

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДИСКОВОГО ФРИКЦИОННОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ ЛЕСНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Добрецов Р.Ю.¹, Красильников А.А.¹, Войнаш С.А.², Иванов А.А.³

¹*Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург;*

²*Рубцовский индустриальный институт (филиал) Алтайского государственного
технического университета им. И.И. Ползунова, Рубцовск;*

³*Тверская государственная сельскохозяйственная академия, Тверь*

Ключевые слова: гусеничная машина, ходовая часть, демпфирующий элемент, подвижность, плавность хода, гашение колебаний.

Аннотация. Статья посвящена вопросам особенностям проектирования и применения в составе ходовой части лесных и транспортных машин дисковых фрикционных амортизаторов. Данный тип амортизаторов апробирован на транспортных гусеничных машинах и хорошо себя показал в составе ходовой части танка «Леопард-2». Опыт отечественной промышленности в этом направлении ограничен отдельными экспериментами, результаты которых слабо отражены в литературных источниках. Эксплуатационные достоинства этого типа амортизаторов, тем не менее, заслуживают внимания. Особенностью представленного исследования является подход к проектированию дискового амортизатора, основанный на опыте создания дисковых фрикционных элементов управления коробок передач транспортных машин. Цель исследования – увеличение подвижности машины в тяжелых дорожных условиях и улучшение параметров плавности хода. Основные задачи исследования: выделить эксплуатационные особенности фрикционных амортизаторов, найти прототипы и аналоги, позволяющие работать с большими удельными нагрузками, предложить методику расчетного определения основных параметров пакета дисков. В статье проанализирована целесообразность использования дискового фрикционного амортизатора в составе ходовой части лесных и транспортных колесных и гусеничных машин, предложена методика расчетной оценки основных параметров конструкции таких амортизаторов. В качестве примера выполнены основные расчеты для амортизатора, установленного соосно с торсионом в составе высоконагруженной подвески. Рассмотрен вариант работы пакета дисков в масле. Внесены предложения по выбору материалов и эксплуатационной жидкости на основе опыта, накопленного в области проектирования, производства и эксплуатации высоконагруженных дисковых фрикционных элементов управления в трансмиссиях транспортных машин.

CALCULATION FEATURES OF A DISC FRICTION SHOCK ABSORBER FOR FORESTRY AND TRANSPORT VEHICLES

Dobretsov R.Yu.¹, Krasilnikov A.A.¹, Voinash S.A.², Ivanov A.A.³

¹*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg;*

²*Rubtsovsk Industrial Institute (branch) of Polzunov Altai State Technical University, Rubtsovsk;*

³*Tver State Agricultural Academy, Tver*

Keywords: tracked vehicle, undercarriage, damping element, mobility, smooth running, vibration damping.

Abstract. The article is devoted to the issues of design features and the use of disc friction shock absorbers as part of the chassis of forestry and transport vehicles. This type of shock absorber has been tested on tracked transport vehicles and has performed well as part of the chassis of the Leopard-2 tank. The experience of the domestic industry in this area is limited to individual experiments, the results of which are poorly reflected in literary sources. The operational advantages of this type of shock absorbers, however, deserve attention. A special feature of the presented study is an approach to the design of a disc shock absorber based on the experience of creating disc friction controls for gearboxes of transport vehicles. The purpose of the study is to increase the mobility of the car in severe road conditions and improve the parameters of smooth running. The main objectives of the study are to identify the operational features of friction shock absorbers, find prototypes and analogues that can work with high specific loads, and propose a method for calculating the main parameters of a disk package. The article analyzes the feasibility of using a disc friction shock absorber as part of the undercarriage of forest and transport wheeled and tracked vehicles and suggests a method for calculating the main design parameters of such shock absorbers. As an example, basic calculations have been performed for a shock absorber mounted coaxially with a torsion bar in a highly loaded suspension. The option of operation of the

disk package in oil is considered. Suggestions have been made regarding the choice of materials and operating fluid based on the experience gained in the design, manufacture and operation of high-load friction disc controls in the transmissions of transport vehicles.

Введение

Можно говорить, что используемые для транспортировки леса скиддеры и форвардеры по особенностям режимов эксплуатации приближаются к внедорожным транспортным машинам. Основное отличие состоит в характерных для них относительно малых скоростях движения на рабочем ходу [1]. Однако по конструкции ходовая часть гусеничного скиддера существенно отличается от ходовой части сельскохозяйственного трактора.

