

- **МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВЗАИМООТНОШЕНИЙ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ С ХОЗЯЙСТВУЮЩИМИ СУБЪЕКТАМИ**
- **О ВЗАИМНОМ НАГРЕВЕ КОЛЕСА И БУКСОВОГО УЗЛА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**
- **О РАСЧЕТАХ РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ И СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ**
- **КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА УЛЬТРАЗВУКОВЫМ МЕТОДОМ ДИАГНОСТИКИ**



## правила написания статей

1. В редакцию направляется текст статьи с информацией об авторах, шифром УДК, двуязычной аннотацией с выделенными ключевыми словами, списком литературы, графиками, рисунками и таблицами. К тексту прилагается сопроводительное письмо и рецензия, заверенная у секретаря ученого совета. В редакцию необходимо прислать распечатку статьи в двух экземплярах (один из экземпляров подписывается всеми авторами, содержит их полные фамилии, имена и отчества, места работы и должности, научные звания, почтовые и электронные адреса и контактные телефоны) и электронный вариант на CD или по электронной почте.
2. Текст статьи объемом не более 12-14 страниц предоставляется в формате Microsoft Word'2000-2007, RTF (другие форматы допустимы при согласовании). Размер страницы А4, шрифт из группы Times, 14 кегль, полуторный интервал. Все поля по 2 см.
3. Рисунки предоставляются в электронном виде в форматах TIFF, PNG, JPEG. Разрешение растровых рисунков должно быть не менее 100 пикселей на сантиметр (300 на дюйм). Внедренная в текстовый документ графика не всегда воспроизводима в исходном виде. Редакция не несет ответственности за возможные искажения информации, предоставленной только в электронном виде.
4. Таблицы располагаются непосредственно после абзаца, содержащего упоминание о данной таблице. Все таблицы в тексте необходимо пронумеровать, озаглавить. Кегль внутри таблиц - 11, расположение текста - по ширине, расстановка переносов обязательна, междустрочный интервал одинарный.
5. Каждое наименование в списке литературы оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 7.1-84 "Библиографическое описание документа" и должно содержать фамилию автора (инициалы указываются после фамилии), название произведения, место издания (город и издательство), год издания, том, выпуск и страницы. Список должен содержать не более 10 источников. Ссылки на источники даются в квадратных скобках, в соответствии с нумерацией в списке литературы.
6. Плата с аспирантов за публикацию рукописей не взимается.

### РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

- 1 Ефимов Александр Васильевич — главный редактор, президент УрГУПС
- 2 Сай Василий Михайлович — зам. главного редактора, д.т.н., профессор (УрГУПС)
- 3 Асадченко Виталий Романович — научный редактор, д.т.н., профессор (УрГУПС)
- 4 Силуков Юрий Дмитриевич — д.т.н., профессор (УГЛТУ)
- 5 Багин Юрий Иванович — д.т.н., профессор (УГТУ-УПИ)

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

- 1 Аккерман Геннадий Львович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 2 Александров Александр Эрнстович — к.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 3 Антропов Владимир Алексеевич — д.э.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 4 Аржанников Борис Алексеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 5 Афанасьев Анатолий Ильич — д.т.н., УГГУ (Екатеринбург)
- 6 Бачурин Николай Сергеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 7 Баутин Сергей Петрович — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 8 Боровских Александр Михайлович — к.т.н., УГЛТУ (Екатеринбург)
- 9 Ваксман Семен Аронович — к.т.н., УрГЭУ (Екатеринбург)
- 10 Галкин Александр Геннадьевич — д.т.н., ректор УрГУПС (Екатеринбург)
- 11 Глушко Марат Иванович — д.т.н., УО ВНИИЖТ (Екатеринбург)
- 12 Готлиб Борис Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 13 Грицык Валерий Иванович — д.т.н., РГУПС (Ростов-на-Дону)
- 14 Ковалев Рудольф Николаевич — д.т.н., УГЛТУ (Екатеринбург)
- 15 Козлов Петр Алексеевич — д.т.н., президент холдинга ООО «Стратег» (Москва)
- 16 Кортаев Владимир Николаевич — д.т.н., ПГТУ (Пермь)
- 17 Коркунова Ольга Владимировна — д.ф.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 18 Кузнецов Константин Борисович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 19 Лапшин Василий Федорович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 20 Наговицын Виктор Степанович — д.т.н. (Москва)
- 21 Павлюков Александр Эдуардович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 22 Пикалин Юрий Анатольевич — д.э.н. (Свердловская железная дорога)
- 23 Попов Валерий Евгеньевич — д.т.н., НПП «Спектр» (Екатеринбург)
- 24 Рачек Светлана Витальевна — д.э.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 25 Резник Леонид Григорьевич — д.т.н., ТГНГУ (Тюмень)
- 26 Самуйлов Валерий Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 27 Сергеев Борис Сергеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 28 Скоробогатов Семен Макеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 29 Смольянинов Александр Васильевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 30 Ставров Адольф Павлович — д.т.н., ЮУрГУ (Челябинск)
- 31 Тимофеева Галина Адольфовна — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 32 Умняшкин Владимир Алексеевич — д.т.н., УДГУ (Ижевск)
- 33 Ялышев Юрий Иванович — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)

Выпускающий редактор Неверова Людмила Васильевна.

Контактные телефоны:

(343) 373-07-41, 245-01-34, 245-31-88

lneverova@nis.usurt.ru

### В НОМЕРЕ

#### ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

- ЯКОВЛЕВ В. Л., СТОЛЯРОВ В. Ф. / Генезис транспортных систем ..... 2
- СКРЫПНИКОВ А. В., КОНДРАШОВА Е. В., СКВОРЦОВА Т. В. / Комплексное моделирование процесса функционирования дороги в системе автоматизированного проектирования ..... 6
- СИРИНА Н. Ф. / Организация вагоноремонтного производства на основе адаптивных механизмов ..... 10
- САЙ В. М., ФОМИН В. К. / Моделирование системы взаимоотношений железной дороги с хозяйствующими субъектами ..... 15

#### ВАГОНЫ

- ГЕЛЬВЕР С. А. / Исследование напряженно-деформированного состояния кузова грузового полувагона из алюминиевых сплавов с учетом физической нелинейности материала ..... 20
- МИРОНОВ А. А., ОБРАЗЦОВ В. Л., ПАВЛЮКОВ А. Э. / О взаимном нагреве колеса и буксового узла в процессе эксплуатации подвижного состава ..... 24
- ФОМИН В. В. / Исследование ресурса вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака ..... 30
- ПЕТРОВ А. Г., ЮРКОВСКИЙ С. Л. / Исследование влияния отступлений в содержании ходовых частей грузовых вагонов на безопасность движения ..... 34
- ГЛУШКО М. И. / Взаимодействие колесной пары с рельсами ..... 40
- ТИМУХИНА Е. Н., ВОЛКОВ Д. В. / Аналитическое обоснование технологии размещения грузов вдоль вагона ..... 46
- ПАЧЕНКО А. А., ТЕН Е. Е. / Систематизация эксплуатационных дефектов колесных пар подвижного состава магистральных железных дорог ..... 51
- ЛАПШИН В. Ф., КОЛЯСОВ К. М., СВЕРДЛОВ В. Б. и др. / Оценка сопротивления усталости элементов кузова полувагона при воздействии накладных виброташин ..... 53

#### ПУТЬ И ПУТЕВОЕ ХОЗЯЙСТВО

- СМОЛЬНИКОВ В. Т. / О расчетах рельсовой колеи и стрелочных переводов ..... 59
- ЯГОФАРОВ Х., ЯГОФАРОВ А. Х., СКОРОБОГАТОВ С. М. / Особенности работы бункеров на железнодорожном транспорте ..... 62

#### АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ

- АХМАДУЛЛИН Ф. Р. / Несопряженные соотносительные рельсовые цепи ..... 67
- МИХАЛЕВ А. Н., ПАРШИНА Е. В. / Обеспечение высокой помехоустойчивости и надежности систем АБ и АЛС ..... 70

#### ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ

- ЛУНЕВ С. А., СЕРОШТАНОВ С. С., АЮПОВ Р. Ш. / Мониторинг динамических параметров обратной тяговой рельсовой сети ..... 74
- ЛУНЕВ С. А., БОРИСЕНКО Д. В. / Контроль электропитания нетяговых потребителей первой категории на основе применения теории нечетких множеств и нечеткой логики ..... 77
- ЧЕРЕМИСИН В. Т., ПРИВАЛОВ С. Я. / Анализ состояния качества электрической энергии на электрифицированных железных дорогах переменного тока ..... 81
- ШАНТАРЕНКО С. Г. / Оценка динамических составляющих радиальных сил и несоосности якоря и остова в тяговом электродвигателе ..... 84
- КОНДРАТЬЕВ А. И., ЛИ В. Н., ТИТОВ Е. А. / Контроль состояния контактного провода ультразвуковым методом диагностики ..... 86

#### АВТОТРАНСПОРТ

- АНИСИМОВ И. А. / Сравнительная оценка приспособленности автомобилей к низкотемпературным условиям эксплуатации при работе на различных видах топлива ..... 90
- БОРОВСКИХ А. М., НОВОПАШИН Л. А., ДЕНЕЖКО Л. В. / Влияние на показатели двигателя некоторых альтернативных топлив ..... 92
- МИХАЛЕВА Л. В., КАРЕВ Б. Н., СИДОРОВ Б. А. / Теоретические аспекты обеспечения безопасности дорожного движения ..... 94
- ЧУМЛЯКОВ К. С. / Алгоритм оценки приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации по расходу топлива ..... 95

## ГЕНЕЗИС ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

**Научно-технический прогресс транспорта во многом зависит от результатов исследования вопросов формирования транспортных систем, совершенствования нормативной и материально-технической базы, эффективной организации производства. Для этого в первую очередь необходимо осознать целостность проблемы как самостоятельного научного направления на новой концептуальной и методологической базе, включающей изучение генезиса транспорта в широком философском смысле, когда рассматривается не только происхождение, но и тенденции, процесс развития, приводящий к определенному состоянию [1, с. 115]. Основным инструментом исследования в данном случае становится методология, строящаяся на принципах системности, историчности, диалектичности.**

Принцип системности предполагает разграничение понятий объекта и системы. Объект — транспорт — рассматривается как данное нам в ощущениях явление объективной реальности, обладающее всей полнотой качественных и количественных свойств. Транспортная система — специфическая форма представления транспорта в виде целостной совокупности взаимосвязанных между собой технологических и технических элементов, составляющих его сущность — внутреннее содержание, отличающееся от всех других промышленных объектов. Воспроизведение исторического пути развития дает представление о «теоретической истории» объекта, закономерной и необходимой, свободной от всего случайного, наносного, несущественного. Полученные знания изучаются с помощью методов абстрактно-логического, дедуктивного, диалектического анализа, когда исследуемый объект рассматривается как представитель определенного класса объектов, имеющих общие признаки. Дедуктивный метод обеспечивает возможность перехода от общих положений к отдельным выводам. Полученное таким образом конкретное знание есть синтез абстрактных определений. Оно используется при построении стандартной модели развития транспортного комплекса.

Транспортный комплекс — совокупность отраслей, специализирующихся на удовлетворении потребностей общества и производства в перемещении грузов [2, с. 293, 542]. Система транспортного комплекса состоит из двух основных частей (подсистем): транспортного машиностроения и транспорта (рис. 1). Транспортное машиностроение изготавливает транспортные средства, а транспорт осуществляет перемещение грузов. По признакам использования и назначения выделяется несколько категорий транспорта: общего пользования (магистральный, городской, пригородный), необщего пользования (внутрипроизводственный и внутриведомственный), личный и персональный автоматический. Ведущая роль в научно-техническом прогрессе

транспортного комплекса принадлежит транспортному машиностроению. Повышение технического уровня и качества готовой продукции, создание эффективных средств тяги, увеличение износостойкости узлов и деталей, применение новых материалов и видов топлива способствуют техническому совершенствованию транспортных средств и росту производительности труда при их использовании. Универсализация готовой продукции на основе стандартизации, унификации и технической специализации расширяет область ее применения в различных отраслях транспорта [3, с. 834].

Система транспорта состоит из двух основных частей: общественного и промышленного транспорта (см. рис. 1). Общественный транспорт: воздушный, морской, речной, железнодорожный, автомобильный, специализированный (метрополитен, трамвай, троллейбусы) — относится к категории общего пользования. Он предназначен для перевозки пассажиров, а также сырья, топлива, полуфабрикатов, готовой продукции из мест производства в места потребления. Промышленный транспорт: железнодорожный, автомобильный, конвейерный, пневматический, клетки, лифты, канатные и монорельсовые дороги — относится к категории необщего пользования. Он предназначен для перевозки трудящихся, сырья, топлива, полуфабрикатов, готовой продукции непосредственно на промышленных предприятиях (внутрицеховой, внутризаводской) и для связи с общественным транспортом. Ведущую роль здесь играет общественный транспорт. Его развитие характеризуется расширением в грузообороте удельного веса воздушного, автомобильного и трубопроводного транспорта; применением эффективных средств тяги (турбореактивные грузопассажирские самолеты, тяжелые вертолеты, электровозы, тепловозы, тягачи с прицепами); использованием новых видов топлива (атомоходы). Механизм зарождения внутренних тенденций транспортных систем основан на разрешении



Рисунок 1 — Схема развития транспортного комплекса



Рисунок 2 — Схема развития производства

противоречий между элементами структуры, обладающими противоположными свойствами, но, чтобы запустить его, необходимо сильное внешнее воздействие, возникающее в результате изменений, происходящих в окружающей среде. Отсюда можно сделать вывод, что прогресс промышленного транспорта в первую очередь будет определяться достижениями в отраслях транспортного машиностроения и общественного транспорта.

Для изучения внутренних тенденций транспортных систем используется стандартная модель развития производства (рис. 2). Она состоит из двух основных частей (подсистем): организации и средств производства. Под организацией понимается соединение труда со средствами производства для достижения высокой производительности труда за счет лучшего использования производственных фондов и трудовых ресурсов [2, с. 350]. Средства транспортного производства включают всю совокупность материальных объектов, предметов и явлений, используемую для перемещения грузов различного назначения. Организация производства — элемент техники. По признаку отношения к реальности они принадлежат к видам абстрактных и материальных систем. Взаимодействие противоположностей порождает противоречие, в разрешении которого активную роль играет организация производства. Как непосредственный продукт мышления, она обладает большей изменчивостью по сравнению со средствами производства, в которых мышление присутствует в виде овеществленного труда.

Система организации производства включает в качестве основных частей (подсистем) производственный процесс и способ производства (см. рис. 2). Понятие процесса транспортирования определяется как изменение состояния груза и средства его перемещения при их взаимодействии. В его основе лежат природные процессы: механические, физические, химические, биологические. Способ транспортирования представляет порядок процессов транспортирования, учитывающий их состояние, расположение, ход, правила, устройство, отличающийся целенаправленностью, постоянством, налаженностью, последовательностью, непрерывностью. Принципиальное различие между способом и процессом транспортирования можно охарактеризовать категориями формы и содержания организации транспортного производства. Форма связана

со строением транспортной системы, содержание — с функционированием. Форма обладает свойствами статичности, упорядоченности, содержание — динамичности, направленности. В результате взаимодействия противоположностей формы и содержания рождается внутреннее противоречие системы, источник ее развития. Активную роль в нем играет процесс транспортирования.

В системе производственного процесса выделяются элементы технологического и вспомогательного процессов (см. рис. 2), отличающихся направленностью. Технологический процесс транспортного производства направлен на перемещение груза, а вспомогательный — на обеспечение технологического процесса. Типология вспомогательных процессов включает организацию транспортирования (информация, управление), воспроизводство транспортных средств (замена полностью амортизированного подвижного состава, восполнение ресурсов), поддержание подвижного состава в рабочем состоянии (диагностика, техническое обслуживание, ремонты), обеспечение непрерывности производства (технологические простои, ожидание очереди, холостой ход и пр.). Наличие противоположных целей, одна из которых главная, а другая подчиненная, порождает внутреннее противоречие системы. Роль движущей силы развития здесь принадлежит вспомогательному процессу как менее значимому и потому более изменчивому. Специализация вспомогательных процессов способствует росту производительности за счет повышения надежности подвижного состава и сокращения его простоев.

