

*На правах рукописи*



**Фомин Кирилл Игоревич**

**МЕТОД ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ БЛОКИРОВАННЫХ  
КОНТУРОВ ТРАНСМИССИЙ МНОГОПРИВОДНЫХ  
КОЛЕСНЫХ ШАССИ**

Специальность 2.5.11.

Наземные транспортно-технологические средства и комплексы

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»

Научный руководитель: **Добромиров Виктор Николаевич**  
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Прядкин Владимир Ильич**,  
доктор технических наук, доцент,  
ФГБОУ ВО «Воронежский государственный  
лесотехнический университет имени  
Г.Ф. Морозова», кафедра автомобилей  
и сервиса, заведующий кафедрой;

**Хитров Егор Германович**,  
доктор технических наук, доцент,  
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский  
политехнический университет Петра Великого»,  
институт компьютерных наук  
и кибербезопасности, доцент высшей школы  
программной инженерии;

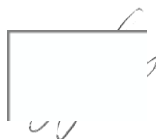
Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский  
государственный лесотехнический  
университет им. С.М. Кирова».**

Защита состоится «16» декабря 2024 года в 13:00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.380.05 при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» СПбГАСУ по адресу: 190005, г. Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д.4, зал заседаний диссертационного совета (аудитория №220). Тел./Факс: (812) 316-58-73; E-mail: rector@spbgasu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» и на официальном сайте <https://dis.spbgasu.ru/specialtys/personal/fomin-kirill-igorevich>

Автореферат разослан «07» ноября 2024 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Е.В. Куракина

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** В современной интенсивно развивающейся дорожно-строительной отрасли в России находят широкое применение транспортно-технологические машины различного назначения и конструктивного исполнения, как отечественного, так и зарубежного производства. При этом уровень разномарочности этих машин в парках предприятий механизации строительства достаточно высок. В условиях решения проблем импортозамещения приоритет приобретения и использования строительной техники смещается в сторону отечественных машин. Это в полной мере относится и к большегрузным строительным автосамосвалам-землевозам. Учитывая положительный опыт унификации автомобилей двойного назначения, представляется целесообразным создание перспективных большегрузных отечественных самосвалов для дорожно-строительного производства в составе высоко унифицированных семейств многоприводных машин – одиночных жесткорамных, седельных автопоездов и машин с шарнирно-сочлененной рамой. В отличие от жесткорамных машин и седельных автопоездов сочлененные строительные автосамосвалы в отечественной дорожно-строительной отрасли представлены в подавляющем большинстве образцами зарубежного производства, имеющими высокую стоимость приобретения и эксплуатации, а также ограничения при использовании на дорогах общего пользования. При создании отечественного сочлененного образца, высоко унифицированного с базовой жесткорамной моделью, имеются предпосылки к исключению этих недостатков, однако для их реализации необходимо оценить влияние особенностей конструкции сочлененной машины на надежность работы используемых унифицированных узлов и агрегатов. Наиболее ответственными унифицированными элементами при этом являются узлы и агрегаты трансмиссии. В связи с этим возникает необходимость проведения сравнительной оценки их нагруженности в базовой жесткорамной машине и сочлененной в условиях движения, сопровождающегося возникновением значительных по величине циркулирующих моментов в замкнутых (блокированных) контурах привода ведущих осей. В связи с этим разработка метода оценки нагруженности трансмиссии многоприводных колесных шасси строительных автосамосвалов циркулирующими моментами является актуальной научной задачей, позволяющей в интересах унификации обосновывать выбор серийно выпускаемых отечественных агрегатов трансмиссий из их типоразмерных рядов для комплектования машин высоко унифицированного семейства автосамосвалов-землевозов.

**Степень разработанности темы.** Имеющийся научно-методический задел таких исследований нашел отражение в трудах Гришкевича А.И., Левина И.А., Смирнова Г.А., Фалькевича Б.С. Чудакова Е.А. и ряда других авторов, которые были посвящены анализу нагруженности бездифференциальных трансмиссий грузовых автомобилей. Исследования многоприводных колесных машин представлены крайне ограничено в работах Аксенова П.В., Добромирова В.Н., Полякова А.С., Прядкина В.И., Хитрова Е.Г, Андропова А.В. и др. Ими рассматривались в основном тяжелые специальные шасси с шинами регулируемого давления, что обуславливает высокую многовариантность, сложность и трудоемкость теоретических расчетов. Конкретизация условий применения тяжелых многоприводных колесных землевозов в строительном производстве позволяет не только уточнить и усовершенствовать существующие, но и разработать новые подходы к расчетной оценке нагруженности заблокированных контуров их трансмиссий с учетом применения шин постоянного высокого давления.

**Цель исследования** – разработка метода оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси строительного автосамосвала в условиях их нагружения циркулирующими моментами.

**Объект исследования** – процесс нагружения заблокированных контуров трансмиссии колесной машины циркулирующими моментами в характерных условиях ее применения на объектах линейного дорожного строительства.

**Предмет исследования** – научно-методический аппарат определения величины циркулирующих моментов, возникающих в заблокированных контурах трансмиссий колесных транспортных средств.

**Рабочая гипотеза.** Расчетная оценка нагруженности заблокированных контуров трансмиссий колесных машин при их движении по твердому основанию, деформируемым грунтам и по препятствиям различного геометрического профиля может базироваться на едином универсальном методе расчета усилий в упругом контуре, обладающем известной угловой жесткостью, при заданных углах его закрутки.

**Задачи исследования.**

1. Провести сравнительный анализ эксплуатационно-технических характеристик автосамосвалов-землевозов различных компоновочных схем в условиях дорожно-строительного производства, в том числе в арктических регионах. Обосновать целесообразность и концептуальный подход к созданию отечественных сочлененных автосамосвалов в составе высоко унифицированных семейств с использованием в их конструкции серийно выпускаемых узлов и агрегатов трансмиссий большегрузных автотранспортных средств.

2. Провести анализ современного состояния научных разработок в области оценки нагруженности трансмиссий многоприводных колесных машин циркулирующими моментами и определить направления их дальнейшего развития в интересах определения таких нагрузок в характерных условиях выполнения дорожно-строительных работ.