При транспортировке лесоматериалов в условиях дорожной сети (хотя бы и слабо развитой) широко используются автомобили и автопоезда на основе шасси серийно выпускаемых грузовых машин высокой проходимости [2, 3].

Даже при малых скоростях движения стоит вопрос о необходимости обеспечения удовлетворительных показателей плавности хода на рабочем месте водителя. Параметры плавности хода приведены в регламентирующих документах (см., например, источник [4]) и обязательны к реализации [5].

Условия на рабочем месте тракториста в отечественной машине никак нельзя назвать комфортными при движении по дороге с резонансным профилем или пресеченной местности. Повысить уровень комфорта водителя можно за счет поддрессирования его рабочего места (в простейшем и характерном случае – за счет упруго-демпфирующих свойств сиденья), а также путем уменьшения колебаний кузова машины. Демпфирование колебаний кузова может производиться за счет введения в конструкцию подвески машины амортизаторов.

Для тракторостроения характерно использование гидравлических амортизаторов различных конструкций (см., например, рекомендации в учебниках [6-9]). Однако, известны и другие технические решения по обеспечению диссипации энергии колебаний поддрессированной массы среди которых следует рассмотреть фрикционный амортизатор.

Целью работы является повышение эксплуатационных характеристик шасси лесных и транспортных гусеничных и колесных машин за счет применения фрикционных амортизаторов.

Основные задачи:

- анализ особенностей эксплуатации и проектирования фрикционных амортизаторов,
- предложение методики проектировочного и поверочного расчета для пакета дисков фрикционного амортизатора,
- указание возможностей для реализации конструкции на основе опыта отечественного машиностроения.

Материалы и методы исследований

Объекты исследования – шасси лесных, транспортных и транспортно-технологических гусеничных и колесных машин.

Методологическая основа исследования – принципы и методы, характерные для теории движения транспортных машин, расчета и конструирования деталей, узлов и агрегатов трансмиссий и ходовых систем транспортных машин.

Результаты исследований

В простейшем случае такой амортизатор представляет собой пары трения, сжатые с определенным усилием и связанные с балансиром (или продольным рычагом) подвески. При преодолении неровности каток или колесо перемещается относительно кузова машины, преодолевая сопротивление упругого и демпфирующего элементов подвески. Ведущие детали амортизатора при этом поворачиваются. В результате трения фрикционных пар в амортизаторе механическая энергия колебаний кузова транспортного средства преобразуется в тепловую. Выделившееся тепло от корпуса амортизатора передается в окружающую среду и отводится через контактирующие поверхности на корпус машины.

Преимуществами фрикционного амортизатора по сравнению с гидравлическими являются простота конструкции, надежность, высокая энергоемкость. Но в практике транспортного машиностроения этот узел пока не нашел распространения. Примером успешно эксплуатируемой конструкции такого типа является дисковый фрикционный амортизатор (ДФА), используемый в составе ходовой части танков семейства «Леопард» (см. публикации [10-12] и др.).

Схема ДФА, установленного соосно с торсионом представлена на рисунке 1.

Развивая концепцию ДФА можно создать не только конструкцию, копирующую принципы, проиллюстрированные на рисунке 1, но и узел, способный заменить дорогостоящий лопастной амортизатор и др.

Принципы определения передаточных отношений, сил и скоростей на ведущей части ДФА не будут отличаться от таковых для гидравлических амортизаторов. Но выбор параметров рабочего пакета дисков представляется целесообразным производить, используя подходы, характерные для проектирования дисковых фрикционных элементов управления планетарных коробок передач [13, 14], управляемых механизмов распределения мощности ([15] и др.), фрикционных механизмов поворота [16-19].

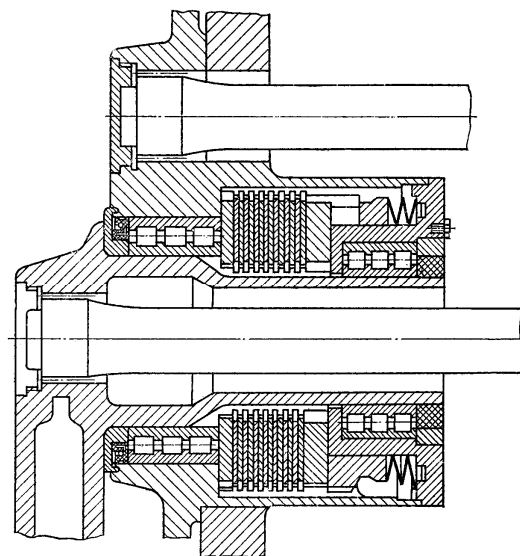


Рис. 1. Схема дискового фрикционного амортизатора ходовой части танка «Леопард-2»