На современном этапе развития транспортного производства господствующее положение занимает поточная форма организации, когда расчленение общего процесса транспортирования на отдельные, последовательные, взаимосвязанные процессы обеспечивает согласованность и непрерывность перемещения груза. Пути совершенствования способа транспортирования включают: стандартизацию, унификацию, специализацию. Стандартизация состоит в нахождении эффективных решений для распространенных и часто повторяющихся задач. Благодаря этому существенно облегчается упорядочение процессов транспортирования, установление рациональной номенклатуры грузов, повышение технического уровня и качества транспортных средств, ресурсосбережение и т. д. К одному из наиболее распространенных видов стандартизации от-

носится унификация. В системном представлении она определяется как относительное сокращение разнообразия элементов систем по сравнению с разнообразием самих систем [3, с. 572, 762]. Один из существенных признаков специализации — однородность (одинаковость). На этом основана классификация типов специализации: предметная специализация относится к номенклатуре груза, технологическая — к способам и процессам транспортирования, детальная — отдельным деталям и узлам транспортных средств. В совокупности они обеспечивают условия для механизации и автоматизации транспортного производства, снижения трудоемкости и уменьшения себестоимости перевозки грузов [2, с. 497, 500, 556]. Эффективность способа транспортирования характеризуется показателем продолжительности транспортного цикла. Тенденция его снижения (критерий технологической эффективности) реализуется за счет уменьшения количества процессов транспортирования, а также изменения их последовательности во времени (совмещение) и состава (замена).

Система средств производства состоит из двух основных частей (подсистем) — предмета и средства труда (см. рис. 2). Предмет труда транспортного производства — груз, а средство труда — средство его перемещения. Они представляют две стороны взаимодействия в процессе транспортирования — пассивную и активную. В соответствии с уровнем развития средства перемещения устанавливается рациональная номенклатура грузов.

Система средства труда включает элементы орудия труда и ресурса (см. рис. 2). К орудиям труда транспортного производства относятся транспортные средства — технические устройства, предназначенные для перемещения грузов: подвижной состав, строительные сооружения (магистраль, узлы, сети дорог, здания), средства погрузки и выгрузки грузов и пассажиров, складирования и перегрузки, связи и управления транспортом, информационно-вычислительная техника и т. д. Транспортные средства бывают рельсовыми и безрельсовыми, водными, воздушными, космическими. Ресурс — вспомогательное средство перемещения груза, с помощью которого обеспечивается работоспособность транспортного средства [3, с. 677]. Виды ресурсов: материальные (запчасти, смазочные и расходные материалы), энергетические (углеводородное и ядерное топливо, электричество), трудовые (трудящиеся). Взаимодействие противоположностей основных и вспомогательных элементов порождает внутреннее противоречие — источник развития системы средства перемещения груза. Активную роль в его разрешении играет ресурс, для которого транспортное средство представляет определенность, заданность.

Общее направление развития системы средства перемещения груза определяется тенденциями ресурсосбережения и адаптивирования транспортного средства к свойствам груза и условиям эксплуатации. Способы претворения в жизнь тенденции ресурсосбережения

включают: а) предупредительную диагностику, позволяющую максимально сократить продолжительность неплановых простоев; б) снижение энергопотребления за счет замены одних источников энергии другими, более дешевыми и эффективными; в) передачу управления промышленным роботам. Оптимизация зависимости показателей эксплуатации от технических характеристик транспортных средств и свойств груза на основе критериев технологической эффективности позволяет решать задачи в различных отраслях транспортного комплекса. В транспортном производстве полученные данные используются для совершенствования способа транспортирования и повышения производительности, а в транспортном машиностроении — для технической специализации транспортных средств. Так были созданы специализированные средства промышленного транспорта: танкеры, рефрижераторы, контейнеровозы, рудовозы, специальные вагоны, вертолеты, автосамосвалы, конвейеры и пр.

### Заключение

С целью исследования генезиса транспортных систем построена стандартная модель развития транспортного комплекса (см. рис. 1) и модель развития транспортного производства, представляющая частный случай стандартной модели производства (см. рис. 2). В результате их изучения мы пришли к следующим выводам.

1. Все транспортные системы имеют общую структуру и генезис.

2. Тенденции транспортных систем возникают в результате разрешения противоречий между организацией и средствами транспортного производства, процессом и способом транспортирования, грузом и средством его перемещения, технологическим и вспомогательными процессами транспортирования, транспортным средством и ресурсом.

3. Общее направление развития определяется суммарным вектором внешних и внутренних тенденций (табл. 1). При противоположной направленности их действие ослабевает, при одинаковой — усиливается. Например, противоположную направленность имеют тенденция расширения области применения готовой продукции за счет ее универсализации в транспортном машиностроении и тенденция адаптивирования транспортных средств к свойствам груза и условиям эксплуатации за счет ограничения области применения в транспортном производстве. Тенденция технического совершенствования готовой продукции транспортного машиностроения совпадает по направлению с внутренними тенденциями автоматизации транспортного производства, роста производительности, совершенствования способа транспортирования, предметной специализации груза, ресурсосбережения. По направлению суммарного вектора развития можно заключить, что главной тенденцией транспортных систем в XXI в. будет полная автоматизация транспортного производства с передачей управления промышленным роботам.



Таблица 1 — Тенденции транспортных систем и способы их реализации

Объект	Тенденция	Способ реализации
Транспортное машиностроение	Техническое совершенствование готовой продукции. Расширение области применения готовой продукции	Повышение технического уровня и качества, создание эффективных средств тяги, увеличение износостойкости узлов и деталей, применение новых материалов и видов топлива. Универсализация готовой продукции на основе стандартизации, унификации, технической специализации
Транспортное производство	Автоматизация	Переход от частичной автоматизации к полной автоматизации
Процесс транспортирования	Рост производительности	Специализация вспомогательных процессов, повышение надежности и сокращение простоев подвижного состава
Способ транспортирования	Совершенствование. Сокращение продолжительности транспортного цикла	Стандартизация, унификация. Уменьшение количества процессов транспортирования, изменение последовательности во времени (совмещение) и состава (замена)
Груз	Предметная специализация	Установление рациональной номенклатуры
Транспортное средство	Адаптирование к свойствам груза и условиям эксплуатации	Ограничение области применения
Ресурсы	Ресурсосбережение	Применение предупредительной диагностики. Снижение расхода энергетических ресурсов на единицу продукции. Передача управления промышленным роботам

## Литература

1. Философский энциклопедический словарь / Редкол.: С.С. Аверинцев, Э.А. Араб-Оглы, Л.Ф. Ильичев и др.; 2-е изд. — М.: Сов. Энциклопедия, 1989. — 815 с.
2. Политехнический словарь / Редкол.: А.Ю. Ишлинский (гл. ред.) и др.; 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Большая энциклопедия, 2000. — 656 с.
3. Ожегов С.И., Шведова Н.Ю. Толковый словарь русского языка / Российская академия наук. Институт русского языка им. В.В. Виноградова; 4-е изд., доп. — М.: Азбуковник, 1997. — 944 с.

## КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДОРОГИ В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Техническое противоречие, выражающееся в несоответствии традиционной технологии проектирования дорог и усложняющихся качественных аспектов работы транспорта, снимается автоматизацией проектирования, внедрением САПР. Однако только дополнение традиционной технологии проектирования современными средствами автоматизации чертежных работ и инженерно-технических расчетов слабо способствует решению все более сложных задач проектирования дорог.

### Теоретический анализ

Увязывая многообразие проектных решений отдельных частей дороги, проектировщик должен видеть всю дорогу «в целом», возможно полнее оценивать транспортно-эксплуатационные показатели выбираемого проектного решения. В связи с этим главное назначение САПР — дать проектировщику возможность анализировать и синтезировать конструкцию дороги в режиме диалога с ЭВМ. Основной частью САПР должна быть имитационная система, позволяющая видеть дорогу в действии, дающая возможность испытания конструкции дороги на ЭВМ.

Определены следующие ключевые задачи разработки подсистемы комплексного моделирования, которые решались на основе системного подхода.

1. Подсистема моделирования процесса функционирования дороги должна разрабатываться как часть общей системы автоматизированного проектирования.

Это значит, что определенные функции проектирующих программ должны быть заложены в алгоритм и программы моделирования процесса функционирования дороги. В частности, программа моделирования должна быть согласована с проектирующими программами по входным параметрам, а результат моделирования должен показывать проектировщику направление оптимизации проектного решения.

2. Оптимизация проектного решения на основе всестороннего испытания конструкции дороги на ЭВМ требует, чтобы подсистема моделирования давала возможность комплексной оценки дороги по ее основным транспортно-эксплуатационным характеристикам. В этот комплекс включаются показатели экономичности и безопасности движения, энергетические и экологические, скорость и время движения. Требование всесторонности испытания проектируемой дороги заставляет рассчитывать в процессе моделирования не только общие и средние показатели, но и эпюры видимости, детальные эпюры расхода топлива, себестоимости перевозок, эмиссии токсичных веществ и т. п., позволяющие выявлять элементы и участки дорог, требующие вариантного проектирования. Алгоритм моделирования должен обеспечить данными подсистему направленного выбора варианта, оптимального по комплексу показателей, иногда взаимно противоречивых.

3. Поскольку оптимизация проектного решения достигается в процессе детального анализа дорожных условий, то алгоритм моделирования процесса функционирования до-

роги должен учитывать дорожные условия с максимальной полнотой, позволяющей отражать показателями дорожного движения любые небольшие изменения проектных решений. При этом исходными данными программы, оценивающей проектное решение, должны быть:

- все параметры продольного профиля (отметки, уклоны и длины подъемов и спусков, радиусы вертикальных выпуклых и вогнутых кривых и т. п., определенная проектом последовательность элементов профиля);
- параметры поперечного профиля (ширина полосы движения проезжей части, обочин, количество полос движения и т. п.);
- параметры проезжей части (ровность и шероховатость и т. п.);
- параметры плана (все параметры прямых и кривых);
- определенная проектом последовательность элементов плана и профиля;
- параметры дорожной обстановки (элементы благоустройства населенных пунктов, тип и параметры пересечений дорожных знаков и т. п.).

4. Так как для оптимизации проектного решения требуется существенное повышение точности и достоверности результатов моделирования процесса функционирования дороги по показателям движения автомобилей, то алгоритм подсистемы должен с максимальной полнотой моделировать режимы движения автотранспортных потоков.

### Методика

Решение указанных задач, разработка алгоритмов позволят создать целый комплекс программ, которые составят ядро подсистемы моделирования процесса функционирования дороги в САПР АД. Программы должны быть основаны на результатах исследования влияния дорожных условий на режимы движения автомобилей и автомобильных потоков при автоматизированном проектировании дорог. В то же время разработка алгоритмов и программ потребует от проектировщика решения самостоятельных сложных задач максимального отражения в программах моделирования геометрических параметров трассы, моделирования решений водителя по выбору режимов движения при восприятии проектируемых дорожных условий, обобщения методик решения задач по теории автомобиля, теории двигателя, теории транспортных потоков [1].





Системный подход как основное требование при разработке подсистем САПР может потребовать увязки на уровне входных данных и результатов практически всех программ, входящих в комплекс моделирования процесса функционирования дороги. Входные данные и результаты программ этого комплекса должны легко адаптироваться с проектируемыми программами первой и последующих очередей САПР АД.

Комплекс моделирования процесса функционирования дороги должен включать примерный перечень программ: ПАРК, ПРОФИЛЬ, СОСТАВ, ТРАССА, КОЛОННА (рис. 1).

Программа ПАРК создает нормативно-справочную базу технико-экономических параметров автомобилей, входящих в состав потока. Полнота базы, возможность непрерывного корректирования и постоянного обновления параметров типов автомобилей исключает разномасштабность в расчетах строительных и эксплуатационных затрат при обосновании экономическими расчетами оптимальности проектных решений и повышает достоверность оценки эффективности капитальных вложений в строительство и реконструкцию дорог. Исходными данными программы ПАРК должны быть наименование марок автомобилей, технические параметры (полный вес, грузоподъемность, минимальный расход топлива и т. д.), технико-экономические показатели (стоимость автомобиля и топлива, нормы затрат на ремонт и обслуживание и т. д.).

Программа СОСТАВ должна делать выборку типов автомобилей (до 20, что вполне достаточно для практических и исследовательских задач) и их процентное содержание в потоке из нормативно-справочной базы (НСБ). Необходимые параметры записываются в рабочий файл для последующего использования программой ТРАССА.

Программа ПРОФИЛЬ должна анализировать геометрические элементы дороги и снимать информацию о дорожных условиях. Одна из главных задач программы — это анализ

видимости поверхности дороги и встречного автомобиля, так как проектировщик редко анализирует условия видимости поверхности дороги в продольном профиле, ориентируясь на нормативное значение радиусов вертикальных кривых.

### Экспериментальная часть

#### Примерный алгоритм программы ПРОФИЛЬ

1. Ввод параметров плана (количество кривых, пикетные положения середины кривых, углы поворота, уклоны виражей, радиусы кривых, шаг расчета); профиля (количество элементов профиля, длины элементов, уклоны прямых и радиусы вертикальных кривых); данные о боковых препятствиях (количество справа и слева, пикетные положения препятствий).

2. Расчет элементов кривых Т, К, Д, НК, КК и т. д., азимутов трассы, лучей зрения водителей (по методу В.И. Ксенадохова  $f_1, f_2$ , а также в ночное время).

3. Расчет видимости в плане по четырем схемам и выбор максимального значения [формулы (1)-(4)]:

$$s = \frac{V_1}{3,6} + \frac{kV_1^2}{254(\varphi \pm i_1)} + l_0; \quad (1)$$

$$s = \frac{V_1 + V_2}{3,6} + \frac{kV_1^2}{254(\varphi \pm i_1)} + \frac{kV_2^2}{254(\varphi \pm i_2)} + l_0; \quad (2)$$

$$s = \frac{V_1}{3,6} + 2\sqrt{ar} + \frac{V_2}{3,6} + 2\frac{V_2}{V_1}\sqrt{ar} + l_0; \quad (3)$$

$$s = l_1 + 2l_2 \frac{v_3}{v_1} 2l_2 + l_0 \quad (4)$$

4. Расчет видимости в профиле «прямо».

5. Инверсия отметок, уклонов.

6. Расчет видимости в профиле «обратно».

7. Вывод таблиц попикетной видимости в плане, профиле.

8. Построение эпюр видимости поверхности дороги.

Программа ТРАССА и КОЛОННА образуют две подсистемы, имитирующие процесс функционирования дороги.

Для работы программы ТРАССА должны вводиться данные, подготовленные программами ПРОФИЛЬ и СОСТАВ. Программа ТРАССА должна обеспечивать моделирование восприятия непрерывной последовательности элементов дороги механической подсистемой «дорога — автомобиль» (путем непрерывного формирования и решения уравнений движения автомобиля) и подсистемой «дорога — водитель — автомобиль» (моделирующей выбор водителем режима движения и характеристик этого режима). Результаты моделирования должны выводиться в различном объеме.

#### Примерный алгоритм программы ТРАССА

1. Расчет длины подъемов и спусков и установление ограничений скорости.

2. Установление режима движения.

3. Проверка наката или торможения.

4. Расчет скорости, п. 7.

5. Установление степени открытия дросселя, выбор номера передатчи.

6. Расчет скорости с учетом ограничений.

