features of the use of active trailers as part of road trains of forest machines are considered. The principles of constructing a block diagram, determining external parameters and synthesizing kinematic diagrams of the mechanical part of the electromechanical transmission of an active trailer are proposed. A variant of the kinematic scheme of the power distribution mechanism is given. A technology for controlling such mechanisms is proposed. The ways of project realization are shown.

Keywords: forest machines; traction motor; power distribution mechanism; range box.

For citation: Dobretsov R. Yu., Voinash S. A., Zagidullin R. R., Sokolova V. A., Timokhov R. S., Korol S. A. Electromechanical transmission for active release trailer // Agrarnyy nauchnyy zhurnal = The Agrarian Scientific Journal. 2023;(7):136–142. (In Russ.). [http: 10.28983/asj.y2023i7pp136-142](http://10.28983/asj.y2023i7pp136-142).

Введение. Отраслевая статистика показывает, что для лесотранспортных машин характерен широкий диапазон изменения сопротивления движению, примерно 40 % времени занимает холостой ход (движение без полезной нагрузки (см., например, данные, приведенные в монографии [1] и др. УГИХ публикациях ее авторов).

С точки зрения снижения энергозатрат при вывозе леса, методам трелевки и использованию скиддеров следует по возможности предпочитать применение форвардеров различных конструкций. С экономической точки зрения во многих случаях целесообразна эксплуатация в таком ка-





честве грузового автомобиля в составе автопоезда с прицепом-ропуском. Для прицепа-ропуса характерно наличие одной или двух ведомых осей, а конструкция часто позволяет изменять длину прицепа. Обзор современных технических решений по вопросу обеспечения транспортировке леса приведен, например, в [2].

Существенным недостатком прицепа-ропуса является недоиспользование сцепного веса загруженного автопоезда, так как прицепы этого типа традиционно являются пассивными.

В СССР создавались и испытывались автопоезда с активным прицепным звеном и различными вариантами привода колес прицепа. Механическая трансмиссия оказалась излишне сложной и дорогостоящей, а электромеханическая – тяжелой, габаритной и ненадежной. Существует и вариант использования объемной гидромеханической трансмиссии для привода колес прицепа, но его следует рассматривать, как слишком дорогой. Активные прицепы изначально рассматривались, как объект, предназначенный преимущественно для оборонной отрасли. Поэтому, когда военные отдали предпочтение полноприводным многоосным монокорпусным машинам, интерес к активным прицепам снизился и в лесной промышленности распространения они не получили. Активный прицеп с механической трансмиссией используется, как звено серийно выпускаемого в России сочлененного гусеничного транспортера серии ДТ.

Современный уровень электроники и электротехники позволяет вернуться к вопросу о внедрении активного прицепа в состав автопоезда с целью улучшения эксплуатационных характеристик (управляемость, устойчивость движения, маневренность, проходимость, топливная экономичность).

Актуальными задачами становятся определение структуры электромеханической трансмиссии, внешних параметров входящих в нее агрегатов, принципов управления ими. В качестве базовой модели предлагается рассматривать активный прицеп с одним мостом.

Методика исследований. В основе работы лежит анализ статистики режимов эксплуатации лесных машин и перспективных подходов к управлению распределением мощности в трансмиссиях транспортных и транспортно-технологических платформ. Основные положения работы базируются на подходах теории машин и механизмов, теории движения транспортных машин, принципах использования современных вычислительных технологий.

Результаты исследований. Вне зависимости от конструктивных решений по организации привода колес активного прицепа принципиально важно обеспечить безопасность движения автопоезда. Особенностью автопоезда с активным прицепом является требование недопущения набегания прицепа на тягач, что может спровоцировать потерю устойчивости и складывание автопоезда. Сила тяги на сцепном устройстве тягача на всех режимах работы должна быть положительной (теоретически, может быть нулевой).

Для обеспечения минимально положительной силы тяги на сцепном устройстве тягача ведущие колеса активного прицепа должны работать в режиме, близком к нейтральному (случай, когда сила, приложенная к оси колеса, компенсируется крутящим моментом, подведенным к колесу, см., например, публикацию [3]). Непосредственное измерение продольной силы на сцепном устройстве серийно выпускаемого тягача представляет некоторую техническую трудность и ведет к увеличению себестоимости автопоезда. Но в настоящее время возможно, используя информацию о значении нормальной реакции для тягача и загрузке его двигателя, при известной действительной скорости движения, расчетным путем оценить потребную силу тяги на колесах активного прицепа. Работы в этом направлении успешно ведутся в Высшей школе транспорта в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого.