Основой ДФА является пакет дисков трения, аналогичный в принципе пакету дискового тормоза планетарной коробки передач. Как и в последнем случае, для пар трения весьма важно избежать угрозы самосхватывания (отметим, что при нормальной работе вероятность таковой мала, ввиду ожидаемых малых скоростей скольжения), коробления дисков в результате перегрева и эффекта термоусталости, чрезмерного износа, нестабильности коэффициента трения, физического разрушения пар трения [9, 13, 14].

Угроза самосхватывания устраняется выбором материалов и технологии изготовления дисков трения. Вопросы, связанные с теплоотводом, износом, стабильностью значения коэффициента трения – решаются за счет организации работы пакета дисков в присутствии масла (дополнительно получаем отсутствие угрозы замасливания дисков и срыва коэффициента трения). Физическое разрушение пар трения предотвращается выбором максимальной силы сжатия пакета дисков.

Наиболее пригодными материалами пар трения представляются сталь – сульфатированная сталь (более дешевый вариант) и сталь – металлокерамика на медной основе (для этой пары трения коэффициент трения в масле выше и стабильнее).

Толщина тела дисков – 1,8-2,0 мм.

Выбирается пара трения сталь 30ХГСА (диск с наружными шлицами) и стальной диск с накладкой из металлокерамики МК-5 (диск с внутренними шлицами). Рабочая среда – масло МТ-16П или его аналог. Такое решение дороже; возможно, узел будет иметь большие габариты, чем при использовании трения всухую, но будет обеспечена высокая нагрузочная способность, долговечность, стабильность характеристик.

Расчетное значение коэффициента трения пары «сталь – металлокерамика на медной основе» при работе в масле 0,08. Максимальное допускаемое давление на дисках 4 МПа (в выполненных конструкциях до 2,5 МПа).

В качестве материала накладки диска не рекомендуется использовать металлокерамику на железной основе, т.к. она дает значительное количество продуктов износа, способных привести к нестабильной работе ДФА.

Полнота выключения обеспечивается подбором пластинчатых (тарельчатых) пружин и закладыванием в конструкцию зазора (пропорционально числу пар трения, которое четно для обеспечения уравновешенности механизма в осевом направлении) между пакетом и нажимным диском. Выбор зазора определяет и компенсацию износа пакета. Типичное значение зазора составляет 0,5-1,0 мм на пару трения.

В качестве опор предполагается использовать подшипники балансира или ротора лопастного амортизатора (в зависимости от места установки ДФА), поэтому для конкретного технического решения рекомендуется провести поверочный расчет подшипников.

ДФА заключен в стальном картере, полость которого связана с внешней средой через сапун. Защиту от попадания влаги извне и протекания масла можно обеспечить установкой сальниковых уплотнений или манжет. От попадания крупного абразива узел защищен по месту установки смежными агрегатами.

При необходимости возможно обеспечение контроля над силой сжатия пакета дисков с использованием технологии управляемого буксования пакета, апробированного на примере фрикционных элементов управления в составе коробок передач (см. работы [13, 14] и др.).

Проектировочный расчет пакета дисков проводится по методике, основанной на разработках для дисковых фрикционных тормозов планетарной коробки передач.

Элементарный момент трения для пакета дисков (см. рис. 2):

$$dM = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot k_a \cdot \mu \cdot q \cdot r^2 \cdot dr, \quad (1)$$

где z – число пар трения; k_a – коэффициент, учитывающий активную площадь трения (при трении в масле для надежной смазки поверхностей трения на дисках выполняются радиальные и спиральные канавки, которые уменьшают активную площадь трения на 25-50%); μ – коэффициент трения; q – удельное давление на дисках трения, r – радиус трения.