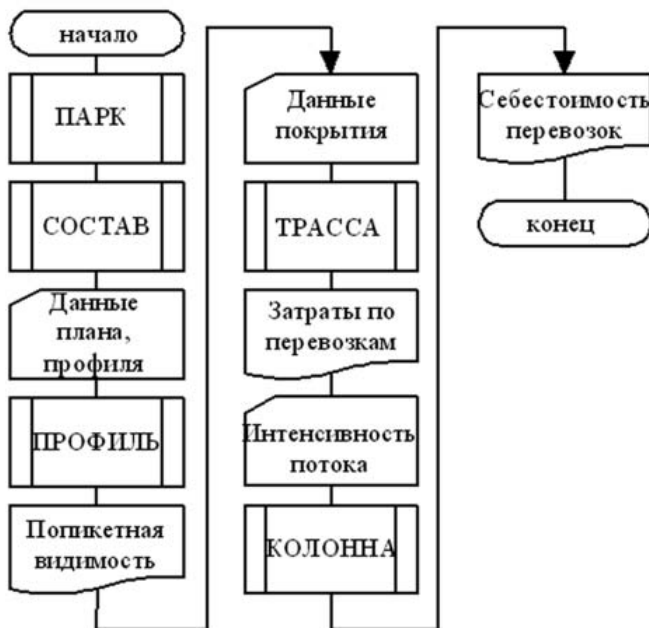


Рисунок 1 — Алгоритм программы комплексного моделирования процесса функционирования дороги в САПР АД

7. Расчет расхода топлива

$$Q = \frac{\int_0^L \left[ (kF + G\alpha S)v(x)^2 + G \left( f_0 + i(x) + j \frac{\delta}{g} \right) \right] dx}{\eta} \quad (5)$$

8. Расчет показателей токсичности

$$T = \sum_{j=1}^n P_j P_{CO,j} + 0,67 \sum_{j=1}^n P_j P_{CH,j} + 10 \sum_{j=1}^n P_j P_{NO,j} + 20 \sum_{j=1}^n P_j P_{CЖ,j} \quad (6)$$

9. Расчет составляющих себестоимости перевозок: затрат по топливу

$$C_{Tij} = 1.1 g_j A_{Tij}; \quad (7)$$

амортизации

$$C_{a,j} = \left( \frac{\Pi_{a,j} a_j}{1000} + \frac{\Pi_{a,j} b_j}{1000} \right) k_j \quad (8)$$

10. Попикетный вывод себестоимости.

11. Расчет коэффициентов безопасности по В.Ф. Бабкову [2]

$$k_0 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot k_7 \cdot k_8 \cdot k_9 \cdot k_{10} \cdot k_{11} \cdot k_{14} \quad (9)$$

12. Попикетный вывод эпюр скорости и коэффициентов безопасности.

13. Таблица показателей движения в обоих направлениях.

Программа КОЛОННА позволит получать результаты моделирования процесса функционирования двухполосных дорог (II, III, IV категорий), обусловленных случайным характером дорожного движения.

Непрерывное изменение от пикета к пикету проектируемых характеристик дороги создаст по каждому варианту последовательность дорожных условий, формирующих режимы движения, присущие только данному участку дороги. Введение классификации, разделяющей дорожные условия на три типа в зависимости от режима движения потока автомобилей, позволит разработать единый алгоритм итерационного моделирования движения потока при любом сочетании элементов дороги и обстановки пути.

Примерный алгоритм программы КОЛОННА

1. Расчет динамических габаритов

$$l_j = a_j + (2 \div 5) + v t_p + K_j \frac{v^2}{2g(\varphi + f + i)} \quad (10)$$

2. Ввод характеристик свободного движения на  $n$ -пикете (интенсивность  $n_1$ , скорость  $v_1$ , коэффициент сцепления  $\varphi$ , ровность  $S_p$ , геометрические элементы плана и т. д.).

3. Ввод характеристик встречного потока на  $n$ -пикете (интенсивность  $n_2$ , средняя скорость  $v_2$ , плотность  $\Lambda_2$ , коэффициент сцепления  $\varphi$ , ровность  $S_p$ , геометрические элементы плана и т. д.).

4. Расчет распределения скорости свободного движения  $F(v)$ . Расчет моментов.

5. Расчет возможности обгона:

$$P(\theta) = pe^{-m(\theta-t_0)}; \quad (11)$$

$$v_1 = v - \frac{1}{\Phi(v)} \int_0^v \Phi(U) dU. \quad (12)$$

6. Расчет характеристик стационарного режима потока  $P(v)$ ,  $\Phi(v)$ .

7. Расчет затрат на перевозки.

8. Невозможность обгонов. Расчет характеристик исходного режима без обгонов, п. 6.

9. Наличие переходного режима с обгонами. Расчет характеристик.

10. Суммирование затрат, времени и т. п. с начала участка.

11. Расчет средней вероятности свободного движения:

$$f(v) = \sum_{j=1}^n P_j f_j(v); \quad (13)$$

$$P = \int_0^{\infty} P(v) f(v) dv. \quad (14)$$

12. Номер следующего пикета,  $n = n + 1$ .

13. Прямое направление, п. 2.

14. Вывод характеристик движения автомобилей по обоим направлениям.

**Результаты**

Ввод в процесс проектирования модулей ПРОФИЛЬ, СОСТАВ, ТРАССА позволяет вывести эпюры скорости свободного движения. Анализ эпюры по значениям скорости, характеру изменения эпюры, проявляющимся резким провалам и выбросам скорости на эпюре, по частоте переключения и номерам используемых передач позволяет оперативно оценить:

- обоснованность параметров элементов плана, продольного и поперечного профиля;
- степень согласованности между собой проектных решений плана и продольного профиля;
- обоснованность проектных решений по дорожной обстановке;
- обоснованность проектных решений по ремонтам и эксплуатации (результаты моделирования чувствительны к изменениям и шероховатости покрытий).

Достоверность рассчитываемых значений скорости существенно повышена за счет того, что влияние всех элементов дорожных условий на режимы движения моделируется совместно.

Соответствие проектных решений нормативной расчетной скорости проверяют путем моделирования и автоматизированного построения эпюр максимальных скоростей, выполняя те же самые программы ПРОФИЛЬ, СОСТАВ, ТРАССА и задавая режим максимального использования мощности двигателя.

Обоснование капитальных вложений в строительство и реконструкцию дорог, сравнение вариантов схем организации движения требуют анализа эпюр средней скорости. Автоматизированное построение этих эпюр полнее раскрывает возможности проектных решений дорог II, III, IV категорий с встречным движением.

Существенное влияние на расход топлива оказывают величина продольного уклона, состояние покрытия и режим



движения, выбираемый водителем в зависимости от дорожных условий. Эпюры следует использовать как индикатор расхода топлива в энергосберегающих проектных решениях.

Выявлению участков дороги, ее элементов, их сочетания, вызывающих повышенную эмиссию токсичных веществ, способствуют эпюры токсичности.

Соответствие проектных решений нормативной расчетной скорости проверяют путем моделирования и автоматизированного построения эпюр максимальных скоростей, выполняя те же самые программы ПРОФИЛЬ, СОСТАВ, ТРАССА и задавая режим максимального использования мощности двигателя.

Выявлению участков дорог, элементов плана и продольного профиля, элементов дорожной обстановки, приводящих к существенным затратам на перевозки, способствуют эпюры себестоимости (как в целом, так и по видам затрат).

Анализ оперативно получаемых с ЭВМ данных о попикетных затратах перевозки ускоряет оптимизацию проектного решения при сравнении вариантов и способствует формированию у проектировщика ясных представлений о связи между проектными решениями и затратами на перевозки. Тем самым повышается уровень качества проекта дороги:

- использование единого информационного, программного и технического обеспечения;
- автоматизация подготовки, предварительной обработки, сжатия исходной информации и ее логического контроля;

- модульное построение комплекса программ, обеспечивающего возможность его этапной разработки, совершенствования, ввода в эксплуатацию;
- обеспечение живучести системы при изменении технического, программного и информационного обеспечения;
- возможность постепенного расширения функций комплекса программ путем введения новых или замены существующих модулей, а также их адаптации к развивающимся технологическим линиям проектирования;
- возможность использования диалогового режима;
- гибкость функционирования комплекса программ за счет выбора в соответствии с требованиями пользователя тех или иных режимов работы, выбора методов решения проектных задач или различных технологических схем проектирования;
- возможность применения комплекса программ на различных стадиях автоматизированного проектирования.

Программы позволяют получать результаты моделирования процесса функционирования дороги, обусловленной случайным характером дорожного движения, достаточные для оптимизации проектных решений в целом и на участках местной вариации плана, продольного профиля, обстановки пути и т. п. Многообразие дорожных условий удается классифицировать по особенностям формирования режимов движения потока. При этом использованы результаты исследования процесса движения автомобилей в потоке [1, 2].

Точность результатов моделирования обеспечена алгоритмом итерационного процесса потоков.

## Литература

1. Сильянов В.В. *Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог*. — М.: Транспорт, 1984. — 287 с.
2. Бабков В.Ф. *Дорожные условия и безопасность движения*. — М.: Транспорт, 1982. — 280 с.

## ОРГАНИЗАЦИЯ ВАГОНОРЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ АДАПТИВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для комплексного рассмотрения предплановой деятельности (анализ, оценка и прогнозирование) и процессов планирования и реализации планового задания разрабатываются и внедряются прогрессивные адаптивные механизмы контроля за показателями производственной деятельности вагоноремонтного производства. Их проектирование базируется на теории эволюционных и дальновидных систем, технике адаптации, обучения и самоорганизации.

Адаптивность механизмов основана на том, что их процедуры, нормы, нормативы формируются и настраиваются по мере внутренних изменений и влияния внешней среды. Для максимального использования потенциала вагоноремонтного производства проектируются прогрессивные механизмы, которые способствуют активизации человеческого фактора и направлены на максимальную отдачу работников для выполнения плановых заданий.

Осуществлено проектирование и внедрение адаптивного механизма контроля за выполнением плана деповского ремонта вагонов, использование которого позволяет дать объективную оценку работы вагоноремонтного предприятия, правильную диагностику его состояний, а также прогнозировать развитие и находить резервы повышения его эффективности.

Основанием для установления плана ремонта служит расчет производственной мощности вагоноремонтного предприятия (ВРП). Определяющий показатель при этом — количество ремонтных позиций вагоносорочного участка. Остальные показатели могут изменяться. Например, годовой фонд рабочего времени можно увеличить путем изменения сменности, а снизить период простоя вагона в ремонте — путем применения новых прогрессивных технологий ремонта и оборудования, позволяющих сократить время технологических операций. Производственная мощность рассчитывается на одно-, двух-, трех- и четырехсменную работу. Многовариантный расчет выполняется для определения потенциального запаса мощности ВРП. Контингент работников зависит от плана ремонта вагонов. В соответствии с потребностями в ремонте и на основании представленных расчетов устанавливается план ремонта вагонов.

Каждому ВРП дается плановое задание: общий план ремонта вагонов в приведенных вагонах, а также отдельно на производство капитального и деповского ремонта. Кроме того, устанавливается план на восстановление (наплавку и обработку) дорогостоящих и дефицитных деталей вагонов (надрессорных балок, боковых рам, цельнокатаных колес) и на модернизацию. Дирекция по ремонту грузовых вагонов распределяет плановое задание между ВРП с учетом имеющегося в их распоряжении оборудования и аттестации на ремонт конкретного типа вагонов.

Контроль за выполнением плановых заданий носит оперативный и плановый характер. Оперативное выполнение плана контролируется при диспетчерском докладе за сутки, плановое — по отчетам, представляемым в дирекцию по ремонту грузовых вагонов. Отчеты, составляемые экономистами и техническим отделом ежемесячно по установленным формам, содержат информацию о выполнении плана.

В результате контроля корректируется плановое задание на ремонт вагонов при наличии объективных причин, влияющих на его выполнение.

Оперативное планирование на ВРП обеспечивает слаженную и бесперебойную работу всех участков и отделений, равномерный выпуск вагонов в установленные сроки при наилучшем использовании всех ресурсов производства. При этом выполняются следующие операции:

1. Разработка месячных планов всех участков ВРП, составление нарядов-заданий и графиков работы для всех звеньев предприятия.
2. Диспетчерский контроль за выполнением планов и графиков по ремонту вагонов, ремонту и изготовлению запасных частей, устранение отклонений в работе подразделений ВРП.
3. Тесная увязка производственных процессов всех участков и отделений ВРП.
4. Организация потоков информации по получению плановых заданий, своевременному устранению неполадок и своевременному анализу выполнения плана.
5. Оперативный учет производственно-хозяйственной деятельности участков, отделений.

Корректировка плановых заданий на основе достигнутых в предшествующие периоды показателей осуществляется на основе адаптивного механизма контроля показателей вагоноремонтного производства. Этот механизм представляет собой иерархически упорядоченную совокупность локальных оценочных (АОМ) и ранговых адаптивных механизмов (РАМ), объединенных в блок оценки и ранжирования (БОР) (рис. 1).

Каждый из локальных механизмов ориентирован на оценку или ранжирование результата деятельности вагоноремонтного производства, что характеризуется соответствующим показателем. Прогрессивность оценки соответствует росту оценки исполнителя (а следовательно, росту его поощрения) при повышении показателя. Исходя из этого каждый исполнитель стремится увеличить

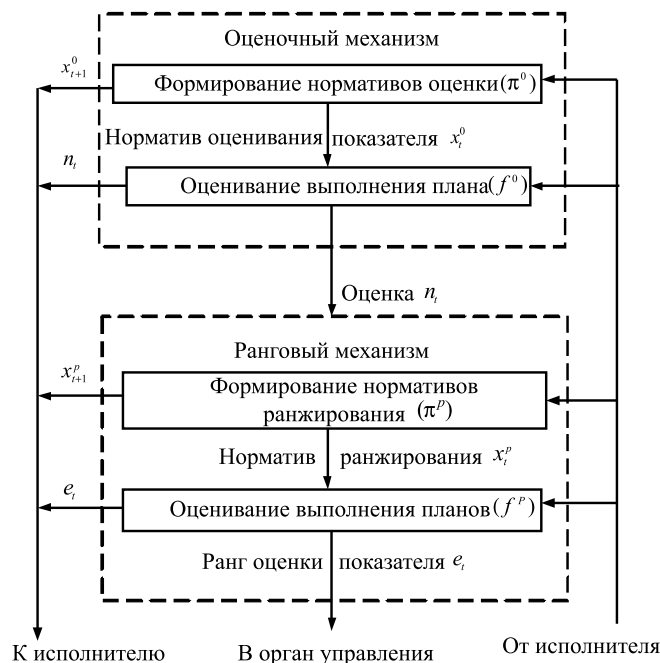


Рисунок 1 — Блок оценки и ранжирования (БОР)

собственную оценку, а также соответствующий ей ранг. Согласно теореме композиции [1], адаптивный механизм контроля показателей вагоноремонтного производства будет прогрессивен, если прогрессивен его локальный адаптивный оценочный механизм. В свою очередь, прогрессивность локальных адаптивных оценочных механизмов обеспечивается процедурами оценки и ранжирования. Адаптивность обеспечивается непрерывной настройкой локальных механизмов на цели предприятия, что достигается гибкой настройкой нормативов оценивания и ранжирования.

В АОМ на основе наблюдений показателя деятельности вагоноремонтного производства  $y_i$  формируются адаптивные нормативы  $x_i$  (рис. 2а), которые используются как для нормирования, так и для оценивания.

В качестве процедур формирования нормативов оценивания в БОР применяются модели адаптивного прогнозирования временных рядов [2]. В АОМ на основе текущих нормативов  $x_i^o$  и фактических показателей  $y_i$  с помощью процедур обучения формируются нормативы оценивания на следующий период  $x_{i+1}^o$  (см. блок  $\pi^o$  на рис. 1). Показатели  $y_i$  формируются путем обработки первичной информации, поступающей в рамках финансовой, бухгалтерской и оперативной отчетности. В блоке  $f^o$  производится сопоставление фактического показателя с нормативным и определяется соответствующая количественная оценка.

Процедура количественной оценки  $n_i$  на основе  $x_i^o$  и  $y_i$  показана на рис. 2б.