Современные двигатели внутреннего сгорания обеспечивают наибольшую экономичность при реализации максимального крутящего момента. Использование принципа электромеханического привода ведущих колес прицепа позволит реализовать запасание энергии в бортовых электрических накопителях, когда шасси движется без полезной нагрузки, и отдачу этой энергии в режиме активного прицепа. При этом подразумевается увеличение мощности генератора, устанавливаемого на тягаче, и необходимость в установке на прицепе бортового накопителя энергии.

При самопередвижении машины избыток мощности силовой установки, запасаемой в бортовом накопителе энергии, может быть в первом приближении оценен по зависимости:



$$N_H = N_M - (N_\psi + N_w), \quad (1)$$

где N_M – мощность двигателя при максимальном крутящем моменте, N_ψ – мощность сопротивления движению (без учета аэродинамики), N_w – мощность аэродинамической составляющей. Дополнительная информация для оценки мощностного баланса мобильного шасси приведена, например, в публикации [3]. Основные возможности современных отечественных накопителей энергии приведены, например, в [4, 5].

Обзор и анализ перспектив использования различных стратегий организации электромеханического привода ведущих колес мобильных платформ выполнен в [6]. Применение мотор-колес сопровождается ростом суммарной массы электродвигателей и необходимых промежуточных редукторов (коробок диапазонов) по сравнению с принципом использования центрального электродвигателя. Для быстроходных шасси использование мотор-колес негативно сказывается на увеличении неподрессоренных масс. Но в ряде частных случаев концепция мотор-колес может быть востребована. Для транспортно-технологических шасси этот вопрос детально рассмотрен, например, в [7]. В настоящее время схеме «мотор-колесо» предпочитают вариант «мотор-полуось», когда ТЭД размещается на раме или несущем кузове и связывается с колесом полуосью посредством шарниров равных угловых скоростей. При увеличении себестоимости конструкции преимуществами являются снижение неподрессоренных масс, снижение требований к компактности ТЭД и работающего с ним редуктора, улучшение условий охлаждения ТЭД.

Принципиально общим для работ [6] и [7] является тезис: для снижения установочной мощности электродвигателя необходимо использовать хотя бы двухрежимную последовательно с ним включенную механическую коробку диапазонов, в которой первая передача отвечает за реализацию максимальной необходимой силы тяги, а вторая – за достижение максимальной заданной заказчиком скорости.

Передаточные отношения режимов определяются зависимостями [6]:

$$u_{ТЭД1} = (P \cdot r_{ВК} / (u_{тр} \cdot \eta_{тр})) / (M_{ТЭД} \cdot \eta_p); \quad (2)$$

$$u_{ТЭД2} = (\psi \cdot G \cdot r_{ВК} / (u_{тр} \cdot \eta_{тр})) / (M_{ТЭД} \cdot \eta_p); \quad (3)$$

где ψ – коэффициент сопротивления движению; G – сцепной вес; $u_{тр}$, $\eta_{тр}$ – передаточное отношение и КПД трансмиссии в рассматриваемой ветви; η_p – КПД редуктора.

Наибольшими перспективами в плане снижения энергозатрат на передвижение обладает (см. работу [6] и др.) принцип использования центрального электродвигателя с последовательно установленной коробкой диапазонов и управляемыми межосевыми механизмами распределения мощности.

Конкурентоспособными представляются в этом случае две базовые схемы механизма: симметричный блокируемый дифференциал и управляемый механизм распределения мощности.

В первом случае дифференциальный принцип равномерного распределения крутящего момента позволяет выровнять крутящий момент между осями, а при необходимости использование блокировки позволит эффективно преодолеть прямолинейный участок маршрута с экстремальными условиями сопротивления движению. Данный принцип достаточно широко используется на шасси высокой проходимости. Вопросы теории и проектирования симметричных дифференциалов изложены в достаточном объеме, например, в [8]. В отечественном транспортном машиностроении самоблокирующиеся дифференциалы распространения не получили, но симметричные дифференциалы с принудительной блокировкой внедряются в серию, например, на Петербургском тракторном заводе.