3. Разработать математические модели нагружения трансмиссии многоприводного колесного транспортного средства циркулирующими моментами для случая его движения в сложных дорожных условиях, характерных для строительного производства, а именно: маневрирование на ограниченном пространстве, движение по слабонесущим грунтам, преодоление типовых дорожных препятствий. Разработать на их основе универсальный метод оценки нагруженности трансмиссии многоприводного колесного шасси в условиях ее нагружения циркулирующими моментами, а также исходный код, необходимый для цифровой реализации метода.

4. Провести экспериментальные исследования по определению физико-механических свойств грунтов, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемой однородной уплотненной песчаной опорной поверхности.

5. Провести с использованием разработанного метода сравнительную оценку нагруженности трансмиссий сочлененных и жесткорамных машин, на основании которой дать рекомендации по возможности использования в их конструкциях унифицированных узлов и агрегатов.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

1. Научно обоснованы номенклатура и значения параметров значимых эксплуатационных свойств, целесообразность применения в дорожном строительстве и возможность создания в составе высоко унифицированных семейств автосамосвалов на базе сочлененных многоприводных шасси.

2. Разработаны математические модели нагружения блокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении в характерных условиях выполнения дорожно-строительных работ: маневрировании по твердым опорным поверхностям на ограниченном пространстве, по грунтам с низкой несущей способностью и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

3. На базе предложенных математических моделей разработан метод оценки нагруженности трансмиссий многоприводных колесных шасси циркулирующими моментами, основанный на расчете усилий в упругом контуре, обладающем известной угловой жесткостью, при заданных углах его закрутки, определяемых кинематическими рассогласованиями в качении колес контура.

4. Разработаны научно обоснованные рекомендации по использованию в конструкциях многоприводных шасси сочлененных автосамосвалов узлов и агрегатов трансмиссий, унифицированных с базовыми жесткорамными образцами.

**Степень достоверности результатов проведенных исследований** обоснована применением современного математического аппарата и апробированных методик расчета нагрузочных режимов деталей машин при описании исследуемых процессов; подтверждена сходимостью полученных результатов расчетных и экспериментальных исследований между собой, а также с результатами исследований, выполненных другими авторами в изучаемой области науки; обеспечена корректностью поставленных задач, а также привлечением к экспертным исследованиям высококвалифицированных специалистов.

#### **Теоретическая и практическая значимость исследования**

Теоретическая значимость заключается в развитии теории нагружения трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении по твердой опорной поверхности, по деформируемым грунтам и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

Практическая значимость заключается:

– в определении значений поверхностного сопротивления грунта вдавливанию в верхнем слое дорожной насыпи, как необходимых исходных параметров для моделирования процесса качения по ней пневматических шин дорожно-строительных машин;

– в разработке блок-схемы расчетов и компьютерной программы реализации предложенного метода для обеспечения его использования сторонними пользователями;

– в возможности использования предлагаемого метода на предприятиях, специализирующихся на создании большегрузных полноприводных колесных машин жесткорамной и сочлененной конструкций;

– во внедрении результатов работы в образовательный процесс высших учебных заведений, специализирующихся на подготовке инженеров конструкторского и эксплуатационного профиля в области наземных транспортно-технологических средств и комплексов.

#### **Методы и методология исследования**

В ходе исследования использовалась методология системного анализа, включающая в себя информационный поиск, экспертные, теоретические, экспериментальные исследования, а также методы математического моделирования и прочностных расчетов механических систем.

### **Положения, выносимые на защиту**

1. Научное обоснование целесообразности применения сочлененных колесных землевозов в сфере дорожно-строительного производства и концептуальный подход к их созданию в составе высоко унифицированных семейств автосамосвалов.

2. Математические модели нагружения блокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении в характерных условиях дорожного строительства: по твердым опорным поверхностям, по грунтам с низкой несущей способностью и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

3. Результаты экспериментальных исследований по определению параметров физико-механических свойств уплотненного грунтового покрытия дорожной насыпи, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемому грунту.

4. Метод оценки нагруженности трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.

5. Результаты сравнительной оценки нагруженности трансмиссий сочлененных и жесткорамных машин, рекомендации по использованию в их конструкциях унифицированных узлов и агрегатов.

**Область исследования** соответствует паспорту научной специальности ВАК: 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы, а именно: п.1 «Теория рабочих процессов транспортно-технологических средств и их комплексов отраслевого назначения, включая транспорт, сельскохозяйственное, лесохозяйственное, дорожное, строительное, коммунальное, подъемно-транспортное, военное и т. д. (автомобилей, тракторов, амфибийных машин, мобильных роботов, планетоходов, подъемно-транспортных, строительных, дорожных, коммунальных машин, вспомогательного транспортно-технологического оборудования), взаимодействующих с опорной поверхностью посредством контактных движителей и/или опорных, ходовых модулей (колесных, гусеничных, роторно-винтовых, шагающих, лыжных, воздушных подушек и др.) и с рабочими средами (объектами) – посредством навесного, прицепного и другого технологического оборудования.»; п.2 «Методы расчета и проектирования, направленные на создание новых и совершенствование существующих транспортно-технологических средств и их комплексов с учетом полного жизненного цикла изделий, обладающих высоким качеством, в том числе повышенными показателями экономичности, надежности, производительности, экологичности и эргономичности, обеспечивающих энергоэффективность и безопасность эксплуатации.»; п. 5. «Математическое моделирование

рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами)».

**Апробация работы.** Результаты отдельных этапов исследования прошли апробацию в процессе выступлений на научных конференциях в 2019–2024 годах: 74-ая научно-практическая конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Актуальные проблемы современного строительства» (05.04.2021–09.04.21), «25-ая Московская международная межвузовская научная конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых» (14.03.21), международная конференция «Транспортная доступность Арктики: Сети и системы» (дата 02.06.2021–04.06.21); II Всероссийский научный семинар «Техническое обеспечение доступности арктических регионов» (28.10.21); II Международная научно-практическая конференция «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (01.06.2022–02.06.2022), LXXV научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» (26.10.22–29.10.22), XV Международная научно-практическая конференция «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» (11.10.22–14.10.22), III Международная научно-практическая конференция «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (13.06.2024–14.06.2024).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 9 научных статей, в том числе 5 в рецензируемых изданиях из перечня, размещенного на официальном сайте ВАК РФ, 1 публикация в журнале наукометрической базы Scopus/ WoS, а также получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка из 122 использованных источника. Объем диссертации составляет 161 страница машинописного текста, содержит 32 таблицы и 39 рисунков.