На основе количественной оценки  $n_i^o$  в ранговом механизме (см. блок  $\pi^p$  на рис. 1) формируется норматив ранжирования  $x_{i+1}^p$  (см. рис. 2в). Количественная оценка

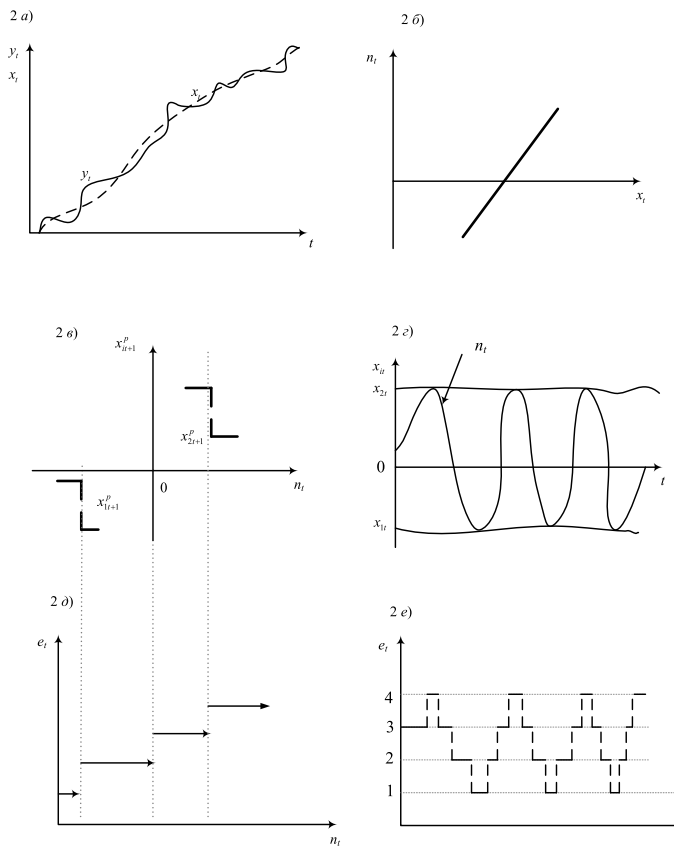


Рисунок 2 — Алгоритмы и процесс адаптивного механизма контроля показателей производственной деятельности вагоноремонтного производства

сопоставляется (см. блок  $f^p$  на рис. 1) с текущими нормативами  $x_{it}^p$  (рис. 2г), и с помощью ранговой процедуры (рис. 2д) определяется ранг оценки  $e_i$ . Изменение рангов представлено на рис. 2е.

Нормативы оценки — это, по сути, желательные показатели деятельности вагоноремонтного производства либо по виду ремонта, либо по тому или иному производству (участку), а также по предприятию в целом. При выборе нормативов встречаются плохо поддающиеся количественному измерению цели. Результаты достижения количественных и качественных параметров в АОМ задаются в виде экстремальной оценки (оптимума, максимума или минимума результатов), а в РАМ — в виде некоего достаточного (удовлетворительного) предела (достижения удовлетворительного уровня результата) или в виде номинальной оценки, т. е. как достижение либо недостижение некоего удовлетворительного уровня (типа зачета).

Оценка показателя  $y_i$  рассчитывается по формуле [2]

$$n_i = ky_i, \quad k = \begin{cases} 1 + v(x_i/y_i - 1), & \text{если } x_i \leq y_i \\ 1 + \mu(1 - x_i/y_i), & \text{если } x_i > y_i, \end{cases} \quad (1)$$

где  $x_i, y_i$  — нормативный и фактический показатели в периоде  $t$ ;

$k$  — коэффициент достоверности;  
 $v$  — коэффициент поощрения за перевыполнение норматива показателя;  
 $\mu$  — коэффициент наказания за невыполнение норматива показателя,  $v, \mu > 0$ .

Из (1) получаем процедуру оценки показателя  $f_0(x_i, y_i)$  в виде

$$n_i = f_0(x_i, y_i) = y_i - \chi(x_i, y_i),$$

$$\chi(x_i, y_i) = \begin{cases} v(y_i - x_i), & \text{если } x_i \leq y_i, \\ \mu(x_i - y_i), & \text{если } x_i > y_i. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь  $\chi(x_i, y_i)$  — функция стимулирования за отклонение показателя  $y_i$  от норматива  $x_i$ . Мотивация может быть в виде штрафов (отсутствие премирования) при  $y_i < x_i$  и поощрений (премирования) при  $y_i \geq x_i$ . Штраф увеличивается с уменьшением показателя  $y_i$ . При этом скорость роста  $\mu$  прямо пропорциональна изменению показателя  $y_i$ . Поощрения должны возрастать с повышением показателя  $y_i$  (при  $y_i \geq x_i$ ), т. е. с превышением норматива  $x_i$ . Чтобы обеспечить прогрессивность оценочного механизма, оценка должна повышаться с ростом показателя. Она должна формироваться таким образом, чтобы заинтересовать как руководителя (например, в увеличении показателя), так и исполнителя (в увеличении поощрения). Если норматив оценки мало зависит от исполнителя, то прогрессивность легко обеспечивается как случай слабого влияния. Тогда прогрессивность оценочного механизма обеспечивается тем, что оценка возрастает с повышением показателя.

При адаптивной процедуре формирования оценки норматив на следующий период устанавливается на основе текущих нормативного и фактического показателей

$$x_{t+1} = \pi_0(x_t, y_t) = r y_t + l x_t, \quad (3)$$

где  $r$  — коэффициент сглаживания.

Условия прогрессивности адаптивного оценочного механизма, определяемого согласно (2), (3), рассмотрены в работе [3]. Достаточное условие прогрессивности адаптивного оценочного механизма имеет вид

$$v + \mu r / (l - 1) < 1, \quad l < 1. \quad (4)$$

При использовании метода экспоненциального сглаживания норматив показателя определяется как

$$x_{t+1} = x_t + r(y_t - x_t), \quad (5)$$

где  $x_t$  — норматив оценки в периоде  $t$ ;  
 $y_t$  — показатель вагоноремонтного производства, принятого в периоде  $t$ ,  $t = 1, 2, \dots$

Оценка показателя вагоноремонтного производства, рассматриваемая в периоде  $t$ , имеет вид (2). Сравнивая (5) и (3), получаем условие прогрессивности (4) в виде  $v + \mu < 1$ .

В ранговом механизме формируется качественная оценка показателя. В нем наряду с формальными вероятностными процедурами прогнозирования и планирования используются знания экспертов. За счет привлечения знаний и опыта экспертов ранговые механизмы позволяют учитывать трудно формализуемые особенности принятия решений.

В ранговом адаптивном механизме используется в качестве процедуры ранжирования  $\pi_p$  стохастическая процедура распознавания образов. Эта задача решается путем аппроксимации результатов классификации и распознавания экспертом образов возникающих ситуаций. В качестве эксперта, как правило, выступает лицо, принимающее решение. На основе полученных нормативов оценки  $x_i$  осуществляется ранжирование.

Если показатель в периоде  $t$  ( $t=0, 1, \dots$ ) есть случайная величина, то наиболее простой случай двухранговой классификации имеет следующий вид: показатель вагоноремонтного производства ранжируется по двум категориям — высокая (1-й ранг) и низкая (2-й ранг). Ранжирование связано с некоторым риском. Пусть  $\omega_{12}$  — потери, связанные с низким показателем (т. е. ошибочным отношением показателя 2-го ранга к 1-му рангу). Кроме того, обозначим через  $\omega_{21}$  потери, связанные с высоким показателем (ошибочное отнесение показателя 1-го ранга ко 2-му рангу). Естественно предполагать, что потери при правильной классификации показателя равны нулю:  $\omega_{11} = \omega_{22} = 0$ . Норматив ранжирования  $x_t^p$  устанавливается с помощью следующей процедуры:

$$\begin{aligned} x_{t+1}^p &= I_t^S(x_t^p, y_t) = \\ &= x_t^p - \gamma_t \{ x_t^p - [\omega_{12} - (\omega_{12} + \omega_{21}) S(y_t) - h] / l \}, \\ h &= (\mu + u) / (\mu + 1), \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\gamma$  — шаг адаптации;  
 $t = \overline{1, T}$ ,  $T$  — число рассматриваемых периодов (дальновидность);

$u < 1$  — процедура обучения классификации;  
 $S(y_t)$  — указание эксперта о принадлежности показателя 1-му или 2-му рангу,  $S(y_t) = 0$ , если показатель низкий, и  $S(y_t) = 1$ , если показатель высокий.

При использовании процедуры (6) минимизируется риск, связанный с ранжированием.

Процесс и результаты функционирования адаптивного механизма контроля показателей вагоноремонтного производства рассмотрены на примере механизма контроля за выполнением плана деповского ремонта вагонов.

Программное обеспечение процедур формирования нормативов выполнения плана деповского ремонта приватных вагонов, оценок, норм и рангов реализовано в Microsoft Excel.

В АОМ на основе анализа выполнения плана деповского ремонта вагонов  $y_t$  формируется адаптивный норматив оценивания показателя выполнения плана деповского ремонта вагонов на будущий период  $t+1$   $x_{t+1}^o = x_t^o - (x_t^o - y_t) / t$ ,  $t = 1, 2, \dots, 52$ ;  $x_0^o = x^o$  (табл. 1). Норматив оценивания на период  $t$  ( $x_t^o = x$ ) корректируется с учетом выполнения плана деповского ремонта вагонов за прошедший период (рис. 3). В расчетах для наглядности за период  $t$  выбрана одна неделя.

На рис. 3 ряд 2 представлен выполнением деповского ремонта вагонов, а ряд 1 — это норматив оценивания.

Далее формируется процедура оценки выполнения деповского ремонта вагонов. Она основана на соотноше-



Таблица 1 — Значение выполнения деповского ремонта вагонов и его норматив

№ периода	Выполнение деповского ремонта вагонов $y_i$	Адаптивный норматив $x_i^o$	Количественная оценка $n_i$	Качественная оценка $e_i$ , ранг
0		53,00		
1	53,25	53,00	0,05	3
2	56,25	53,25	0,60	3
3	59,58	54,75	0,97	3
4	55,89	56,36	-0,09	2
5	63,41	56,24	1,43	3
6	62,12	57,68	0,89	3
7	61,24	58,42	0,56	3
8	69,25	58,82	2,09	4
9	56,78	60,12	-0,67	2
10	53,85	59,75	-1,18	2
11	56,12	59,16	-0,61	2
12	59,67	58,89	0,16	3
13	58,59	58,95	-0,07	2
14	62,47	58,92	0,71	3
15	68,79	59,18	1,92	3
16	69,96	59,82	2,03	4
17	56,24	60,45	-0,84	2
18	59,51	60,20	-0,14	2
19	52,21	60,17	-1,59	2
20	56,21	59,75	-0,71	2
21	53,14	59,57	-1,29	2
22	58,59	59,26	-0,13	2
23	62,21	59,23	0,60	3
24	66,87	59,36	1,50	3
25	63,49	59,68	0,76	3
26	52,75	59,83	-1,42	2
27	55,86	59,56	-0,74	2
28	59,48	59,42	0,01	3
29	56,78	59,42	-0,53	2
30	69,42	59,33	2,02	4
31	66,32	59,67	1,33	3
32	69,87	59,88	2,00	4
33	68,43	60,19	1,65	3
34	67,49	60,44	1,41	3
35	67,42	60,65	1,35	3
36	57,26	60,84	-0,72	2
37	58,12	60,74	-0,52	2
38	56,27	60,67	-0,88	2
39	55,36	60,56	-1,04	2
40	52,38	60,42	-1,61	1
41	69,60	60,22	1,88	4
42	60,28	60,45	-0,03	2
43	63,53	60,45	0,62	3
44	66,66	60,52	1,23	3
45	65,52	60,66	0,97	3
46	64,58	60,77	0,76	3
47	58,72	60,85	-0,43	2
48	57,48	60,80	-0,66	2
49	64,24	60,73	0,70	3
50	62,27	60,81	0,29	3
51	67,46	60,84	1,32	3
52	67,75	60,97	1,36	3

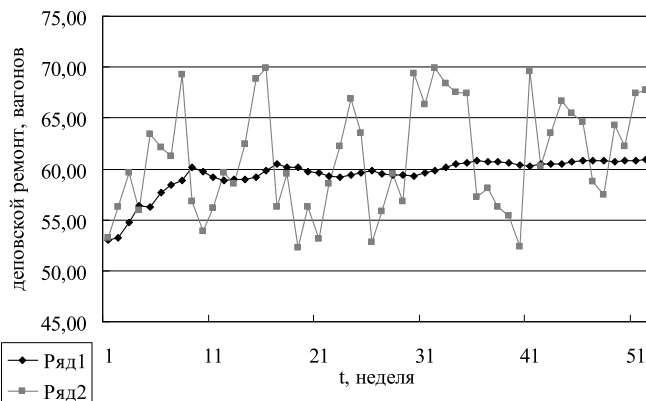


Рисунок 3 — График выполнения деповского ремонта вагонов и норматив его оценивания

нии норматива и фактического выполнения деповского ремонта частных вагонов

$$n_i = f^o(x_i^o, y_i) = f(z_i, y_i) = ky_i - y_i D(z_i) = ky_i \left[ 1 - \begin{cases} v(1-z_i)/k, & \text{если } z_i \leq 1 \\ \mu(z_i-1)/k, & \text{если } z_i > 1 \end{cases} \right] = ky_i D(z_i),$$

где  $D(z_i) = 1 - \begin{cases} v(1-z_i)/k, & \text{если } z_i \leq 1 \\ \mu(z_i-1)/k, & \text{если } z_i > 1 \end{cases}$  — распределение

коэффициента достоверности.

На основе количественной оценки  $n_i$  в ранговом механизме формируется норматив ранжирования  $x_{i+1}^p$ .

Процедура ранжирования выполняется на основе абсолютно оптимального адаптивного алгоритма обучения классификации:

$$S_i(y_i) = \begin{cases} 1, & y_i \geq x_i^t \\ 0, & y_i < x_i^t; \end{cases}$$

$$x_{i+1}^p = I_i^S(x_i^p, y_i) = x_i^p - \gamma_i \{ x_i^p - [\omega_{12} - (\omega_{12} + \omega_{21}) S(y_i) - h] / l \},$$

где  $x_i^t$  — норматив ранжирования неудовлетворительных ситуаций по выполнению плана деповского ремонта вагонов;

$\omega_{12}^1$  — величина потерь при ошибочном отнесении удовлетворительной ситуации к неудовлетворительной;

$\omega_{21}^1$  — величина потерь при ошибочном отнесении неудовлетворительной ситуации к удовлетворительной;

$x_i^2$  — норматив ранжирования хороших ситуаций;

$x_i^3$  — норматив ранжирования отличных ситуаций;

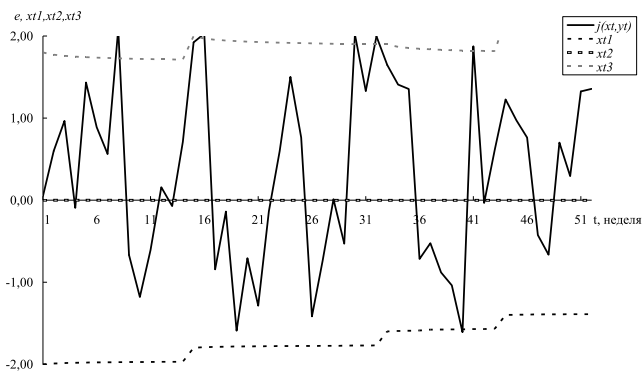
$\omega_{12}^1$  — величина потерь при ошибочном отнесении хорошей ситуации к удовлетворительной;

$\omega_{21}^2$  — величина потерь при ошибочном отнесении удовлетворительной ситуации к хорошей;

$\omega_{12}^3$  — величина потерь при ошибочном отнесении отличной ситуации к хорошей;

$\omega_{21}^3$  — величина потерь при ошибочном отнесении хорошей ситуации к отличной.

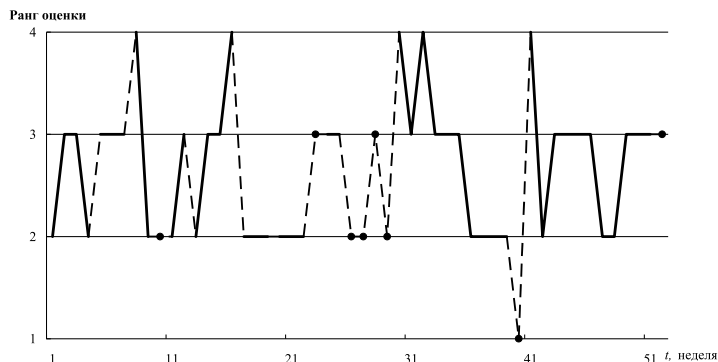
График оценки выполнения деповского ремонта вагонов приведен на рис. 4.