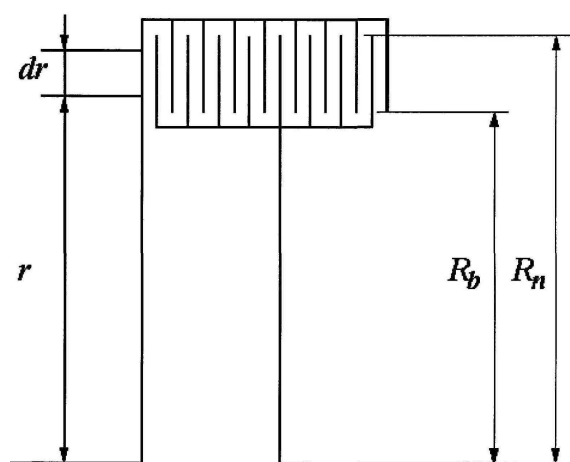


Рис. 2. К расчету дисковых фрикционных пакетов

После интегрирования в пределах от внутреннего радиуса трения до наружного получаем зависимость для определения максимального значения крутящего момента, передаваемого пакетом дисков без проскальзывания:

$$M = (2/3) \pi \cdot \mu \cdot k_a \cdot z \cdot q \cdot (R_n^3 - R_b^3), \quad (2)$$

где R_n , R_b – наружный и внутренний радиусы дисков трения.

Проектировочный расчет. При проектировочном расчете определяют требуемое число пар трения. Предварительно должны быть выбраны материалы и условия работы (то есть коэффициент трения), размеры дисков, определяющие площадь контакта. Подчеркнем, что работоспособность пакета дисков в таком расчете обеспечивается выбором допускаемого удельного давления на дисках.

Требуемое число пар трения:

$$z = \frac{3\beta M_{ras}}{2\pi \mu k_a q (R_n^3 - R_b^3)}, \quad (3)$$

где β – коэффициент запаса; M_{ras} – расчетный момент.

Полученное значение округляют до ближайшего четного числа. При четном числе пар трения обеспечивается замыкание осевых усилий внутри фрикционного узла.

Число пар трения не должно превышать шестнадцати, так как дальнейшее увеличение числа пар трения не приводит к ожидаемому увеличению передаваемого момента в результате потерь на трение в шлицевых соединениях дисков с барабанами.

Если указанное условие не выполняется, необходимо увеличить размеры дисков или повысить значение давления на поверхности дисков.

Следует обратить внимание, что расчет числа пар трения производился по максимальному допускаемому удельному давлению на поверхностях дисков.

Сжатие пакета дисков в конструкции ДФА может быть реализовано с помощью пружин.

Наружный диаметр ДФА определяется компоновкой узла подвески машины и близко расположенных узлов. В первом приближении представляется, что его можно определить, ориентируясь на характерные размеры дисков трения.

Таким образом, для примера по рисунку 2 имеем следующие значения:

– внутренний радиус диска (R_b по рис. 2) 0,11 м;

– наружный радиус диска (R_n по рис. 2) 0,16 м.

На рисунке 3 показаны результаты расчета зависимости числа пар трения в пакете от передаваемого крутящего момента.

Дополнительно в расчете заданы значения:

$k_a = 0,75$ – коэффициент, учитывающий активную площадь трения;

$\mu = 0,08$ – коэффициент трения;

$q = 2,5$ МПа – удельное давление на дисках трения.

Из рисунка 3 видно, что для снижения числа пар трения целесообразно в первую очередь увеличивать радиусы дисков. При рассматриваемых в качестве примера размерах дисков пакет рациональной конструкции способен без проскальзывания передавать крутящий момент 6-8 кНм.

Эффективными путями увеличения нагрузочной способности пакета являются увеличение площади трения за счет радиусов дисков и удельного давления на поверхности диска (данная конструкция имеет резервы для корректировки этих параметров).

При необходимости радикально снизить число пар трения представляется возможным перейти к использованию в пакете дисков сухого трения. Конструкция амортизатора при этом должна гарантировать непопадание масел и смазок в пакет дисков. Ожидаемыми побочными явлениями могут оказаться ухудшение теплоотвода, ускорение износа дисков, снижение надежности узла.

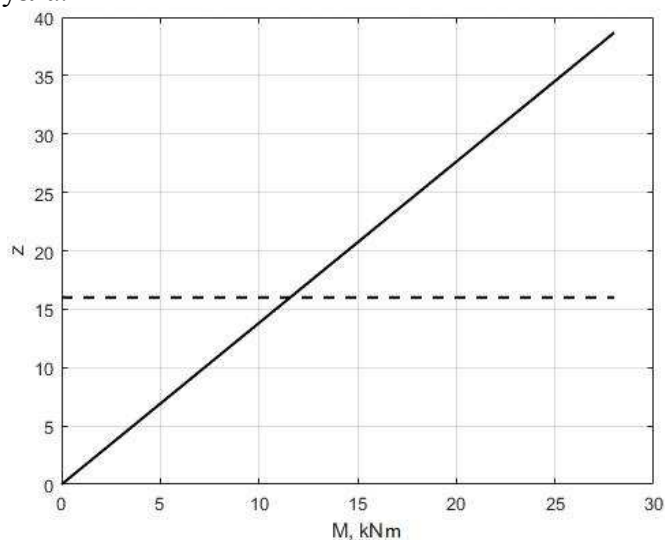


Рис. 3. Зависимость числа пар трения от значения передаваемого крутящего момента для схемы ДФА по рисунку 1