**Во введении** обоснована актуальность исследования, определены его цель и задачи, сформулированы научная новизна и практическая значимость полученных результатов, а также положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** исследованы условия использования автосамосвалов в рамках дорожно-строительного производства, проведен анализ инженерных решений в области создания сочлененных колесных машин. Разработан концептуальный образ отечественного большегрузного сочлененного строительного автосамосвала. Методом сравнительных оценок обоснованы эксплуатационно-технические преимущества сочлененных самосвалов в сравнении с их



жесткорамными аналогами при применении в звене развоза грунтов на объектах линейного дорожного строительства. Проведен анализ современного состояния научных разработок в области оценки нагруженности трансмиссий колесных машин циркулирующими моментами и определены направления их дальнейшего развития.

**Во второй главе** разработаны математические модели нагружения трансмиссии колесных транспортных средств циркулирующими крутящими моментами при движении по твердым опорным поверхностям, по препятствиям различного геометрического профиля и по грунтам с низкой несущей способностью. На основе разработанных математических моделей предложен универсальный метод расчетной оценки нагруженности трансмиссий колесных машин циркулирующими моментами, получивший дальнейшую реализацию в виде программы для ЭВМ.

**В третьей главе** представлены результаты экспериментальных исследований по определению физико-механических свойств грунтов, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемой однородной уплотненной песчаной опорной поверхности, а также установлены взаимосвязи между степенью уплотнения песчаного грунта и его удельным сопротивлением вдавливанию, как исходной величиной для моделирования процесса колееобразования.

**В четвертой главе** выполнен с использованием разработанного метода сравнительный расчет нагруженности заблокированных контуров трансмиссий жесткорамного и сочлененного колесных шасси, а также проведен прочностной расчет элементов приводов их ходового оборудования с позиции безотказности. Сделаны выводы о допустимости применения по условию нагруженности в конструкции сочлененных машин отдельных узлов и агрегатов серийных жесткорамных аналогов. Выполнена технико-экономическая оценка реализации концепции создания отечественного сочлененного землевоза в составе высоко унифицированного семейства большегрузных строительных автосамосвалов.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

### **Положения и результаты исследования, выносимые на защиту**

**1. Научное обоснование целесообразности применения сочлененных колесных землевозов в сфере дорожно-строительного производства, концептуальный подход к их созданию в составе высоко унифицированных семейств автосамосвалов.**

С целью подтверждения целесообразности использования в дорожно-строительном производстве шарнирно-сочлененных автосамосвалов проведена

их сравнительная оценка с жесткорамными образцами-аналогами. Сравнение проводилось путем сопоставления показателей технического уровня машин, методом прямого сравнения показателей специфических эксплуатационных свойств и сравнительной оценки с позиции применимости в условиях арктических территорий РФ.

Объектом сравнения являлись серийно выпускаемые автосамосвалы класса грузоподъемности 25 тонн и концептуальный образец сочлененной машины грузоподъемностью 25,6 тонны, объединенные в унифицированное семейство (рис. 1).

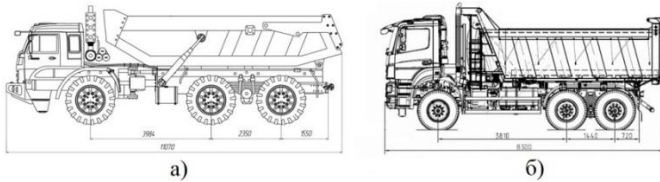


Рисунок 1 – Общие виды: а) сочлененного автосамосвала, б) жесткорамного автосамосвала

Результаты сравнительной оценки технического уровня приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты сравнительной оценки технического уровня методом кластерного ранжирования

Показатель	Значение параметра технических характеристик		Коэф-т весомости показателя $m_{ji}$	Значения показателя		
	КАМАЗ 65802	Сочл. самосвал		КАМАЗ 65802	Сочл. самосвал	
1	2	3	4	5	6	
<b>Кластер-функциональность</b>						
1	Грузоподъемность, т	24,8	25,6	0,60	14,88	15,36
2	Объем кузова, м <sup>3</sup>	15	15	0,30	4,5	4,5
3	Угол опрокидывания, град.	50	50	0,05	2,5	2,5
4	Кол-во напр. разгрузки	1	1	0,05	0,05	0,05
Комплексный показатель $Q_1$					21,93	22,41
Коэффициент весомости комплексного показателя $P_1$					0,25	
<b>Кластер-маршевая подвижность</b>						

Окончание табл. 1

1		2	3	4	5	6
5	Удельная мощность, кВт/т	7,20	6,95	0,20	1,44	1,39
6	Максимальная скорость при движении по сырому песку, м/с	9,65	9,39	0,55	5,31	5,16
7	Число передач трансмиссии	16	12	0,10	1,6	1,2
8	Путевой расход топлива по песчаному грунту, л/км	1,85	1,91	0,15	0,081	0,079
Комплексный показатель $Q_2$					8,431	7,829
Коэффициент весомости комплексного показателя $P_2$					0,15	
Кластер-маневровая подвижность						
9	Кол-во ведущих осей	3	3	0,05	0,15	0,15
10	Макс. угол подъема, град	30	30	0,05	1,5	1,5
11	Мин. радиус поворота, м	10,1	7,67	0,4	3,96	5,22
12	Габаритный коридор, м	3,01	2,71	0,05	1,66	1,87
13	Удельное давление колеса на грунт, МПа	0,28	0,13	0,45	1,61	3,46
Комплексный показатель $Q_3$					8,88	12,20
Коэффициент весомости комплексного показателя $P_3$					0,6	
Обобщенный показатель $K_{ту}$					12,08	14,10

Прямое сравнение образцов проведено методом сопоставления показателей, в наибольшей степени характеризующих эксплуатационные возможности машин в специфических условиях их применения: удельной мощности; среднего давления движителя на опорную поверхность; показателя провозоспособности; коэффициента использования массы машины; коэффициента использования габаритной площади машины; относительного диаметра поворота. Результаты сравнения приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты прямого сравнения машин

Вид ТС	Показатели					
	$N_{уд}$	$q_{гр}$	$k_{пр}$	$k_m$	$k_{гп}$	$D_{отн}$
Целеполагание	max	min	max	max	max	min
Сочлененная машина	6,95	0,12	9,5	0,061	0,057	1,376
КамАЗ 65802	7,19	0,48	9,1	0,060	0,074	2,422

Оценка целесообразности применения сочлененного автосамосвала в условиях арктических территорий РФ проведена путем сравнения удельного давления движителя транспортных средств на опорную поверхность автозимника, с позиции минимизации вредного воздействия на дорожное полотно. Для сравнения с сочлененной машиной использовались жесткорамные автосамосвалы – аналоги идентичной грузоподъемности типа 6×6, 8×8 и седельный автопоезд в составе тягача типа 6×6 и 3-х осного полуприцепа. Результаты сравнения приведены в таблице 3.