**Рисунок 4** — График оценки и нормативов ранжирования оценок выполнения деповского ремонта

Далее формируется ранг оценки выполнения деповского ремонта вагонов по четырехбалльной системе (см. табл. 1, рис. 5).

Адаптивное планирование вагоноремонтного производства осуществляет постоянный контроль за производственной деятельностью и ее регулирование. Кроме того, выполняется оценка результатов деятельности производственных участков и ВРП в целом. На основании оценок уточняется потребность рабочих по квалификациям, обеспечение участков и рабочих мест необходимыми материалами, инструментами и приспособлениями. Осуществляется профилактика отклоне-



**Рисунок 5** — График рангов оценки выполнения деповского ремонта вагонов

ний от заданного графика выполнения работ на участках ВРП, обеспечивается плановость и оперативность. Плановость предполагает контроль за выполнением сменных заданий для поддержания заданного ритма производства. Оперативность основывается на осведомленности о состоянии работ на любом участке предприятия, систематическом контроле за выполнением технологических процессов по графику и на принятии эффективных мер по устранению возникающих отклонений от запланированного хода работ. Оценки результатов деятельности используются при стимулировании исполнителей.

## Литература

1. Сирина Н.Ф., Цыганов В.В. Адаптивные механизмы оценки и классификации дальновидных активных систем // Проблемы управления. — 2006. — № 6. — С. 93—96.
2. Цыганов В.В., Бородин В.А., Шишкин Г.Б. Интеллектуальное предприятие: механизмы овладения капиталом и властью (теория и практика управления эволюцией организации). — М.: Университетская книга, 2004. — 768 с.
3. Васильев В.Н., Садовская Т.Г. Организационно-экономические основы гибкого производства. — М.: Высшая школа, 1988. — 272 с.





# МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВЗАИМОТНОШЕНИЙ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ С ХОЗЯЙСТВУЮЩИМИ СУБЪЕКТАМИ



Введем в рассмотрение в рамках классического раздела математики сетевого анализа математическое понятие «радиально-планетарная модель». Под радиально-планетарной моделью будем понимать сетевую модель, адаптированную для представления экономического взаимодействия железной дороги с хозяйствующими субъектами.

Использование аппарата сетевого анализа при представлении и моделировании процессов взаимодействия железной дороги с экономическим окружением обусловлено следующими причинами.

1. Сетевой анализ в значительной степени основан на теории графов — языке современной дискретной математики; он появился в результате многочисленных формализаций различных дискретных процессов, происходящих в окружающем мире. При определенных предположениях всю структуру современного общества можно рассматривать как систему сетей, предназначенных для транспортировки товаров, передачи информации, распределения ресурсов, организации связей и управления. Таким образом, аппарат сетевого анализа возник и специально разрабатывался для нужд именно такого моделирования.

2. Эффективность и широкое применение на практике сетевых моделей (разработка транспортных сетей, систем управления, систем связи, решение задач планирования, обеспечение ритмичности производственного процесса, распределение ресурсов, составление расписаний и т. п.) объясняется не только естественностью представления реальной ситуации в виде некоторой сети, но и разработанностью соответствующего математического аппарата, который предназначен для анализа и оптимизации сетей, наличием эффективных алгоритмов, реализованных на современной вычислительной технике. В настоящее время в мировой научной литературе насчитывается множество работ, посвященных непосредственно разработке методов сетевого анализа и представлению сетей [1 — 3].

3. Методы сетевого анализа позволяют:

- достаточно просто представить модель сложной системы взаимоотношений железной дороги с окружением как совокупности более простых систем;
- определить формальные процедуры для составления качественных характеристик системы взаимодействия, выработать консолидированные показатели эффективности и качества процессов взаимодействия;
- указать механизм взаимодействия компонентов системы и предложить методики анализа взаимосвязей с целью выработки и описания управленческих воздействий;
- определить, какие начальные данные (и в каком формате) необходимы для наполнения сетевой радиально-планетарной модели взаимодействия и для исследования системы взаимодействия железной дороги с окружением;

- создать специфические сетевые алгоритмы, оказывающиеся наиболее эффективными при изучении больших систем за счет того, что при анализе сетевых моделей, как правило, удается ограничиться изучением лишь некоторой части рассматриваемой системы.

Методологическая ценность сетевого подхода к процессам взаимодействия железной дороги с окружением определяется возможностью изучения и оптимизации не всей сложной структуры взаимоотношений с субъектами взаимодействия в целом, а отдельных ее подсистем, абстрагируясь в некотором практически разумном смысле от всего остального. Это позволяет проводить плановый и поэтапный анализ отдельных фрагментов модели, их реорганизацию и тем самым сводить необозримую на первый взгляд проблему к постепенному и поэтапному решению.

Формальное математическое описание предложенной радиально-планетарной модели выглядит следующим образом. Радиально-планетарная модель представляет собой раскрашенную сеть  $G = (N, A)$  с помеченными узлами и помеченными ребрами, состоящую из  $k$  секторов (соответствующих типу производственной деятельности субъектов экономического окружения). Здесь  $N = N_1 \cup N_2 \cup \dots \cup N_k$  — множество узлов (или вершин) сети, разбитое на  $k$  подмножеств (секторов), нижний индекс  $i$  подмножества  $N_i$  соответствует номеру сектора (номеру цвета);  $A$  — множество дуг (или ребер), соединяющих узлы из множества  $N$ .

В свою очередь, каждый сектор  $N_i$  разбивается на подмножества-орбиты  $N_i = N_i^1 \cup N_i^2 \cup N_i^3 \cup N_i^4 \cup \dots$  в зависимости от степени удаленности узла-предприятия от центрального узла сети — железной дороги. Таким образом, вся орбита  $O^l$  радиально-планетарной модели с номером  $l$  является объединением своих частей, принадлежащих каж-

дому сектору:  $O^l = \bigcup_{i=1}^k N_i^l$ . Теоретически число орбит, рас-

сматриваемых в радиально-планетарной модели, может быть сколь угодно большим, однако, как было отмечено в работе [4], с практической точки зрения и в целях сокращения размеров радиально-планетарной модели целесообразно ограничиться тремя-четырьмя орбитами.

Узлы сети  $G = (N, A)$  будем обозначать буквами  $p_{ij}^l$ , где  $i$  — номер сектора, содержащего данный узел (номер окраски обозначаемого узла);  $j$  — номер самого узла;  $l$  — номер орбиты, на которой находится узел. Таким образом,

$P_{ij}^l \in N_i^l$ . Центральным узлом моделируемой сети является узел  $P_{00}^0$ , соответствующий железной дороге.

Ребро, соединяющее узлы  $P_{ij}^l$  и  $P_{kn}^r$  договоримся обозначать символами  $R_{(ij)(kn)}^{(lr)}$  или  $\begin{pmatrix} l \\ ij \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} r \\ kn \end{pmatrix}$ . На рис. 1 в качестве примера приведен фрагмент радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением — хозяйствующими субъектами.

Представление радиально-планетарной модели в компьютерном виде осуществляется традиционным способом: структура сети представляется в виде матриц смежности. Для содержательного наполнения радиально-планетарной модели информацией и начальными данными об экономических (а также каких-либо иных) параметрах узлов-предприятий и связей между ними в модели предусмотрены вектор-метки узлов и связей между узлами.

Метками как узлов, так и ребер радиально-планетарной модели служат векторы, т. е. кортежи из числовых данных, характеристик и параметров помечаемого объекта. В дальнейшем будем называть такие кортежи вектор-метками или векторами параметров. Вектор-метки узлов  $P_{ij}^l$  и ребер  $R_{(ij)(kn)}^{(lr)}$  договоримся соответственно обозначать теми же самыми буквами, но со стрелочками:  $\vec{P}_{ij}^l$  и  $\vec{R}_{(ij)(kn)}^{(lr)}$ .

Вектор-метка  $\vec{P}_{ij}^l(\alpha_1, \alpha_2, \dots)$  узла  $P_{ij}^l$  представляет собой набор начальных данных и параметров  $(\alpha_1, \alpha_2, \dots)$ , т. е. разнообразных сведений, характеризующих данный узел. Это различные экономические, юридические и прочие числовые характеристики рассматриваемого узла:

- тип рассматриваемого предприятия, организационно-правовая форма;

- виды производимой (или потребляемой) продукции и предлагаемых услуг;
- цены на продукцию предприятия, предоставляемые услуги и ресурсы, соотношение цены и качества, степень адаптированности продукции к потребностям железной дороги;
- возможности и перспективы развития субъекта экономического окружения в процессе реализации взаимодействия с ним;
- соотношение объемов продукции, поставляемой предприятием непосредственно железной дороге и на внешний рынок;
- географическое расположение по отношению к железной дороге;
- производственные мощности, основные фонды и приоритет предприятия, степень заинтересованности в этом предприятии со стороны железной дороги;
- развитость инфраструктуры предприятия, возможность обеспечения различных дополнительных соглашений к договорам, оказания дополнительных услуг, наличие складских помещений;
- финансовые активы, оборотных средств, наличие задолженностей, объемы привлеченных финансов, платежеспособность предприятия;
- надежность и устойчивость предприятия, статистические коэффициенты выполнения контрактов, ритмичность работы узла предприятия и его экономического окружения;
- характеристики лояльности и готовности руководства предприятия на различные формы и степень сотрудничества с железной дорогой и др.

Конкретный выбор набора таких параметров обуславливается возникающими перед исследователем и пользователем практическими задачами производственной деятельности. Количество приписанных к узлу  $P_{ij}^l$  параметров, т. е. размерность вектора  $\vec{P}_{ij}^l(\alpha_1, \alpha_2, \dots)$ , заранее не фиксируется и может быть по мере необходимости изменено в зависимости от целей исследования и выполняемых оценок качества взаимодействия с рассматриваемым узлом.

Ребра радиально-планетарной модели  $R_{(ij)(kn)}^{(lr)}$  — это различные связи между хозяйствующими субъектами экономического взаимодействия.

Априори ребра рассматриваемой радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением могут быть нескольких типов, в зависимости от типа изображаемой связи между узлами. Перечислим основные типы возможных связей:

- договорные, контрактные, юридически-правовые связи;
- директивно-распорядительные, административные связи;
- ресурсные, товарные связи между хозяйствующими субъектами, исходящие и входящие потоки предоставляемых услуг;
- финансовые потоки между экономическими единицами, инвестиции, кредиты, займы, предоставляемые финансовыми учреждениями;

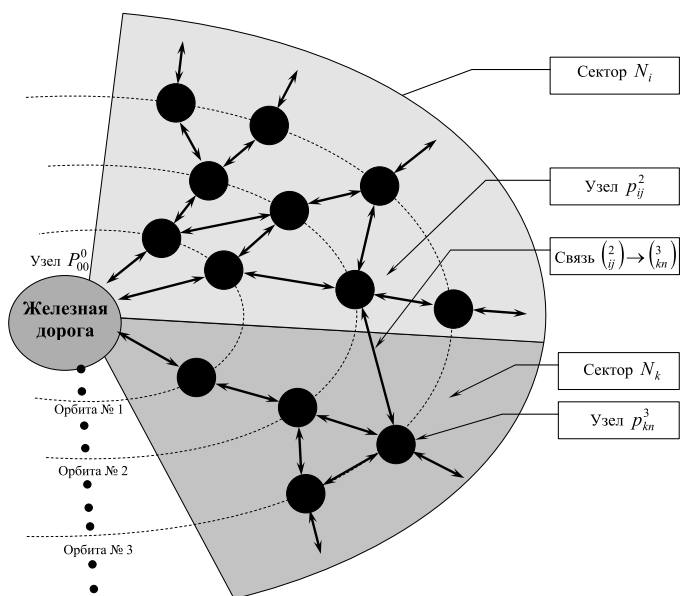


Рисунок 1 — Фрагмент радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением — хозяйствующими субъектами



- железнодорожные пути и связь между узлами, автомобильные дороги, водные и воздушные коммуникации;
- информационные связи;
- социальные связи, включающие человеческий фактор;
- иные производственные, технологические и административные связи между субъектами экономического окружения железной дороги.

При необходимости от поставленных задач исследования, оценки и анализа в диаграмме радиально-планетарной модели связи различных типов могут изображаться разными типами линий и стрелок, что с формально-математической точки зрения просто означает приписывание к ребру  $R_{(ij)(kn)}^{(lr)}$  метки цвета (символизирующего тип) в качестве одного из параметров, входящих в вектор-метку данного ребра.

Вышесказанное означает, что в предлагаемой радиально-планетарной модели принципиально может быть отражено все многообразие связей и все аспекты взаимодействия между различными хозяйствующими и административными субъектами экономического окружения железной дороги.

Рассмотрим подмодель  $G_k = (N_k, A|_{N_k})$ , где  $N_k$  — множество вершин выделенного отдельного сектора радиально-планетарной модели;  $A|_{N_k}$  — ограничение множества ребер на множество  $N_k$ , т. е. совокупность ребер только между вершинами сектора  $N_k$ . Ребра  $R_{(ij)(kn)}^{(lr)}$  между узлами, лежащими в данном секторе  $N_k$  — это структурные связи между предприятиями, обеспечивающими поставку для железной дороги ресурсов (товаров, услуг) выделенного типа.

Легко видеть, что эта подмодель  $G_k = (N_k, A|_{N_k})$  представляет собой структуру предприятий, нацеленных на поставки для железной дороги ресурсов (товаров, услуг) выделенного типа или потребление услуг железной дороги. Данная подмодель является легко выделяемым фрагментом общей радиально-планетарной модели, предназначенным для оценки, анализа, оптимизации и прогнозирования процессов взаимодействия железной дороги с экономическим окружением в рамках выделенного направления (поставки или потребление данного вида ресурсов, услуг и т. п.). Таким образом, предложенная модель допускает выделение фрагментов, соответствующих поставленным производственным задачам и допускающих более простой и конкретный анализ интересующей ситуации.

Вектор-метки  $\vec{R}_{(ij)(kn)}^{(lr)}(\beta_1, \beta_2, \dots)$  ребер  $R_{(ij)(kn)}^{(lr)}$  радиально-планетарной модели предназначены для фиксации и хранения информации о параметрах и численных характеристиках рассматриваемых в модели связей. Набор численных характеристик и показателей  $(\beta_1, \beta_2, \dots)$  модельных связей априори может содержать численные формализации всевозможных типов взаимодействия между рассматриваемой парой узлов. В частности, в данном кортеже  $(\beta_1, \beta_2, \dots)$  меток ребра между рассматриваемой парой узлов радиально-планетарной модели должны быть указаны такие важнейшие величины, как:

- объемы поставляемых ресурсов и товарного обмена между хозяйствующими субъектами;
- объемы перечисляемых денежных средств между узлами-предприятиями, суммы кредитов, задолженностей и т. п.;
- хронологическая продолжительность рассматриваемой связи, т. е. история сотрудничества выделенной пары узлов экономического окружения железной дороги;
- перспективная продолжительность связи, обусловленная параметрами договоров и юридических соглашений;
- устойчивость связи, различные количественные показатели контрактов и договорных обязательств между узлами, сроки и объемы поставок, их частота и регулярность, качество соблюдения договорных параметров связи;
- частоты директивно-распорядительного и юридического воздействия, контроля и проверок связи между узлами;
- численный код юридическо-правовой основы рассматриваемой связи между субъектами экономического окружения;
- длины путей, дорог между узлами, географическая удаленность хозяйствующих субъектов, стоимость перевозок между узлами-предприятиями;
- различные параметры информационных связей, характеризующие качество и надежность поставляемой информации.

Таким образом, ребра и вектор-метки ребер между узлами диаграммы радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением содержат в себе полную информацию о системе взаимодействий между рассматриваемыми субъектами взаимодействия. Это означает, что все различные аспекты взаимодействия между субъектами экономического окружения, которые подлежат изучению, моделированию и анализу, могут быть зафиксированы и отражены в предложенной радиально-планетарной модели.