Во втором случае межосевой механизм распределения мощности работает, как простой (симметричный) дифференциал до тех пор, пока не возникает необходимости принудительного перераспределения крутящих моментов между бортами. Например, при входе в поворот с малым радиусом, угрозе заноса или существенном рассогласовании в несущей способности грунта под колесами бортов. Близким аналогом такой системы является система динамической стабилизации, активно используемая за рубежом на легковых автомобилях. В составе такой

системы работают серийно выпускаемые управляемые межколесные дифференциалы *ZF Vector Drive*, *AYC* и др.

В [9] рассмотрен вопрос о выборе внешних параметров подобного механизма распределения мощности. В основе лежит необходимость согласования кинематического радиуса поворота тягача и силового радиуса поворота для прицепа (рис. 1). Особенностью рассматриваемой схемы является дополнительная степень свободы, позволяющая мосту прицепа-ропуска разворачиваться относительно платформы с грузом. Для пассивного прицепа угол разворота будет определяться тяговой силой и внешними сопротивлениями. Для активного прицепа углом разворота можно управлять кинематическим или силовым способом. Это открывает возможности увеличения маневренности на малых скоростях и поперечной устойчивости по заносу на относительно больших скоростях движения.

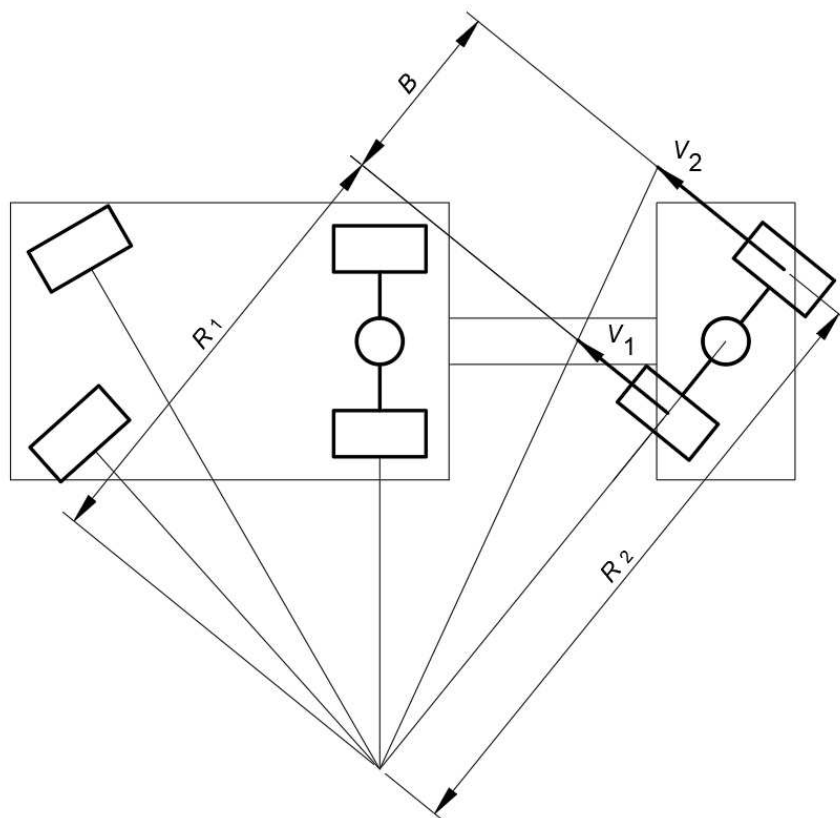


Рис. 1. Расчетная схема поворота тягача с активным одноосным прицепом-ропуском:
 $R_{1,2}$ и $V_{1,2}$ – теоретические радиусы поворота и теоретические линейные скорости внутреннего и наружного бортов прицепа; B – база прицепа

Рис. 1 иллюстрирует простые соотношения, связывающие основные параметры движения прицепа:

$R_2 = R_1 + B$ (здесь $R_{1,2}$ – теоретические радиусы поворота внутреннего (отстающего) и внешнего (забегающего) бортов, определенные без буксования и юза; B – колея прицепа);

$u = V_2/V_1 = R_2/R_1$ (здесь u – кинематическое межбортное передаточное отношение; $V_{1,2}$ – теоретические линейные скорости внутреннего (отстающего) и внешнего (забегающего) бортов, определенные без буксования и юза).

Действительные радиусы и скорости отличаются от теоретических из-за влияния буксования и юза, но в данном случае это не принципиально. Необходимые поправки при расчетах можно ввести, используя традиционные методы теории движения колесных и гусеничных машин (см., например, [3]).