Таблица 3. Удельные давления в пятне контакта колеса с автозимником

Давление	Ось	КамАЗ 65801-68	КамАЗ 65802	КамАЗ 65206-68	п/п НЕФАЗ 9509	Сочлененный самосвал
$P_{им.ТС}$	1	0,32	0,32	0,25	0,28	0,12
	2	0,28	0,28	0,17		0,13
$P_{им.ТС.пвп.}$	1	0,53	0,53	0,41	0,46	0,21
	2	0,47	0,47	0,28		0,21

$P_{им.ТС}$  – давление автомобиля полной массы, МПа;  
 $P_{им.ТС.пвп.}$  – давление автомобиля полной массы по выступам протектора, МПа

Во всех трех рассмотренных случаях шарнирно-сочлененный автосамосвал демонстрирует преимущество над его жесткорамным аналогом: по обобщенному показателю технического уровня на 17%; по результатам прямого сравнения по 4 пунктам из 6; по условиям применения в Арктике – по меньшему вредному воздействию на опорную поверхность автозимника.

**2. Математические модели нагружения заблокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении в характерных условиях дорожного строительства: по твердым опорным поверхностям, по грунтам с низкой несущей способностью и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.**

На рисунке 2 представлен вариант одного из заблокированных контуров трансмиссии колесного шасси типа 6×6 в наиболее общем случае его движения – криволинейном при различных значениях радиусов качения колес в ведомом режиме  $r_{кв}$  и приведенных тангенциальных эластичностей шин и опорных поверхностей  $\gamma_{np}$  для колес рассматриваемого контура.

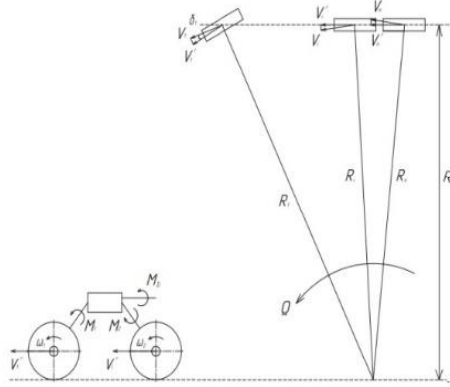


Рисунок 2 – Плоскостная расчетная схема для оценки распределения крутящих моментов в заблокированных контурах жесткорамного транспортного средства

Согласно рисунку 2, величина момента, нагружающего колеса первой оси в замкнутом контуре определяется по зависимости:

$$M_{к1} = \frac{r_{квi} \cdot \left( \frac{r_{кв1} - R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{r_{квi} - R_i \cdot \cos \delta_{yi}} \right) \cdot \frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}}}{\gamma_{npi} \cdot \left( \frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1} + \gamma_{np1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi} + \gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}}}{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1} + \gamma_{np1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi} + \gamma_{npi}}} \quad (1)$$

Для колес  $i$ -ой оси:

$$M_{ки} = \frac{r_{квi} \cdot \left( \frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1} - r_{кв1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi} - r_{квi}} \right) \cdot \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\gamma_{npi} \cdot \left( \frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1} + \gamma_{np1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi} + \gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1} + \gamma_{np1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi} + \gamma_{npi}}} \quad (2)$$

где  $R_1, R_i$  – радиусы траекторий движения 1-го и  $i$ -го колес, м;  $\delta_1, \delta_i$  – углы увода 1-го и  $i$ -го колес, град;  $r_{кв1}, r_{квi}$  – радиусы качения 1-го и  $i$ -го колес транспортного средства в ведомом режиме, м;  $\gamma_{np1}, \gamma_{npi}$  – приведенная тангенциальная

эластичность шины и деформируемого опорного основания 1-го и  $i$ -го колес, м/Нм;  $M_{\Sigma i}$  – суммарный момент, подведенный к контуру.

Величина суммарного подведенного к контуру момента для одиночно-равномерно движущегося по горизонтальной опорной поверхности шасси определяется из выражения:

$$M_{\Sigma} = G_a \cdot f \cdot r_k, \quad (3)$$

где  $G_a$  – вес шасси, приходящийся на замкнутый контур, Н;  $f$  – коэффициент сопротивления качению по заданной опорной поверхности;  $r_k$  – радиус качения колеса, м.

Для случая преодоления транспортным средством препятствий различного геометрического профиля (рис. 3), величина кинематического рассогласования определяется разностью длины траекторий движения колес.

Величина момента, нагружающего колеса осей в замкнутом контуре трансмиссии, учитывая отсутствие бокового увода колес, на каждом участке движения определяется по зависимостям (4) и (5).

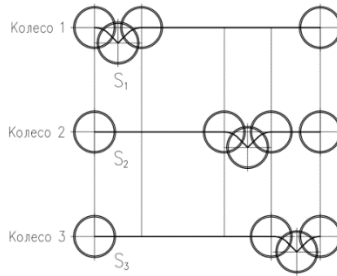


Рисунок 3 – Траектории движения колес трехосного шасси при преодолении кювета под прямым углом

$$M_{k1} = \frac{r_{k\theta 1} \cdot \left( \frac{r_{k\theta 1}}{r_{k\theta i}} - \frac{S_1}{S_i} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left( \frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{S_1}{S_i}}{\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}. \quad (4)$$

$$M_{ki} = \frac{r_{k\theta i} \cdot \left( \frac{S_1}{S_i} - \frac{r_{k\theta 1}}{r_{k\theta i}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left( \frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}. \quad (5)$$

Величина радиуса качения в ведомом режиме для случая движения транспортного средства по твердой опорной поверхности определяется по зависимости:

$$r_{кв} = r_{св} - z_{ш}, \quad (6)$$

где  $r_{св}$  – свободный радиус, м;  $z_{ш}$  – величина деформации шины, м.