Исходя из общего описания предложенной радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением видно, что эта модель допускает возможность детализации самой модели (добавление любого количества интересующих нас узлов и связей) и внесения в нее хронологических изменений. Предусмотрена возможность внесения в модель любого количества интересующих нас параметров, способных влиять на исследуемые процессы и на решение поставленной задачи. Это обстоятельство весьма существенно, так как на первоначальном этапе исследований априори неясно, какие из характеристик и параметров являются наиболее существенными, а какие — второстепенными.

Известно, что графоаналитические модели допускают формализацию и представление в компьютерном виде хорошо разработанными методами представления сетей из теорий графов и сетевого анализа. Такое представление и компьютерное хранение информации осуществляется,

например, с помощью матриц смежности, инцидентности, матриц потоков и меток.

Напомним, что матрицей смежности сети  $G=(N, A)$ , где  $N=\{p_1, p_2, \dots\}$  — множество узлов сети  $G$ , упорядоченное натуральной индексацией, называется матрица  $S=(a_{ij})$ , определяемая следующим образом:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если связь } p_i \rightarrow p_j \in A \\ 0, & \text{если связь } p_i \rightarrow p_j \notin A \end{cases}$$

Таким образом, матрица смежности состоит из нулей и единиц, причем в этой матрице на пересечении  $i$ -й строки и  $j$ -го столбца стоит единица в том и только том случае, если из узла  $p_i$  в узел  $p_j$  направлена стрелка-связь.

Для хранения в электронном виде информации об узлах-предприятиях радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением можно использовать матрицы-таблицы вектор-меток узлов сети. Пример такой таблицы приведен в табл. 1.

Таблица 1 — Пример матрицы-таблицы вектор-меток

Список узлов	$p_{11}^1$	$p_{12}^1$	...
Вектор-метки	$\vec{p}_{11}^1(\alpha_1^1, \alpha_2^1, \dots)$	$\vec{p}_{12}^1(\alpha_1^2, \alpha_2^2, \dots)$	...

Очевидно, что подобную таблицу легко представить в виде числовой матрицы и занести в качестве исходных данных в память компьютера. Именно табл. 1 составляет информационное наполнение в разделе «Сведения о субъектах экономического окружения» радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги.

Для хранения в электронном виде информации о связях и характере взаимодействия между узлами-предприятиями радиально-планетарной модели (наподобие матриц-таблиц вектор-меток узлов радиально-планетарной модели) предложено использовать аналогичные матрицы-таблицы вектор-меток связей между узлами (табл. 2).

Таблица 2 — Пример матрицы-таблицы вектор-меток связей между узлами

Список стрелок-связей	$P_{i_1}^1 \rightarrow P_{i_2}^1$	$P_{i_3}^1 \rightarrow P_{i_4}^1$	...
Вектор-метки	$\vec{R}_{(i_1 j_1)(k_1 n_1)}^{(i_1 j_1)}(\beta_1^1, \beta_2^1, \dots)$	$\vec{R}_{(i_3 j_3)(k_3 n_3)}^{(i_3 j_3)}(\beta_1^3, \beta_2^3, \dots)$	...

Очевидно, что подобную табл. 2, так же как и табл. 1, легко представить в виде числовой матрицы и занести в качестве исходных данных в память компьютера. Именно табл. 2 составляет информационное наполнение в разделе «Сведения о взаимосвязях между субъектами экономического окружения» радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги.

В качестве примера формирования матриц смежности и матриц-таблиц вектор-меток узлов и связей радиально-планетарной модели рассмотрим матричную формализацию небольшого выделенного фрагмента диаграммы радиально-планетарной модели взаимодействия железной дороги с экономическим окружением, представленного на рис. 2.

Для выделенного фрагмента диаграммы радиально-планетарной модели таблица связей между узлами и матрица смежности выглядят следующим образом (табл. 3).

Философско-риторическим вопросом является заполнение диагонали этой таблицы: считать ли каждый узел на диаграмме связанным с собой или нет? Мы решаем эту философскую проблему положительно, разумно считая, что каждый узел каким-то непостижимым образом связан сам с собой, т. е. граф радиально-планетарной модели является рефлексивным.

Таблица 3 — Таблица связей между узлами и матрица смежности

Узлы	$P_{00}^0$	$P_{i1}^1$	$P_{i2}^1$	$P_{i1}^2$
$P_{00}^0$	1	1	1	0
$P_{i1}^1$	1	1	0	0
$P_{i2}^1$	1	0	1	0
$P_{i1}^2$	0	1	1	1

Таким образом, матрица смежности выделенного на рис. 2 фрагмента радиально-планетарной модели выглядит следующим образом:

$$S = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Очевидно, что хранение и компьютерная обработка матриц такого вида не представляет никакой сложности.

Для того чтобы привести пример матриц-таблиц вектор-меток узлов и связей между узлами, примем практическое допущение, что в изображенном на рис. 2 фрагменте радиально-планетарной модели рассматриваются предприятия, осуществляющие поставки щебня для железной дороги (щебеночные карьеры  $P_{i1}^1$  и  $P_{i2}^1$ ), а узел  $P_{i1}^2$  осуществляет поставку ресурсов для щебеночных карье-

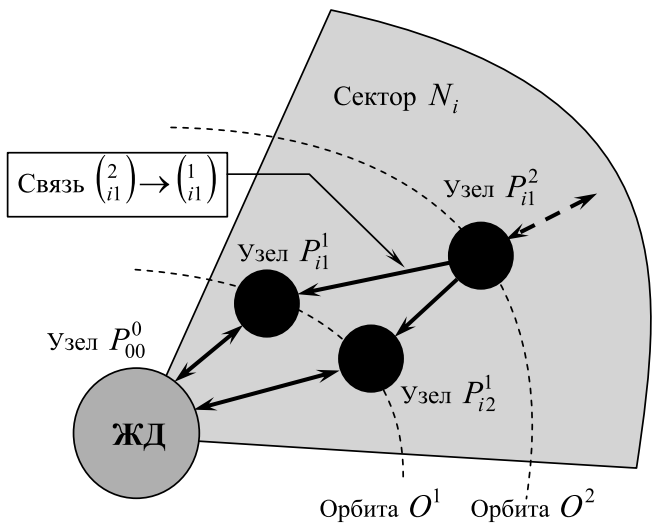


Рисунок 2 — Выделенный фрагмент радиально-планетарной модели



ров (например, является энергораспределительной компанией). Допустим также, что для нужд поставленной производственной задачи требуется учет следующих параметров.

Для узлов: приоритет предприятия с точки зрения железной дороги, объемы производственных мощностей (максимальное количество вырабатываемого щебня в год), географическая удаленность предприятия, цена продукции.

Для связей: объемы финансовых потоков за отчетный период, объемы поставок продукции за отчетный период, продолжительность контракта (договора) между рассматриваемыми предприятиями.

С учетом вышеназванных параметров матрицы-таблицы вектор-меток узлов и связей выделенного фрагмента радиально-планетарной модели (см. рис. 2) могут выглядеть так, как это показано в табл. 4 и 5.

Очевидно, что хранение и компьютерная обработка таблиц подобного вида также не представляет никаких технических сложностей.

В заключение необходимо отметить, что предложенный математический аппарат, основанный на теории графов, сетевых потоках и дискретной оптимизации, помогает вполне адекватно описать процессы взаимодействия железной дороги с экономическим окружением — хозяйствующими субъектами. Радиально-планетарная модель взаимодействия позволяет отразить все возможные аспекты, характеристики и показатели взаимодействия железной дороги с хозяйствующими субъектами.

Предложенная в настоящей работе радиально-планетарная модель соответствует всему списку требований, предъявляемых к экономико-математическим моделям взаимодействия железной дороги с экономическим окружением.

Таблица 4 — Матрица-таблица вектор-меток узлов

Список узлов	$P_{i1}^1$	$P_{i2}^1$	$P_{i1}^2$
Вектор-метки (приоритет; объемы производственных мощностей; удаленность узла; цена)	(1; 200 000 т/год; 150 км; 1 200 руб.)	(2; 150 000 т/год; 20 км; 1 600 руб.)	(0; $10^6$ кВт/год; 0; 0,8 руб./кВт·ч)

Таблица 5 — Матрица-таблица вектор-меток связей

Список стрелок-связей	$P_{00}^0 \leftrightarrow P_{i1}^1$	$P_{00}^0 \leftrightarrow P_{i2}^1$	$P_{i1}^2 \leftrightarrow P_{i1}^1$	...
Вектор-метки (объемы финансовых потоков; объемы поставок; продолжительность контракта)	(12 млн руб./год; 10 000 т; 5 лет)	(32 млн руб./год; 20 000 т; 3 года)	(4 млн руб./год; 5 млн кВт; 10 лет)	...

## Литература

1. Филипс Д., Гарсиа-Диас А. Методы анализа сетей. — М.: Мир, 1984. — 496 с.
2. Оре О. Теория графов. — М.: Наука, 1980. — 336 с.
3. Кристофидес Н. Теория графов и сетей. Алгоритмический подход. — М.: Мир, 1978. — 432 с.

# ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КУЗОВА ГРУЗОВОГО ПОЛУВАГОНА ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ С УЧЕТОМ ФИЗИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТИ МАТЕРИАЛА

В вагоностроении для улучшения коэффициента тары, увеличения срока службы вагона, как отмечается в «Стратегических направлениях научно-технического развития ОАО «РЖД» на период до 2015 г.», планируется использование алюминия и его сплавов. К положительным качествам этих материалов относятся высокая стойкость против коррозии и абразивного износа, высокие удельные механические свойства, повышенное сопротивление ударным нагрузкам. Применение алюминия и его сплавов направлено на уменьшение объема сварочных работ при сборке вагонов. В качестве примера можно привести новейшую разработку КУМЗа совместно с Воронежским самолетостроительным обществом — грузовой полувагон из алюминиевого профиля. По сравнению со стальным вагоном его масса меньше на 8 т, а значит, выше грузоподъемность.

В настоящее время во многих передовых странах мира, таких как Япония, Германия и др., алюминиевый сплав и соответствующие технологии находят широкое применение в вагоностроении.

В связи с вышесказанным актуальными являются исследования по совершенствованию норм проектирования таких вагонов, включая методы анализа напряженно-деформированного состояния с учетом физической нелинейности материала, о чем также говорится в «Стратегических направлениях».

В области малых упругопластических деформаций закон деформирования можно принять в следующем виде:

$$\sigma = E\varepsilon - E_1\varepsilon^3, \quad (1)$$

где  $E$  — модуль Юнга.

Упругая характеристика  $E_1$  определяется из условия, что при некоторой относительной деформации, равной предельной

( $\varepsilon = \varepsilon_{np}$ ), касательный модуль упругости равен нулю ( $\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = 0$ ):

$$E_1 = \frac{0.148E^3}{\sigma_T^2}, \quad (2)$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести материала.

Обобщение метода сил с учетом принятой нелинейной зависимости (1) можно получить, опираясь на известную в строительной механике теорему Кастильяно. Дополнительная работа  $R$  определяется выражением

$$R = \int_V r dV; \quad r = \int \sigma d\varepsilon = \frac{1}{2}E\varepsilon^2 - \frac{3}{4}E_1\varepsilon^4, \quad (3)$$

где  $r$  — удельная дополнительная работа.

Используя соотношение между относительной деформацией  $\varepsilon$  и прогибом  $\eta$  при плоском изгибе ( $\varepsilon = \eta''y$ ), а также условие эквивалентности  $M_x = \int_F y \sigma dF$ , с учетом формулы (1)

дифференциальное уравнение равновесия можно записать в следующем виде:

$$EJ_{2x}\eta'' - E_1J_{4x}\eta''^3 = M_x, \quad (4)$$

где  $J_{2x} = \int_F y^2 dF$  — момент инерции сечения;

$J_{4x} = \int_F y^4 dF$  — момент инерции высшего порядка.

Определение перемещений с учетом физической нелинейности связано с интегрированием нелинейного дифференциального уравнения (4). Одним из вариантов является интегрирование методом последовательных приближений. Если ограничиться вторым приближением, то линеаризованное уравнение можно получить в следующем виде:

$$\eta'' = \frac{M_x}{EJ_{2x}} \cdot v_o; \quad v_o = 1 + \frac{E_1J_{4x}}{(EJ_{2x})^3} \cdot M_x^2. \quad (5)$$

Учитывая соотношение (5), выражение (3) для определения дополнительной работы с учетом физической нелинейности будет иметь вид

$$R = \frac{1}{2} \int \frac{M_x^2}{EJ_{2x}} v_o^2 dz - \frac{3E_1J_{4x}}{4} \int \left( \frac{M_x v_o}{EJ_{2x}} \right)^4 dz. \quad (6)$$

Пренебрегая в выражении (6) величинами высшего порядка малости, получим:

$$R = \frac{1}{2} \int \frac{M_x^2}{EJ_{2x}} dz - \frac{\gamma}{4} \int M_x^4 dz; \quad \gamma = \frac{3E_1J_{4x}}{(EJ_{2x})^4}. \quad (7)$$

В случае статически неопределимой системы при деформировании по закону (1) лишние неизвестные  $X_i$  могут быть определены в соответствии с теоремой Кастильяно ( $\frac{dR}{dX_i} = 0$ ).

При дифференцировании получается система нелинейных алгебраических уравнений для определения  $X_i$  в виде

$$[\delta] \cdot \{X\} + \{\Delta_p\} = \{G\}. \quad (8)$$

Левая часть выражения (8) аналогична широко известным соотношениям метода сил ( $[\delta]$  — матрица единичных перемещений;  $\{X\}$  — вектор лишних неизвестных;  $\{\Delta_p\}$  — вектор грузовых перемещений). В правой части выражения (8) присутствует вектор  $\{G\}$ , компоненты которого определяются из соотношений

$$G_i = \sum_k \gamma_k \int M_{xk}^3 \bar{M}_{ik} dz. \quad (9)$$

Здесь  $M_x = \sum M_{xi} + \sum M_{xp}$ ;  $\sum M_{xi}$  — изгибающий момент от лишних неизвестных;  $\sum M_{xp}$  — изгибающий момент от внешних сил;  $\bar{M}_i$  — момент от единичных неизвестных.

Выражение для определения напряжения с учетом физической нелинейности можно получить подстановкой выражения (5) в формулу (1) с учетом соотношения  $\varepsilon = \eta''y$ :

$$\sigma = \sigma_o \left(1 - \frac{0,148 \sigma_o^2}{\sigma_T^2}\right); \quad (10)$$

$$\sigma_o = \frac{M_x y}{EJ_{2x}}. \quad (11)$$

Изгибающий момент  $M_x$  в расчетном сечении устанавливается с учетом физической нелинейности через лишние неизвестные, определенные при решении системы нелинейных уравнений (8).

Полученное обобщение метода сил с учетом физической нелинейности было апробировано при оценке напряженно-деформированного состояния кузова экспериментального четырехосного грузового полувагона из алюминиевого сплава АМг6 производства УВЗ. Полувагон имеет цельнометаллический кузов сварной конструкции с открытым верхом и двустворчатые двери. Рама полувагона состоит из хребтовой балки, двух передних, шкворневых, промежуточных и средних балок. Хребтовая балка изготовлена из единого пресованного профиля.

Прочность конструкции кузова полувагона оценивали сравнением напряжений, полученных в результате расчета в линейном (по закону Гука) и нелинейном в соответствии с формулой (1) приближениях, с допускаемыми напряжениями, регламентированными в соответствующих нормах расчета [1].

Оценка прочности рамы полувагона в первом приближении была произведена в соответствии с методикой, предложенной авторами работы [2].

В качестве расчетной схемы первого приближения рама кузова четырехосного полувагона своими поперечными балками по концам шарнирно опирается на опоры. Расчет такой рамы приводится к расчету хребтовой балки в предположении, что она упруго опирается на опоры с соответствующей жесткостью  $C_j$  в местах соединения с поперечными балками. Основная система при расчете на вертикальную нагрузку представлена на рис. 1.