Используя рис. 1, удобно ввести теоретический радиус поворота прицепа:

$$R = (R_2 + R_1) / 2$$

и относительный теоретический радиус поворота прицепа:

$$\rho = R/B.$$



Используя эти понятия, можно применить зависимости, характерные для работы [10]:

$$\rho = 0,5 (u+1) / (u-1) \text{ и } u = (\rho+0,5) / (\rho-0,5).$$

Следовательно, зная целесообразный с точки зрения условий эксплуатации диапазон относительных радиусов поворота, можно оценить потребное кинематическое передаточное отношение и перейти к задаче синтеза возможных кинематических схем межколесных механизмов распределения мощности. Подобный вопрос рассмотрен, например, в работе [11], и подходы, обозначенные в данной статье, можно эффективно использовать в рассматриваемом случае.

Для транспортных и транспортно-технологических машин характерно значение минимального относительного радиуса поворота в диапазоне 3...4 (см., например, источник [12]).

Например, значению $\rho = 2,78$ соответствует межбортное передаточное отношение $u = 1,44$.

На рис. 2 приведен пример кинематической схемы управляемого межколесного механизма распределения мощности (МРМ), реализующего заданное межбортное передаточное отношение. Данное техническое решение защищено патентом РФ [13].

Механизм с кинематическим параметром $k_0 = 2$ функционально аналогичен простому (симметричному) дифференциалу.

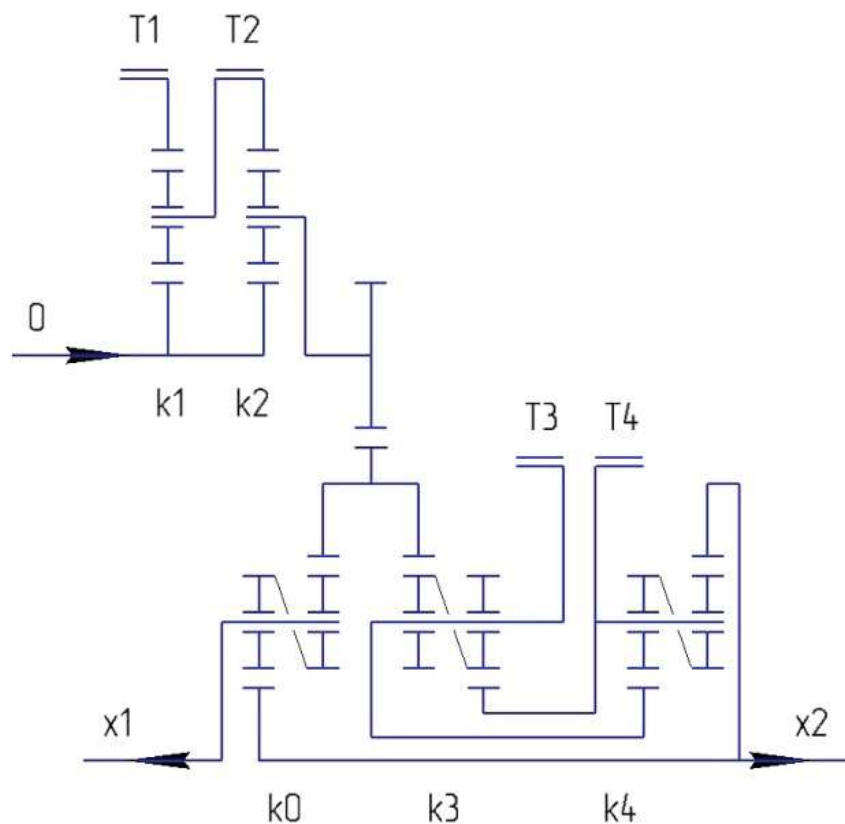


Рис. 2. Вариант упрощенной кинематической схемы управляемого межколесного механизма распределения мощности: 0, x1 и x2 – ведущее и ведомые звенья; T1...4 и C0,1 – тормоза и муфты; k0,3,4 – внутренние передаточные отношения планетарных механизмов [13]

Механизм с кинематическим параметром k_0^* выполняет функцию повышающего редуктора и вводится в схему для снижения радиального габарита устройства.

Механизмы с кинематическими параметрами k_3 и k_4 используются для управления распределением мощности между бортами прицепа.

Элементами управления являются дисковые тормоза и электромеханическим или гидромеханическим приводом. Рабочие тормоза и колесные редукторы на рис. 2 условно не показаны.