Деформация шины, согласно формуле Хедкееля, определяется из выражения:

$$z_{ш} = \frac{G_{ki}}{\pi \cdot P_{ш} \cdot \sqrt{D_{ш} \cdot B_{ш}}}, \quad (7)$$

где  $G_{ki}$  – приведенная нагрузка на колесо, Н;  $D_{ш}$  – диаметр шины, м;  $P_{ш}$  – давление воздуха в шине, Па;  $B_{ш}$  – ширина шины, м.

Величина приведенной тангенциальной эластичности шин для случая движения по твердой опорной поверхности выбирается из справочного диапазона  $6 \cdot 10^{-6} \dots 12 \cdot 10^{-6}$  м/Н·м.

В основе метода оценки нагруженности заблокированного контура трансмиссии машины на слабонесущем грунте лежит исследование процесса взаимодействия эластичного колеса транспортного средства с деформируемым опорным основанием, по которому осуществляется движение автомобиля. Указанный подход позволяет расчетным способом определять один из важнейших показателей этого взаимодействия – приведенную тангенциальную эластичность шины и грунта. Ее величина определяется по зависимости:

$$\gamma_{np} = \gamma_{ш} + \gamma_{сп}, \quad (8)$$

где  $\gamma_{ш}$  – тангенциальная эластичность шины, Н;  $\gamma_{сп}$  – тангенциальная податливость грунта.

В общем случае зависимость  $r_{к} = f(P_{мк})$  представляет собой функцию тангенса гиперболического, однако в рамках эксплуатационных нагрузок изменение  $r_{к}$  незначительно и в качестве допущения может быть приведено к линейному виду, тогда величина  $\gamma_{np}$  составит:

$$\gamma_{np} = \frac{r_{кв} - r_{кс}}{M_{кс}}, \quad (9)$$

где  $r_{кв}$  – радиус качения колеса по деформируемому грунту в ведомом режиме, м;  $r_{кс}$  – радиус качения колеса по деформируемому грунту в свободном режиме, м;  $M_{кс}$  – реализуемый на колесе крутящий момент при свободном режиме его движения, Н·м.

Условие равновесия колеса в соответствии с рисунком 4 математически описывается системой (10):

$$\begin{cases} G_k - N_k = 0 \\ 10^{2\mu} \cdot c \cdot F_{ш} \cdot H_k^\mu - C_{ш} \cdot z_{ш} = 0, \\ r_o - (r_o - z_{ш}) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

где  $10^{2\mu} \cdot c \cdot F_{ш} \cdot H_k^\mu$  – составляющая нормальной реакции на колесе в плоской части его контакта с грунтом;  $C_{ш}$  – радиальная жесткость шины;  $z_{ш}$  – деформация шины от действия вертикальной нагрузки;  $H_k$  – глубина колеи в зоне контакта колеса с грунтом;  $F_{ш}$  – площадь контакта в плоской зоне;  $r_o$  – радиус колеса свободный;  $r_o$  – радиус качения колеса динамический;  $c$  – удельное сопротивление грунта вдавливанию на глубину 1 см;  $\mu$  – коэффициент изменения сопротивления грунта вдавливанию по глубине, зависящий от типа грунтового основания и его свойств.

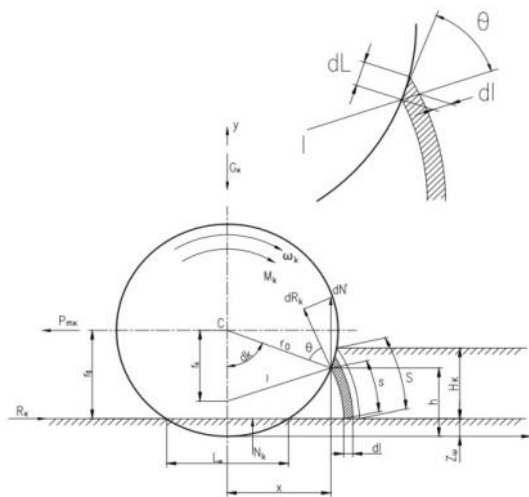


Рисунок 4 – Расчетная схема качения деформируемого колеса по деформируемому грунту

Раскрыв в выражении (10) значения площади плоской зоны контакта ( $F_{ш}$ ), глубины колеи ( $H_k$ ) и реакции колеса ( $N_k$ ), можно преобразовать систему уравнений к виду, обеспечивающему определение основных параметров качения колеса в зависимости от давления в шине, что позволяет определить приведенную тангенциальную эластичность шины и грунта



из зависимости (9). Сложность указанного расчета заключается в том, что изменение давления воздуха в шине ( $P_{вш}$ ) вызывает изменение ее радиальной жесткости ( $C_{ш}$ ), а следовательно влияет на значения  $r_{кв}$  и  $\gamma_{пр}$ , предполагая значительную многовариантность вычислений.

У автомобиля, оборудованного шинами постоянного давления, радиальная жесткость эластичной шины постоянна, как и величина деформации при неизменной вертикальной нагрузке. Этот факт позволил значительно упростить расчет. Алгоритм его реализации приведен ниже. Обозначения физических величин в расчетных зависимостях соответствуют схеме, приведенной на рисунке 4.