К вертикальной нагрузке относятся собственный вес конструкции и вес полезного груза, которые распределяются между хребтовой балкой и боковыми стенками следующим образом:

$$Q_{xp} = \frac{Q(d+a)}{c}, \quad (12)$$

- где  $Q$  — вес груза (67 т);  
 $c$  — внутренняя ширина кузова (2,918 м);  
 $d$  — ширина крышки люка (1,2 м);  
 $a$  — ширина верхней полки хребтовой балки (0,21 м);

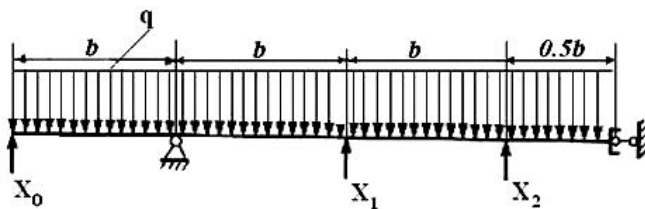


Рисунок 1 — Основная система при расчете на вертикальную нагрузку

$$Q_{бок} = \frac{Q - Q_{xp}}{2}. \quad (13)$$

Вертикальные нагрузки, действующие на хребтовую балку как равномерно распределенные, приведены в табл. 1.

Таблица 1 — Вертикальные равномерно распределенные нагрузки

Вид нагрузки	Масса, кг
Полезный груз	32 375
1/2 веса крышек люков	1 150
Вес хребтовой балки	1 700
Вес тормозного оборудования	550
2/3 веса поперечных балок	982

Из соотношений (12) и (13) можно определить интенсивность вертикальной нагрузки, действующей на хребтовую

$$\text{балку } q = 29,8 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

По I расчетному режиму допускаемые напряжения выбираются близкими к пределу текучести материала (140 МПа).

По III расчетному режиму допускаемые напряжения выбираются исходя из пределов выносливости материала (110 МПа).

Вертикальная динамическая нагрузка при расчете по III режиму учитывается с помощью коэффициента вертикальной динамики

$$k_{дв} = \bar{k}_{дв} \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - p(k_{дв})}}, \quad (14)$$

где  $\beta = 1,13$ ;

$p(k_{дв}) = 0,97$ ;

$\bar{k}_{дв}$  — среднее вероятное значение, определяется по формуле

$$\bar{k}_{дв} = a + 3,6 \cdot 10^{-3} b \frac{v - 15}{f_{cm}}, \quad (15)$$

где  $a = 0,05$ ;

$b = 1$ ;

$f_{cm} = 4,7$  см;

$v$  — расчетная скорость движения.

Для исследуемой конструкции вагона при скорости движения 120 км/ч  $k_{дв} = 0,354$ .

Расчет рамы полувагона в первом приближении производится в два этапа с использованием возможностей программы MathCAD.

Первый этап заключается в решении линейной задачи (классическая формулировка метода сил). Для определения единичной матрицы и вектора грузовых перемещений, а также для последующего решения системы нелинейных уравнений (8) удобным оказывается определение в среде MathCAD функций изгибающего момента от единичных сил и внешних нагрузок на каждом расчетном участке хребтовой балки (рис. 2). Расчет компонентов единичной матрицы и вектора грузовых реакций производится по формуле Мора с использованием возможности вычисления определенного интеграла (рис. 3). Расчет производится в единицах жесткости  $EJ_2$ .

Вектор лишних неизвестных  $\{XL\}$  в линейном приближении определяется с использованием возможности в MathCAD решения системы линейных уравнений (рис. 4)

$$\{XL\} = ([\delta] + [Cj])^{-1} (-\{\Delta p\}), \quad (16)$$

где  $[\delta]$  — матрица единичных перемещений;

$\{\Delta p\}$  — вектор грузовых перемещений;  
 $[Cj]$  — матрица податливости.

Второй этап расчетов заключается в решении системы нелинейных уравнений (8) и определении вектора лишних неизвестных  $\{XN\}$  с учетом физической нелинейности. Для этого вновь используются возможности среды MathCAD (рис. 5). Подробное описание этой возможности можно найти в работе [3].

При решении системы нелинейных уравнений используется специальный вычислительный блок, открываемый служебным словом *given*. За начальные значения искомых переменных принимаем значения лишних неизвестных  $\{XL\}$ , полученных при решении линейной задачи. Система уравнений (8) задается в виде

$$([\delta] + [Cj]) \cdot \{XL\} + \{\Delta p\} = \{G\}. \quad (17)$$

Решение системы (17) получается с использованием встроенной функции *Minerr*

$$\{XN\} = \text{Minerr}(\{XL\}), \quad (18)$$

где  $\{XN\}$  — вектор лишних неизвестных с учетом нелинейности.

Как показали расчеты по I и III режимам, значения лишних неизвестных  $\{XL\}$  и  $\{XN\}$ , а также значения максимальных

напряжений в шкворневом узле, рассчитанные по формулам (10) и (11) ( $\sigma_0$  — линейный расчет,  $\sigma$  — нелинейный расчет), практически совпадают (см. рис. 5). Этого и следовало ожидать, так как при данном виде нагружения (вертикальная нагрузка) конструкция находится в состоянии, далеком от предельно-напряженного, когда нелинейность деформирования еще не сказывается.

Другой результат получится при оценке нагруженности от других нормативных сил. Полувагон рассчитывается на продольные сжимающие или растягивающие усилия, приложенные к передним или задним упорным кронштейнам по направлению осей двух автосцепок вагона. При наличии эксцентриситета (несовпадение нейтральной оси хребтовой балки с осью автосцепки) полувагон рассчитывается на дополнительный изгиб в вертикальной плоскости от момента

$$M = N \cdot e, \quad (19)$$

где  $N$  — величина продольной силы;  
 $e$  — эксцентриситет.

При расчете по I режиму  $e = 10$  см;  $N = 3,5$  МН. Как указывают авторы работы [2], оценка влияния изгибающего момента в этом случае осуществляется так же, как и при расчете



Рисунок 2 — Определение функций единичного момента



Рисунок 4 — Решение системы линейных уравнений



Рисунок 3 — Определение матрицы единичных перемещений

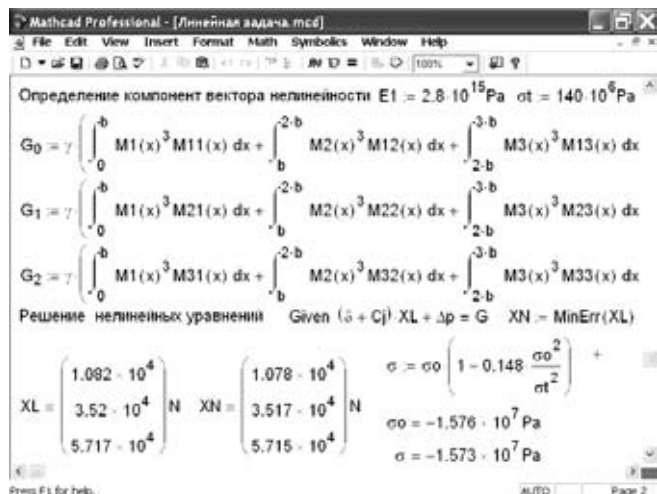


Рисунок 5 — Решение нелинейной задачи





на вертикальную нагрузку, но с учетом соответствующей грузовой эпюры. Вычисления проводятся в соответствии с методикой, предложенной в настоящей работе при расчете на вертикальную нагрузку. Результаты вычислений представлены на рис. 6, где приняты прежние обозначения. Как видно из рисунка, результаты внутренних усилий  $\{XL\}$  и  $\{XN\}$  отличаются, а максимальное напряжение (в районе заднего упорного кронштейна)  $\sigma_{\text{н}}$ , полученное при линейном расчете, оказывается на 8% меньше соответствующего значения  $\sigma$ , полученного при расчете с учетом нелинейности.

Расчет полувагона на распор сыпучим грузом сводится к расчету стоек боковой стены и поперечных балок рамы вагона с учетом жесткости верхнего пояса. Давление на вертикальную стенку полувагона определяется формулой

$$p = (1 + k_{\text{дв}}) \gamma z g \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (20)$$

где  $k_{\text{дв}}$  — коэффициент вертикальной динамики, по III расчетному режиму определяется по формуле (14);

$\gamma$  — удельная масса груза;

$z$  — расстояние по стене от поверхности груза до рассматриваемой точки;

$g$  — ускорение свободного падения;

$\varphi$  — угол естественного откоса, приведен в [1], при расчете по III режиму его значение принимается равным 0,2 от полной величины.

Величину изгибающего момента, действующего на боковую стойку вместе с частью обшивки шириной  $a$ , можно определить по формуле

$$M(z) = \frac{1}{3} (1 + k_{\text{дв}}) \gamma z^3 g a \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (21)$$

Результаты расчета в линейном и нелинейном приближениях представлены на рис. 7. Как видно из рисунка, величина напряжения в нелинейном приближении оказывается на 12% меньше соответствующего значения при линейном расчете. На рис. 8 показана эпюра напряжений промежуточной стойки боковой стенки в линейном и нелинейном приближениях.

### Выводы

Предложена методика учета влияния физической нелинейности на НДС конструкций подвижного состава. Она апробирована при расчете на прочность кузова грузового полувагона из алюминиевых сплавов. Предложенный алгоритм решения нелинейной задачи позволяет проводить исследования по созданию перспективных конструкций, оптимизированных по прочностным и весовым характеристикам.

### Литература

1. *Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)*. — М.: ВНИИЖТ — ГосНИИВ, 1996.
2. *Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений: Учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / А.П. Азовский, Е.В. Александров, В.В. Кобишанов и др.; Под ред. В.Н. Котуранова*. — М.: Маршрут. — 490 с.
3. Дьяконов В.П., Абраменкова И.В. *MathCAD 8 PRO в математике, физике и Internet*. — М.: Нолидж, 2000. — 512 с.

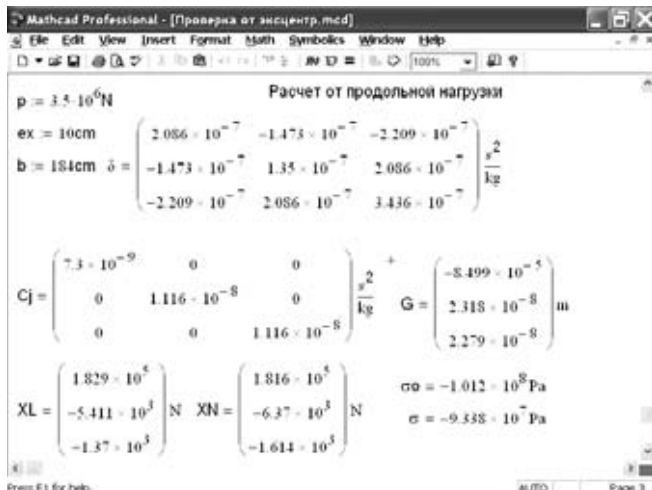


Рисунок 6 — Расчет от продольной нагрузки с эксцентриситетом



Рисунок 7 — Расчет от распора сыпучим грузом

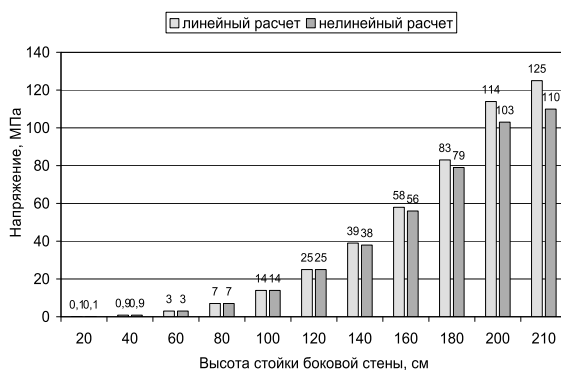


Рисунок 8 — Эпюра напряжений на стойке боковой стены

## О ВЗАИМНОМ НАГРЕВЕ КОЛЕСА И БУКСОВОГО УЗЛА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Изучение влияния нагрева колеса вагона при торможении на нагрев корпуса буксы и, наоборот, влияния нагрева буксы на нагрев колеса весьма актуальный вопрос для теплового контроля букс движущихся поездов напольными средствами теплового контроля (СТК). В первом случае возникает проблема эффективности оценки уровня нагрева буксы. Во втором — определение того, в какой мере происходит перераспределение теплового потока от нагретой буксы на колесо и целесообразности использования для оценки нагрева букс вспомогательной напольной камеры с приемником инфракрасного излучения, направленным на потенциально информативные в этом плане элементы колеса. Рассмотрим обе стороны данного вопроса. Для исследования используем термомеханическую имитационную модель работы буксового узла, которая подробно описана в [1, 2].

### ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ НАГРЕВА КОЛЕСА НА НАГРЕВ КОРПУСА БУКСЫ

Были исследованы следующие эксплуатационные ситуации, возникающие при движении поездов разных типов:

- 1) экстренное и продолжительное на затяжном спуске торможение грузового вагона;
- 2) движение колеса с неотпущенными тормозными колодками с интенсивным нагревом колеса;
- 3) торможение скоростного пассажирского поезда на тележках с дисковыми тормозами, интенсивно нагревающимися при торможении.

При имитации данных ситуаций на модели исследовали нагрев деталей колесной пары и устанавливали характер связи между нагревом колеса (тормозного диска) и нагревом буксового узла. Для контроля нагрева колесной пары строили поля температур в различные моменты времени, а также делали вывод об изменении температур во времени по точкам, характеризующим температуры отдельных зон (рис. 1).

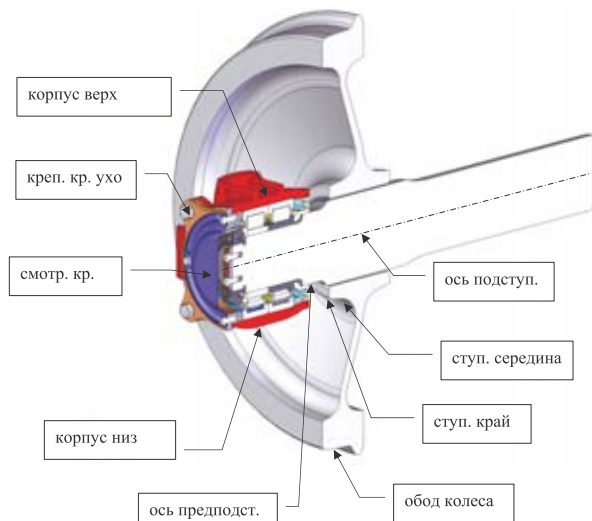


Рисунок 1 — Схема расположения точек и их обозначений для вывода значений температур

### 1. Экстренное и продолжительное торможение

Для расчета температур в ситуации экстренного торможения условно принимали, что вся кинетическая энергия в результате торможения переходит в энергию нагрева обода колеса и колодки. Удельный тепловой поток (внешняя тепловая нагрузка для расчета температур), возникающий на ободе колеса при торможении, определяли как

$$Q = \frac{K}{8t \times S_{\text{обода}}} n,$$

где  $K$  — кинетическая энергия вагона, переходящая в нагрев

$$\text{обода колеса, } K = \frac{MV^2}{2};$$

$t$  — время торможения;

$S_{\text{обода}}$  — площадь поверхности обода колеса;

$n$  — коэффициент распределения теплового потока между

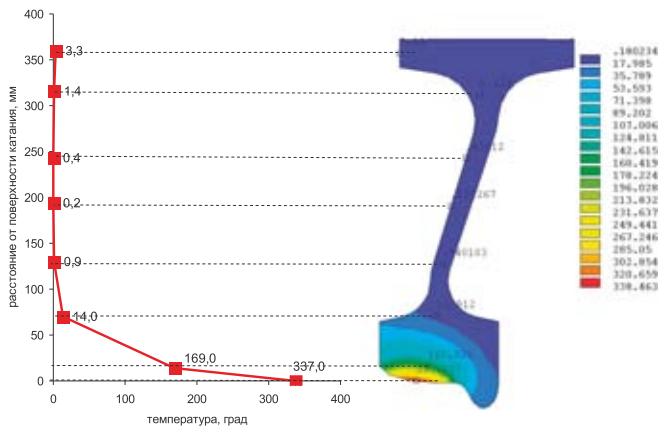
$$\text{ободом и колодкой, } n = \frac{S_{\text{обода}}}{S_{\text{обода}} + 3S_{\text{кол}}} [3];$$

$S_{\text{кол}}$  — площадь колодки.