Режимы работы МПП приведены в таблице.

Конкретные значения $k_3 = 2,05$ и $k_4 = 2,37$ предложены для минимального относительного радиуса поворота платформы $\rho = 2,78$.

Для обеспечения плавного изменения радиуса поворота в пределах от бесконечности (прямое движение) до минимального, обусловленного кинематикой механизма распределе-



Режим	Состояние МРМ
Стоянка	МРМ заблокирован одновременным включением тормоза T_0 и муфты C_0 . Такой режим работы нецелесообразно использовать для рабочего торможения (за исключением аварийного случая), его предполагается использовать в качестве стояночного тормоза
Нейтраль	Отключены все элементы управления. Режим предназначен для буксировки шасси
Прямолинейное движение	Включен блокирующий фрикцион C_0 . Обеспечивается дифференциальная связь между бортами. Прямолинейное движение будет неустойчивым
Поворот с промежуточным радиусом	Включен блокирующий фрикцион C_0 . Тормоз T_3 или T_4 (в зависимости от направления поворота) работает в режиме буксования
Поворот с расчетным радиусом	Включен блокирующий фрикцион C_0 . Тормоз T_3 или T_4 (в зависимости от направления поворота) включен полностью (буксование отсутствует)

ния мощности, целесообразно применять принцип контролируемого буксования пакетов дисков фрикционных элементов управления (см., например, статьи [14,15]). Особенностью такой системы управления является наличие обратной связи по угловой скорости поворота (может использоваться гироскопический датчик угловой скорости или обрабатываться информация от датчиков частоты вращения полуосей моста). Потребные рабочие частоты привода находятся в пределах 5–15 Гц (повышение частоты желательно, но не обязательно в базовом варианте системы). Привод может быть гидравлическим или электромеханическим.

Реализация рассмотренных выше принципов в реальном времени затруднительна без апробированной технологической базы. Однако, технологии расчета и конструирования планетарных редукторов, работающих с дисковыми фрикционными элементами управления с гидравлическим и гидромеханическим приводом успешно апробированы в отечественном машиностроении (см., например, публикации [14, 16]).

Заключение. Наибольшими перспективами в вопросе повышения проходимости и улучшения маневренности лесовоза с прицепом-ропуском обладает конструкция с электромеханической трансмиссией и управляемым механизмом распределения мощности.

На основе рассмотренной методики может быть построено семейство схем электромеханических трансмиссий.

В отечественном транспортном машиностроении апробированы методики проектирования и производства необходимых деталей и узлов и представляется возможным наладить изготовление рассмотренных трансмиссий с большим процентом локализации производства компонент внутри РФ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кочнев А.М. Рабочие режимы отечественных колесных трелевочных тракторов. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 520 с.
2. Шегельман И.Р., Скрыпник В.И., Галактионов О.Н. Техническое оснащение современных лесозаготовок. СПб.: Профи-Информ, 2005. 344 с.
3. Павлов В.В., Кувшинов В.В. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин: учебник по специальности «Многоцелевые гусеничные и колесные машины». Чебоксары. 2011. 424 с.
4. Козлов М.А., Наумов А.Ф., Харанжевский Е.В. Комбинированные накопители мощности и энергии нового поколения // Разработка и использование электрических трансмиссий для образцов вооружения и военной техники (ОАО «ВНИИТрансмаш»): сб. статей научно-практической конференции, 20 октября 2016 г. СПб., 2016. С.140–146.
5. Ильюкевич К.В., Сибиряков Р.В. Перспективы применения литий-ионных аккумуляторных батарей в составе электрических трансмиссий // Разработка и использование электрических трансмиссий для образцов вооружения и военной техники (ОАО «ВНИИТрансмаш»): сб. статей научно-практической конференции, 20 октября 2016 г. СПб., 2016. С.147–150.
6. Поршнев Г.П., Добрецов Р.Ю., Красильников А.А. Трансмиссия с электромеханической передачей для тракторов и дорожно-строительных машин // Известия МГТУ МАМИ. 2020. №2 (44). С. 33–41.