Выводы

1. При расчете параметров ДФА можно рекомендовать методики, разработанные для проектирования дисковых тормозов планетарных коробок передач транспортных гусеничных машин.

2. Целесообразно использовать материалы и технологическую базу, применяемые при изготовлении дисковых тормозов планетарных коробок передач транспортных гусеничных машин.

3. Пакет дисков ДФА в рассматриваемом случае работает в масле. К применению можно рекомендовать масло МТ-16П или близкие по характеристикам трансмиссионные масла для планетарных коробок передач транспортных гусеничных машин.

Заключение

Вопросам проектирования, производства и эксплуатации ДФА в России в настоящее время не уделяется достаточное внимание.

Использование преимуществ ДФА может оказать существенное влияние на конкурентоспособность шасси лесных, транспортных и транспортно-технологических машин отечественного производства.

Освоенные технологии позволяют реализовать проектирование и производство ДФА с практически 100% локализацией на современных российских предприятиях.

Список литературы

1. Анисимов Г.М., Кочнев А.М. Основные направления повышения эксплуатационной эффективности гусеничных трелевочных тракторов. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 455 с.
2. Бит Ю.А., Валяжонков В.Д., Григорьев И.В., Иванов В.А., Кацадзе В.А., Куницкая О.А., Матросов А.В., Патыкин В.И., Пошарников Ф.В., Редькин А.К., Шегельман И.Р., Ширнин Ю.А. Технология и машины лесосечных работ: учебник / под ред. В.И. Патыкина. – СПб.: СПбГЛТУ, 2012. – 362 с.
3. Шегельман И.Р., Скрыпник В.И., Галактионов О.Н. Техническое оснащение современных лесозаготовок. – СПб.: Профи-Информ, 2005. – 344 с.
4. ОСТ 37.001.291-84 Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода.
5. Подболотов С.Н., Ролле В.Е., Семенов А.Г. Расчетная методика выбора параметров управляемого амортизатора // Леса России и хозяйство в них. – 2012. – № 1-2 (42-43). – С. 83-85.
6. Richard M Ogorkiewicz. Technology of Tanks. – Sentinel House 163 Brighton Road Coulsdon Surrey: Jane's Information Group, 1991. – 424 p.
7. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Под ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
8. Бажуков А.Е., Худорожков С.И. Расчет параметров ходовой части гусеничной машины // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2015. – № 4(231). – С. 189-195.
9. Wong J.Y. Theory of ground vehicles. – 3rd ed. – New York : John Wiley, 2001, 528 p.
10. Воеводин А.А. Производство танковой техники в ФРГ // Зарубежное военное обозрение. – 1987. – №11. – С. 5-9.
11. Стамбровский А.С. Особенности ходовой части танка Леопард-2 // Зарубежная военная техника. Серия III, вып. 25: Бронетанковая техника и вооружение. – 1983.
12. Хаскью М.Е. Танки. Иллюстрированная энциклопедия. – М.: Изд-во «АСТ», 2020. – 304 с.
13. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
14. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. – М.: ООО «Издательство Аристель», ООО «Издательство АСТ», 2003. – 335 с.
15. Добрецов Р.Ю., Черемисин К.В., Войнаш С.А., Соколова В.А., Партко С.А., Загидуллин Р.Р. Управление распределением мощности в трансмиссии интегрального трактора // Вестник машиностроения. – 2024. – Т. 103, № 7. – С. 553-558.
16. Dobretsov R.Y., Demidov N.N., Kaninskii A.O. Friction Steering Devices as an Object of Impulse Control // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020, pp. 49-62. doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_6.
17. Dobretsov R.Y., Uvakina D.V. The Mechatronic Device Impulse Control in Vehicle Powertrains // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020, pp. 63-73. doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_7.
18. Dobretsov R.Y., Lozin A.V., Medvedev M.S. Hyperbolic steering for tracked vehicles // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019, pp. 2367-2374. doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_255.
19. Демидов Н.Н., Добрецов Р.Ю., Медведев М.С. Фрикционные механизмы поворота в двухпоточных трансмиссиях транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2019. – №1. – С. 60-69.