Длина плоской зоны контакта, м:

$$L_{ш} = 2 \cdot \sqrt{z_{шс} \cdot (2 \cdot r_o - z_{шс})}. \quad (11)$$

Площадь плоской зоны контакта, м<sup>2</sup>:

$$F_{ш} = 1,57 \cdot B_{ш} \cdot \sqrt{z_{шс} \cdot (2 \cdot r_o - z_{шс})}. \quad (12)$$

Максимальная сила тяги по сцеплению, реализуемая колесом, Н:

$$P_{\phi \max} = \frac{\Phi_{сч} \cdot G_{к}}{[th(5 \cdot 10^{-7} \cdot C_{ш} \cdot F_{ш}^{-1})]^{-1}}. \quad (13)$$

Значения коэффициентов  $n$  и  $k$ , определяющих траекторию движения точки обода колеса в контакте с деформируемой поверхностью в случае  $r_{к} < r_o$  (пробуксовка колеса):

$$k = 0,204 \cdot \left(\frac{r_{к}}{r_o}\right)^2 - 0,408 \cdot \frac{r_{к}}{r_o} + 0,219; \quad (14)$$

$$n = 0,76 \cdot \left(\frac{r_{к}}{r_o}\right)^2 - 0,35 \cdot \frac{r_{к}}{r_o} + 0,59. \quad (15)$$

Глубина колеи при движении колеса в свободном режиме, м:

$$H_{кс} = \left( \frac{C_{ш} \cdot z_{шс}}{C \cdot B_{ш} \cdot 10^{k \cdot \mu} \cdot r_o^{\mu \cdot (1-n)} \cdot L_{ш}} \right)^{\frac{1}{\mu}}. \quad (16)$$

Сопротивление качению колеса в свободном режиме, Н:

$$P_{f_{кк}} = 10^{\mu(k+2)-1} \cdot r_o^{\mu(1-n)} \cdot C \cdot B_{ш} \cdot \int_{z_{шс}}^{H_{к} + z_{шс}} [(H_{кк} + z_{шс})^n - h^n]^{\mu} dh. \quad (17)$$

Разложение выражения (17) в ряд даст три первых наиболее значимых члена в виде:

$$P_{f_{кк}} = C \cdot B_{ш} \cdot 10^{k \cdot \mu} \cdot r_o^{\mu(1-n)} \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{n+1} + \frac{\mu \cdot (\mu+1)}{2 \cdot (2 \cdot n+1)} \right) \times \\ \times [(H_{кк} + z_{шс})^{n\mu+1} - z_{шс}^{n\mu+1}]. \quad (18)$$

Избыточная сила тяги на колесе при движении по грунту определяется из выражения:

$$P_{тк} = 1,97 \cdot (1-\delta) \cdot (P_{\phi_{\max}} - P_{f_{кк}}) \cdot th \cdot \left( \frac{\delta}{\delta_{\max}} \right). \quad (19)$$

Значение коэффициента буксования колеса:

$$\delta = \frac{r_{\delta} - r_{\kappa}}{r_{\delta}}. \quad (20)$$

При реализации ведомого режима движения колеса ( $r_{кк} = r_{кв}$ ,  $P_{км} = P_{кв}$ ) зависимость (19) приобретает вид:

$$P_{кв} = 1,97 \cdot \left( \frac{r_{кв}}{r_{\delta}} \right) \cdot (P_{\phi_{\max}} - P_{f_{кк}}) \cdot th \cdot \left( \frac{r_{\delta} - r_{кв}}{\delta_{\max} \cdot r_{\delta}} \right). \quad (21)$$

Уравнение мощностного баланса колес определяется зависимостью:

$$M_{кк} \cdot \omega = P_{f_{кк}} \cdot r_{\kappa} \cdot \omega + P_{км} \cdot \omega \cdot (r_{\delta} - r_{\kappa}) + P_{км} \cdot \omega \cdot r_{\kappa}. \quad (22)$$

Для случая движения колеса в ведомом режиме ( $M_{кк} = 0$ ,  $r_{\kappa} = r_{кв}$ ,  $P_{км} = P_{кв}$ ) принимает вид:

$$P_{f_{кк}} \cdot r_{кв} \cdot \omega + P_{кв} \cdot \omega \cdot (r_{\delta} - r_{кв}) + P_{кв} \cdot \omega \cdot r_{кв} = 0. \quad (23)$$

Раскрыв выражение (23) получим:

$$P_{кв} = - \frac{P_{f_{кк}} \cdot r_{кв}}{r_{\delta}}. \quad (24)$$

Подставив в уравнение (21) выражение  $P_{кв}$  из (24) и приняв  $r_{\delta} = r_{кк} = r_o - z_{ш}$ , а также  $r_{кв} > r_{кк}$  получим:

$$1,97 \cdot (P_{\phi \max} - P_{f_{\text{жкк}}}) \cdot th \cdot \left( \frac{r_{\text{кв}} - r_o + z_{\text{шс}}}{\delta_{\max} \cdot (r_o - z_{\text{шс}})} \right) + P_{f_{\text{жкк}}} = 0. \quad (25)$$

Из выражения (25) выразим значение радиуса качения колеса в ведомом режиме:

$$r_{\text{кв}} = \delta_{\max} \cdot (r_o - z_{\text{шс}}) \cdot Ln \sqrt{\frac{0,97 \cdot P_{f_{\text{жкк}}} - 1,97 \cdot P_{\phi \max}}{2,97 \cdot P_{f_{\text{жкк}}} - 1,97 \cdot P_{\phi \max}}} + r_{\text{кв}} - z_{\text{шс}}. \quad (26)$$

Приняв, что  $r_{\text{кв}} = r_o - z_{\text{шс}}$  и раскрыв (9), получим зависимость:

$$\gamma = \frac{r_{\text{кв}} - r_{\text{кв}}}{M_{\text{кв}}} = \frac{r_{\text{кв}} - r_o + z_{\text{шс}}}{M_{\text{кв}}}. \quad (27)$$

Крутящий момент, подведенный к колесу, осуществляющему движение свободном режиме, Н·м:

$$M_{\text{кв}} = P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\text{кв}} + P_{f_{\text{ш}}} \cdot r_{\text{кв}}. \quad (28)$$

Усилие, затрачиваемое на тангенциальную деформацию шины, Н:

$$P_{f_{\text{ш}}} = \frac{C_{\text{шн}} \cdot f_{\text{ш}}}{C_{\text{ш}}}. \quad (29)$$

Проверка адекватности модели на примере взаимодействия шины ОИ-25 с песчаной опорной поверхностью показала, что расхождение величин расчетных и экспериментальных значений для радиуса качения колеса в ведомом режиме  $r_{\text{кв}}$  не превышает 5,2%. Различие расчетного и экспериментально полученного значений приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта  $\gamma_{\text{шп}}$  составляет 5,7%. Указанный результат свидетельствует об удовлетворительной сходимости расчетных данных с экспериментальными. Расхождение расчетных и экспериментальных значений для случая движения по твердой опорной поверхности находится в пределах 12%.