7. Яковлев А.И. Конструкция и расчет электромотор-колес. М.: Машиностроение, 1970. 240 с.
8. Андреев А.В., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. М.: Машиностроение, 1987. 176 с.
9. Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю. К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ // Автомобильная промышленность. 2014. № 9. С. 12–14.
10. Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: учеб. пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». СПб., 2013. 90 с.
11. Шеломов В.Б. Проектирование наземных транспортно-технологических машин. Планетарные коробки передач. СПб., 2019. 31 с.
12. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.Н., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник для вузов / под ред. проф. Н. А. Носова. Л., 1972. 560 с.
13. Пат. 2763002 РФ, МПК В60К 17/35, F16H 48/30, F16H 37/08. Механизм распределения мощности в трансмиссии транспортного средства / Добрецов Р.Ю. и др.; патентообладатель Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семенов. №2021124995; заявл. 23.08.2021; опубл. 24.12.2021. Бюл. № 36.
14. Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю., Русинов Р.В. О возможности применения гидравлического привода в механизме распределения мощности // Вестник ААИ. 2016. №5 (100). С. 30–32.
15. Демидов Н.Н., Добрецов Р.Ю., Медведев М.С. Фрикционные механизмы поворота в двухпоточных трансмиссиях транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2019. №1. С. 60–69.
16. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. М., 2003. 335 с.

REFERENCES

1. Kochnev A.M. Operating modes of domestic wheel skidders. St. Petersburg, 2008. 520 p. (In Russ.).
2. Shegelman I.R., Skrypnik V.I., Galaktionov O.N. Technical equipment of modern logging. St. Petersburg, 2005. 344 p. (In Russ.).
3. Pavlov V.V., Kuvshinov V.V. Theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles: textbook on the specialty «Multi-purpose tracked and wheeled vehicles». Cheboksary, 2011. 424 p. (In Russ.).
4. Kozlov M.A., Naumov A.F., Kharanzhevsky E.V. Combined power and energy storage devices of a new generation. *Development and use of electric transmissions for weapons and military equipment (OAO VNITransmash)*. St. Petersburg, 2016: 140–146. (In Russ.).
5. Ilyukovich K.V., Sibiryakov R.V. Prospects for the use of lithium-ion batteries as part of electric transmissions *Development and use of electric transmissions for weapons and military equipment (OAO VNITransmash)*. St. Petersburg, 2016: 147–150. (In Russ.).
6. Porshnev G.P., Dobretsov R.Yu., Krasilnikov A.A. Transmission with electromechanical transmission for tractors and road-building machines. *Izvestiya MSTU MAMI*. 2020; 2 (44): 33–41. (In Russ.).
7. Yakovlev A.I. Design and calculation of electric motor-wheels. Moscow, 1970. 240 p. (In Russ.).
8. Andreev A.V., Vantsevich V.V., Lefarov A.Kh. Wheel differentials. Moscow, 1987. 176 p. (In Russ.).
9. Didikov R.A., Dobretsov R.Yu. To the question of the choice of kinematic schemes for gear MRMs. *Automotive industry*. 2014; 9: 12–14. (In Russ.).
10. Shelomov V.B. Theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles. Traction calculation of curvilinear motion: textbook. allowance for universities in the specialty “Automobile and tractor construction”. St. Petersburg, 2013. 90 p. (In Russ.).
11. Shelomov V.B. Design of ground transport and technological machines. planetary gearboxes. St. Petersburg, 2019. 31 p. (In Russ.).
12. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.N., Kharchenko A.P. Calculation and design of tracked vehicles: a textbook for universities / ed. prof. N. A. Nosova. Leningrad, 1972. 560 p. (In Russ.).
13. Pat. 2763002 RF, IPC B60K 17/35, F16H 48/30, F16H 37/08. Mechanism of power distribution in vehicle transmission / Dobretsov R.Yu. and etc.; patent owner R.Yu. Dobretsov, A.G. Semenov. No. 2021124995; dec. 08/23/2021; publ. 12/24/2021. Bull. No. 36.
14. Didikov R.A., Dobretsov R.Yu., Rusinov R. V. On the possibility of using a hydraulic drive in the mechanism of power distribution. *Bulletin of the AAI*. 2016; 5 (100): 30–32. (In Russ.).
15. Demidov N.N., Dobretsov R.Yu., Medvedev M.S. Friction mechanisms of rotation in two-line transmissions of transport tracked vehicles. *Tractors and agricultural machines*. 2019; 1: 60–69. (In Russ.).
16. Kharitonov S.A. Automatic transmissions. Moscow, 2003. 335 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 15.04.2023; одобрена после рецензирования 20.05.2023; принята к публикации 30.05.2023.

The article was submitted 15.04.2023; approved after reviewing 20.05.2023; accepted for publication 30.05.2023.