References

1. Anisimov G.M., Kochnev A.M. The main directions of increasing the operational efficiency of tracked skidding tractors. – SPb.: Publ. house of the Polytechnic un-ty, 2007. – 455 p.
2. Bit Yu. A., Valyazhonkov V.D., Grigoriev I.V., Ivanov B.A., Katsadze V.A., Kunitskaya O.A., Matrosov A.V., Patyakin V.I., Posharnikov F.V., Redkin A.K., Shegelman I.R., Shirnin Yu.A. Technology and machines of logging operations: textbook / edited by V.I. Patyakin. – SPb.: SPbSFTU, 2012. – 362 p.

3. Shegelman I.R., Skrypnik V.I., Galaktionov O.N. Technical equipment of modern logging. – SPb.: Profi-Inform, 2005. – 344 p.
4. OST 37.001.291-84. Motor vehicles. Technical standards for smooth running.
5. Podbolotov S.N., Rolle V.E., Semenov A.G. Calculation method for selecting the parameters of the controlled shock absorber // Forests of Russia and agriculture in them. 2012, no. 1-2(42-43), pp. 83-85.
6. Richard M Ogorkiewicz. Technology of Tanks. – Sentinel House 163 Brighton Road Coulsdon Surrey: Jane's Information Group, 1991. – 424 p.
7. Skotnikov V.A., Mashchensky A.A., Solonsky A.S. Fundamentals of the theory and calculation of tractors and automobiles / Edited by V.A. Skotnikov. – M.: Agropromizdat, 1986. – 383 p.
8. Bazhukov A.E., Khudorozhkov S.I. Calculation of the parameters of the undercarriage of a tracked vehicle // Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State Polytechnic University. 2015, no. 4(231), pp. 189-195.
9. Wong J.Y. Theory of ground vehicles. – 3rd ed. – New York : John Wiley, 2001, 528 p.
10. Voevodin A.A. Production of tank equipment in Germany // Foreign Military Review. 1987, no. 11, pp. 5-9.
11. Stambrovsky A.S. Features of the chassis of the Leopard-2 tank // Foreign military equipment. Series III, iss. 25: Armored vehicles and weapons. – 1983.
12. Haskew M.E. Tanks. Illustrated Encyclopedia. – M.: AST Publ. house, 2020. – 304 p.
13. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Calculation and design of tracked vehicles. – L.: Mechanical engineering, 1972. – 560 p.
14. Kharitonov S.A. Automatic gearboxes. – M.: OOO "Publ. house Aristel", OOO " Publ. house AST", 2003. – 335 p.
15. Dobretsov R.Yu., Cheremisin K.V., Voinash S.A., Sokolova V.A., Partko S.A., Zagidullin R.R. Power distribution control in the transmission of an integral tractor // Bulletin of Mechanical Engineering. 2024, vol. 103, no. 7, pp. 553-558.
20. Dobretsov R.Y., Demidov N.N., Kaninskii A.O. Friction Steering Devices as an Object of Impulse Control // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020, pp. 49-62. doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_6.
21. Dobretsov R.Y., Uvakina D.V. The Mechatronic Device Impulse Control in Vehicle Powertrains // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020, pp. 63-73. doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1_7.
16. Dobretsov R.Y., Lozin A.V., Medvedev M.S. Hyperbolic steering for tracked vehicles // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019, pp. 2367-2374. doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_255.
17. Demidov N.N., Dobretsov R.Y., Medvedev M.S. Friction turning mechanisms in two-flow transmissions of transport tracked vehicles // Tractors and agricultural machinery. 2019, no. 1, pp. 60-69.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Добрецов Роман Юрьевич – доктор технических наук, доцент, профессор Высшей школы транспорта	Dobretsov Roman Yurievich – doctor of technical sciences, associate professor, professor of the Higher school of transport
Красильников Андрей Александрович – кандидат технических наук, доцент	Krasilnikov Andrey Aleksandrovich – candidate of technical sciences, associate professor
Войнаш Сергей Александрович – младший научный сотрудник	Voinash Sergey Aleksandrovich – junior researcher
Иванов Александр Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой	Ivanov Aleksandr Alekseevich – candidate of technical sciences, associate professor, head of the Department
sergey_voi@mail.ru	

Получена 24.03.2025