**3. Результаты экспериментальных исследований по определению параметров физико-механических свойств уплотненного грунтового покрытия дорожной насыпи, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемому грунту.**

Для подтверждения факта соответствия грунта в дорожной насыпи условиям, принятым для моделирования, проведена экспериментальная

оценка структурного состояния песчаного слоя реальной опорной поверхности на участке строительства автомобильной дороги транспортного обхода г. Мурино в Ленинградской области с задачами определения степени уплотнения грунта в опорной поверхности дорожной насыпи и удельного сопротивления грунта вдавливанию на глубину 1 см.

Инструментальное обеспечение измерений: плотномер динамический Д-51 и динамометр сжатия-растяжения «МЕГЕОН 04200» (рис.5).

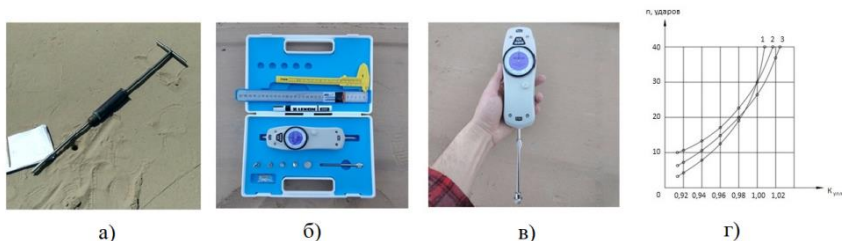


Рисунок 5 – Измерительное оборудование и методика:  
 а – плотномер динамический Д-51;  
 б, в – динамометр сжатия-растяжения «МЕГЕОН-04200»;  
 г – зависимость величины коэффициента уплотнения  
 от количества ударов для песка

Экспериментальные исследования включали в себя полевые и лабораторные исследования. Величина удельного сопротивления грунта вдавливанию по результатам полевых испытаний составила от  $4,50 \cdot 10^5$  Па до  $4,75 \cdot 10^5$  Па при коэффициенте уплотнения, находящимся в диапазоне от 0,98 до 1,00. Общий диапазон значений величины удельного сопротивления грунта вдавливанию составил  $(4,37 \dots 5,63) \cdot 10^5$  Па, при наиболее представительном диапазоне  $(4,37 \dots 5,63) \cdot 10^5$  Па.

Таким образом, для расчетов была принята величина удельного сопротивления вдавливанию  $4,50 \cdot 10^5$  Па, как граничная для полевых испытаний и как лежащая в середине наиболее представительного диапазона значений при лабораторных испытаниях.

#### **4. Метод оценки нагруженности трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.**

Разработанные математические модели легли в основу метода оценки нагруженности трансмиссии транспортных средств циркулирующими моментами, блок-схема которого приведена на рисунке 6.

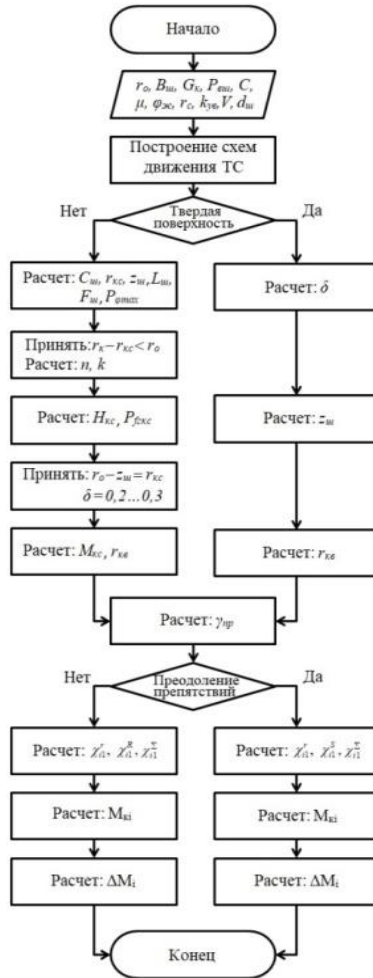


Рисунок 6 – Блок-схема расчетной реализации метода оценки нагруженности трансмиссии колесного шасси циркулирующими моментами

В соответствии с блок-схемой разработана компьютерная программа определения приведенной тангенциальной эластичности грунта, получившая свидетельство о государственной регистрации.

**5. Результаты сравнительной оценки нагруженности трансмиссий сочлененных и жесткорамных машин, рекомендации по использованию в их конструкциях унифицированных узлов и агрегатов.**

Результаты сравнительной оценки уровня нагруженности узлов и агрегатов трансмиссии приведены в таблицах 4–6.

Таблица 4. Результаты расчета циркулирующих моментов при движении по грунту

Контур	Ось	Момент на оси $M_i$ , Н·м		Циркулирующий момент $\Delta M_i$ , Н·м	
		Жесткорамный АС	Сочлененный АС	Жесткорамный АС	Сочлененный АС
С учетом тангенциальной эластичности шины					
2–1	1	10197,52	17646,58	7808,71	3352,34
	2	18006,23	20998,92		
3–1	1	10197,52	17646,58	7808,71	3352,34
	3	18006,23	20998,92		
3–2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
	3	18050,40	19322,75		

Таблица 5. Результаты расчета циркулирующих моментов при движении по твердой поверхности

Контур	Ось	Момент на оси $M_i$ , Н·м		Циркулирующий момент $\Delta M_i$ , Н·м	
		Жесткорамный АС	Сочлененный АС	Жесткорамный АС	Сочлененный АС
С учетом углов увода					
2–1	1	-6274,66	-1899,93	14946,64	7084,72
	2	8671,98	5184,79		
3–1	1	-6259,02	-1875,05	14915,36	7034,96
	3	8656,34	5159,91		
3–2	2	1556,83	1667,37	-45,10	-49,88
	3	1511,74	1617,49		

Таблица 6. Результаты расчета циркулирующих моментов при преодолении препятствий различного геометрического профиля

Препятствие	Контур		Мост		Максимальный момент на оси, $M_i$ , Н·м	
	Рамн.	Сочл.	Рамн.	Сочл.	Рамный	Сочлененный
Ров	2–1	2–1	1	1	9763,56	16368,61
			2	2	18440,19	22267,89
Кювет	2–3	2–3	2	2	17111,06	17292,34
			3	3	18989,74	21353,17
Эскарп	2–3	2–3	2	2	15930,26	14752,49
			3	3	20170,54	23893,49
Спуск	2–3	1–2	2	1	18910,25	21300,14
			3	2	17190,55	17345,37
Подъем	2–3	1–2	2	1	17189,26	21323,41
			3	2	18911,54	17322,10

Расчетная оценка нагруженности трансмиссий циркулирующим моментом показала, что величина момента, циркулирующего в замкнутом контуре шарнирно-сочлененного автосамосвала, в большинстве рассмотренных случаев ниже, чем у его жесткорамного аналога. Вместе с тем, величины моментов, нагружающих каждую ось заблокированного контура, несколько превосходят таковые у жесткорамной машины, что объясняется большим диаметром шин и большей вертикальной нагрузкой на колеса. В связи с этим была проведена оценка напряжений, возникающих в элементах карданного вала привода наиболее нагруженного моста, которая показала нахождение их в допустимых диапазонах для конструкционных материалов серийно производимых изделий.

Технико-экономическая оценка подтвердила целесообразность разработки и использования шарнирно-сочлененных транспортных средств в звене развоза грунтов в рамках дорожно-строительного производства. Так, экономический эффект от внедрения одной машины составит около 292 тыс.руб в год при односменном режиме работы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан концептуальный облик шарнирно-сочлененного автосамосвала, входящего в состав высоко унифицированного семейства большегрузных землевозов и проведена его сравнительная оценка с жесткорамным аналогом. Результаты сравнения подтвердили целесообразность использования шарнирно-сочлененных автосамосвалов

в дорожно-строительном производстве в составе высоко унифицированного семейства большегрузных грузовиков.

2. Разработаны математические модели нагружения блокированных контуров трансмиссий многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами в условиях движения, характерных для строительной площадки, достоверность которых подтверждена экспериментальными данными.

3. Проведены экспериментальные исследования по определению физико-механических свойств уплотненного грунтового покрытия дорожной насыпи, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемому грунту. Определены диапазоны характерных значений поверхностного удельного сопротивления грунта вдавливанию.

4. На основе разработанных математических моделей и экспериментально полученных исходных данных предложен универсальный метод оценки нагруженности трансмиссии циркулирующими моментами. Разработана блок-схема расчетов и компьютерная программа ее реализации.

5. Проведена сравнительная оценка нагруженности циркулирующими моментами трансмиссий строительных автосамосвалов на базе колесных полноприводных шасси шарнирно-сочлененной и жесткорамной конструкций. Подтверждена возможность применения в конструкции шарнирно-сочлененных автосамосвалов конструктивных элементов трансмиссий, унифицированных с серийными большегрузными автомобилями.

6. Технико-экономическая оценка разработки подтверждает целесообразность включения в состав высоко унифицированного семейства строительных землевозов шарнирно-сочлененного автосамосвала. Годовой экономический эффект от внедрения одной машины при односменном режиме работы может составлять около 292 тыс. руб. в год.

## **ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ**

### **Публикации в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов ВАК РФ**

1. Фомин, К.И. Концептуальная оценка возможности создания отечественного сочлененного автосамосвала для использования по всем видам дорог и местности / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке, И.В. Арифиллин // Вестник 25 Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2021. – № 2 (65). – С. 18–25.



2. Фомин, К.И. Обоснование рациональных компоновочных схем автосамосвалов для дорожно-строительной отрасли / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке, И.В. Арифиллин, Е.Р. Лукашук // Вестник Московского автомобильнодорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2021. – № 4 (67). – С. 48–55.

3. Фомин, К.И. Сравнительная оценка нагруженности приводов ходового оборудования рамных и шарнирно-сочлененных автосамосвалов / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров // Грузовик, 2023 № 10. – С. 9–15

4. Фомин, К.И. Метод расчета упругой податливости заблокированного контура трансмиссии многоприводной пневмоколесной машины на деформируемом грунте / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке // Грузовик, 2024 № 7. – С. 8–13.

5. Фомин, К.И. Расчетно-экспериментальное определение некоторых характеристик грунтов опорных поверхностей дорожных насыпей / К.И. Фомин/ Русский инженер, 2024 № 3(84). – С. 44–48.

### **Публикации в изданиях, индексируемых Scopus**

6. Fomin, K. Development concept of a domestically-produced articulated dump truck for the development of the Arctic territories of Russia / K. Fomin, V. Dobromirov, U. Meike// Transportation Research Procedia. "International Conference of Arctic Transport Accessibility: Networks and Systems" 2021. С. 184-191. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.09.041.

### **Публикации в других изданиях**

7. Фомин, К.И. Сравнительная оценка автосамосвалов с жесткой и шарнирно-сочлененной рамой в условиях дорожно-строительного производства / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке // Вестник гражданских инженеров. – 2020 . – № 4 (81). – С. 174 – 181. (0,5 п.л., авторский вклад – 33 %).

8. Фомин, К.И. Повышение конкурентоспособности НТТМ как одна из актуальных проблем современного строительного производства/ К.И. Фомин, У.Н. Мейке, М.М. Блиндер // Актуальные проблемы современного строительства. Материалы LXXIV Всероссийской конференции студентов, аспирантов и молодых ученых в 2-х частях. Том 2. – СПб.: Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 2021. – С. 35–44. (0,63 п.л., авторский вклад – 25 %).

9. Фомин, К.И. Оценка разрушающего воздействия строительных автосамосвалов на опорную поверхность автозимников / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке // Арктика: инновационные технологии, кадры, туризм. – 2021. – № 1(3). –С. 55–60. (0,38 п.л., авторский вклад – 33 %).

### **Программы для ЭВМ**

10. Фомин, К.И. Цифровая реализация математического аппарата по определению тангенциальной эластичности деформируемого грунта при взаимодействии с колесным двигателем транспортного средства: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024669296, дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 05.09.2024 / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке.

---

Компьютерная верстка *Смирновой М. В.*

Подписано к печати 10.10.2024. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 1,3. Тираж 120 экз. Заказ 125.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.  
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская, д. 4.

Отпечатано на МФУ. 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 32, лит. А.