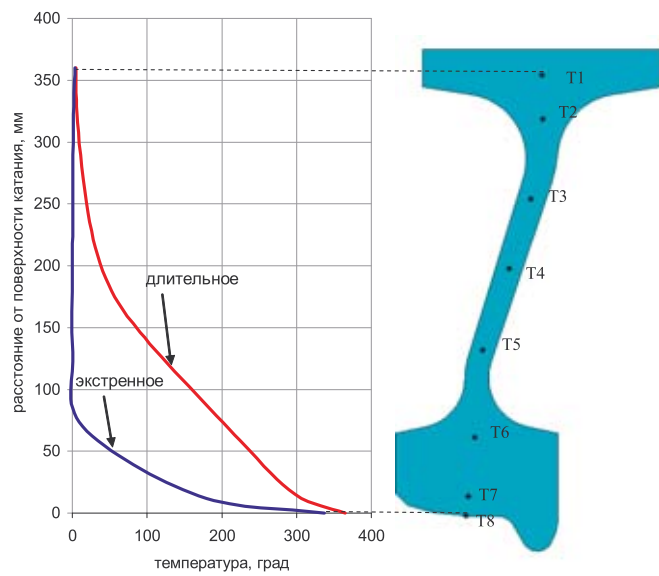
Тепловой поток на колесе в процессе экстренного торможения определяли для груженого вагона массой 100 т, движущегося перед торможением со скоростью 100 км/ч до полной остановки через 60 с. При расчетах торможения композиционными колодками полагали, что 95% тепла, выделяющегося при трении, поступает в колесо [4], поэтому в формуле (1) значение коэффициента  $n$  принимали 0,95. До торможения буксовый узел находился в стационарном режиме теплового состояния, температура воздуха 0°C.

Значение теплового потока на обод колеса ( $Q = 177\,000$  Вт/м<sup>2</sup>) при длительном торможении продолжительностью 1 200 с принимали согласно работе С.Н. Киселева и В.Г. Иноземцева [4], в которой по методике последнего [5] определена эта величина.

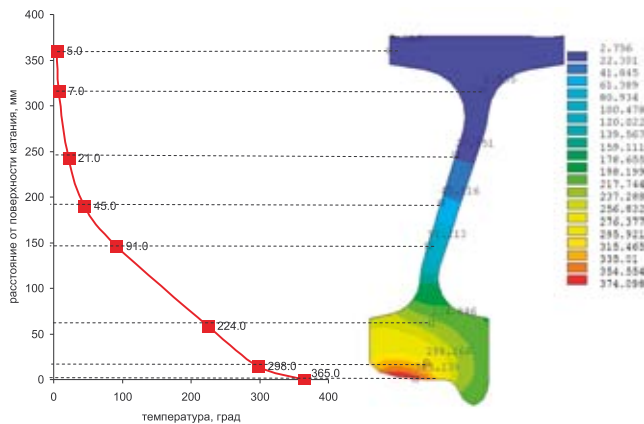
Из расчетов на термомеханической модели следует, что при экстренном и длительном торможении поверхность обода колеса нагревается на сопоставимые значения (рис. 2 и 3), в то же время диск колеса при длительном торможении про-



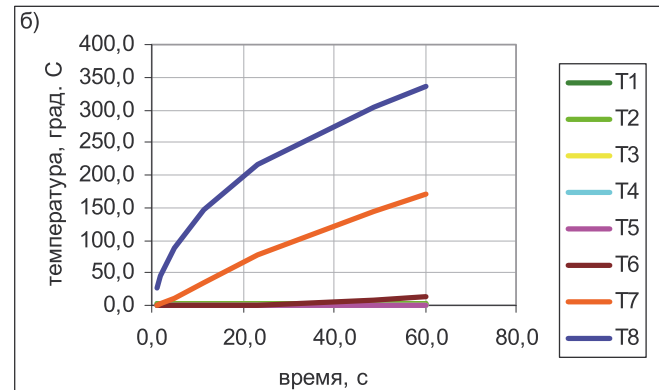
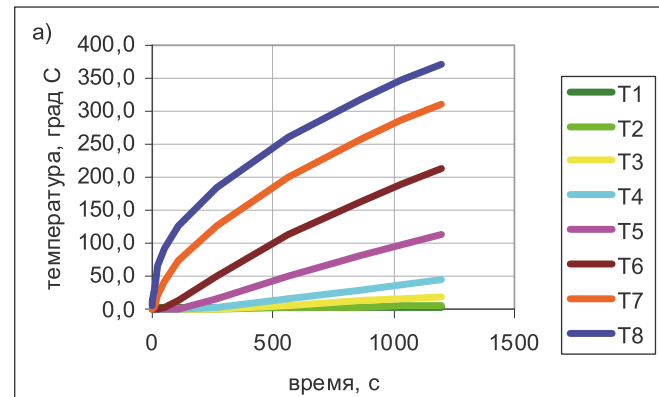
**Рисунок 2** — Распределение температур в сечении вагонного колеса в конце экстренного торможения (60 с) композиционными колодками при движении грузового вагона до торможения со скоростью 100 км/ч



**Рисунок 4** — График распределения температур по контрольным точкам в сечении колеса при экстренном (60 с) и длительном (1200 с) торможении



**Рисунок 3** — Распределение температур в сечении вагонного колеса в конце длительного торможения (1200 с) на уклоне при движении грузового вагона до торможения со скоростью 100 км/ч



**Рисунок 5** — Графики изменения температур во времени по контрольным точкам в сечении колеса при длительном (а) и экстренном (б) торможении

гревается больше (см. графики на рис. 4 и 5). Однако нагрев ступиц при обоих видах незначителен, а на нагрев элементов буксового узла нагрев колеса влияния не оказывает. Для иллюстрации этого проведены расчеты температур в процессе длительного торможения при изношенном колесе (в этом случае колесо с меньшей массой, а значит, еще более нагрето в процессах торможения) с толщиной обода 25 мм, близкой к предельной (рис. 6 и 7). Представленные на рис. 6 температурные поля в колесной паре отражают распределение температур в конце торможения с изношенным колесом, а график на рис. 7 — изменения температур по зонам в процессе торможения. При температуре нагрева поверхности обода колеса почти до 500°С нагрев корпуса буксы в возможных зонах теплового контроля (верх корпуса, ухо крепительной крышки, нижняя часть корпуса буксы) не увеличивается и даже слегка уменьшается за счет снижения скорости движения вагона.

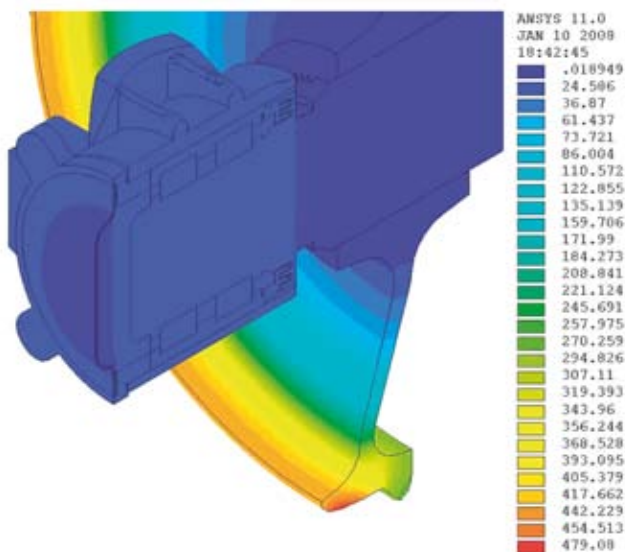


Рисунок 6 — Температурные поля в буксовом узле и изношенном колесе с толщиной обода 25 мм при длительном торможении грузового вагона на уклоне

## 2. Движение колеса с неотпущенными тормозными колодками

Движение колеса с неотпущенными тормозными колодками исследовали для грузового вагона, движущегося на скорости 60 км/ч при температуре воздуха 0°C. Ситуацию условно создавали после 5 ч движения вагона и выхода на стационарный режим нагрева деталей колесной пары. Заклинивание тормозов имитировали условно заданием темпа нагрева обода колеса 5 град/мин в течение 60 мин, т. е. обод колеса нагревался за 1 ч на 300°. Уровень нагрева обода колеса 300° при заклинивании тормозов выбирали как пороговое значение, устанавливаемое для индикаторов контроля неотпущенных тормозов фирмы Servo Corp, применяемых на железной дороге Illinois Central Gulf (США) [6].

Темп нагрева 5 град/мин и время заклинивания 60 мин выбирали, чтобы создать условия для прогрева диска колеса от обода до ступицы. Не представляет труда провести исследование с другими параметрами, которые могут иметь место при заклинивании колеса. Процесс изменения температур деталей колесной пары при заторможенном колесе во время движения со скоростью 60 км/ч представлен в виде графиков на рис. 8. На рис. 8 процесс интенсивного нагрева колеса начинается с 300-й минуты от начала движения, до этого температура деталей колесной пары соответствовала установившемуся режиму при движении.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 8, показал: такие детали, как ступица колеса и ось под ступицей, более интенсивно реагируют на нагрев обода колеса, чем детали буксового узла, что закономерно, поскольку тепловой поток от обода движется к буксовому узлу по диску колеса через ступицу и ось. Средняя температура по двум исследуемым точкам ступицы увеличилась в 4 раза от исходного среднего значения. Для сравнения: прирост температуры у максимально нагретой верхней части корпуса буксы за наблюдаемый интервал времени развития процесса после заклинивания колеса составил всего 1,5° (увеличение в 1,1 раза).

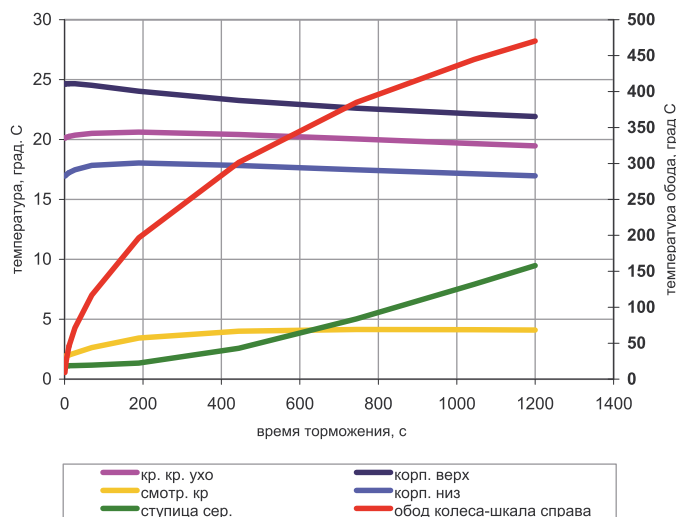


Рисунок 7 — Зависимости температур основных зон буксового узла и обода изношенного колеса (с толщиной обода 25 мм) от времени процесса при длительном торможении грузового вагона на уклоне

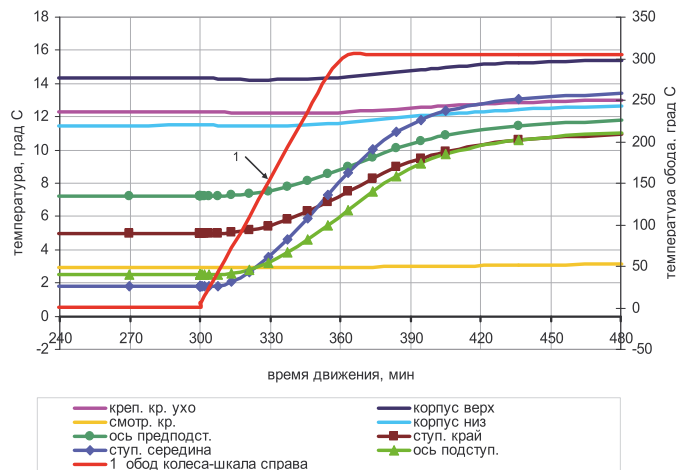


Рисунок 8 — Процессы изменения температур деталей колесной пары при заторможенном колесе во время движения со скоростью 60 км/ч (начало заклинивания тормозов — 300-я минута, продолжительность заклинивания 60 мин с темпом нагрева обода 5 град/мин)

## 3. Торможение скоростного пассажирского поезда на тележках с дисковыми тормозами

Чтобы исследовать тепловые процессы, была разработана модель колесной пары с дисковым тормозом (тележка модели 68-4075), включающая в себя термомеханическую модель конического подшипника в корпусе буксы. С целью упрощения в модели был использован условно корпус буксы грузового вагона. Для реализации повышенного нагрева тормозного диска задавали комбинированный режим торможения, включающий:

- торможение для уменьшения скорости со 180 до 60 км/ч;
- процесс «подтормаживания» в течение 10 мин для удержания скорости 60 км/ч при движении с уклона;
- переход на прямой участок со скоростью 60 км/ч и торможение до остановки поезда в течение 1 мин.

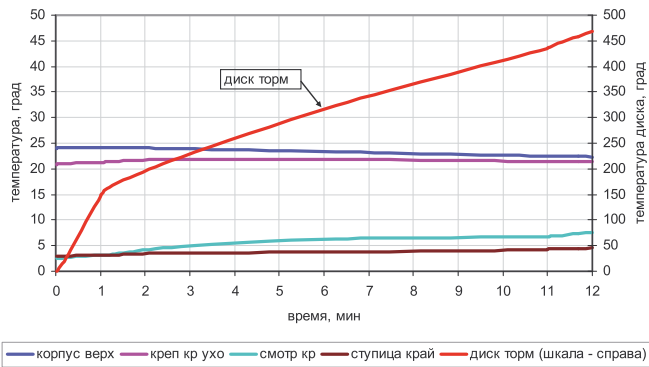


Рисунок 9 — Зависимости изменения температур нагрева узлов колесной пары с дисковым тормозом при торможении

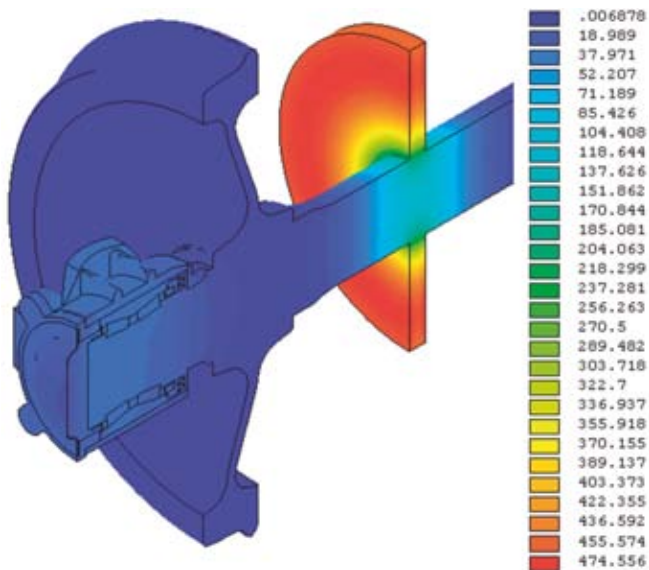


Рисунок 10 — Поля температур нагрева колесной пары с дисковым тормозом при торможении

Для расчета температуры принимали, что вся кинетическая энергия вагона в результате торможения через диск (колодки с двух сторон диска) переходит в энергию нагрева тормозного диска. Как показывали результаты расчета (рис. 9 и 10), максимальный нагрев диска в момент остановки составил  $475^{\circ}$  (температура воздуха  $0^{\circ}$ ), при этом нагрев верхней зоны корпуса буксы (см. рис. 9) незначительно уменьшился, что объясняется снижением скорости и, как следствие, теплообразования. Нагрев верхнего «уха» крепительной крышки практически не изменился. Увеличился нагрев смотровой крышки буксы с 3 до  $8^{\circ}$ , но это связано с перераспределением теплового потока от более нагретых частей корпуса буксы при уменьшении скорости и при остановке, что было неоднократно получено при измерении фактических температур нагрева буксового узла в экспериментальных исследованиях.

Таким образом, проведенные исследования на разработанных моделях позволили установить, что даже аномальный нагрев колеса или нагрева тормозного диска в тяжелых эксплуатационных ситуациях незначительно сказываются

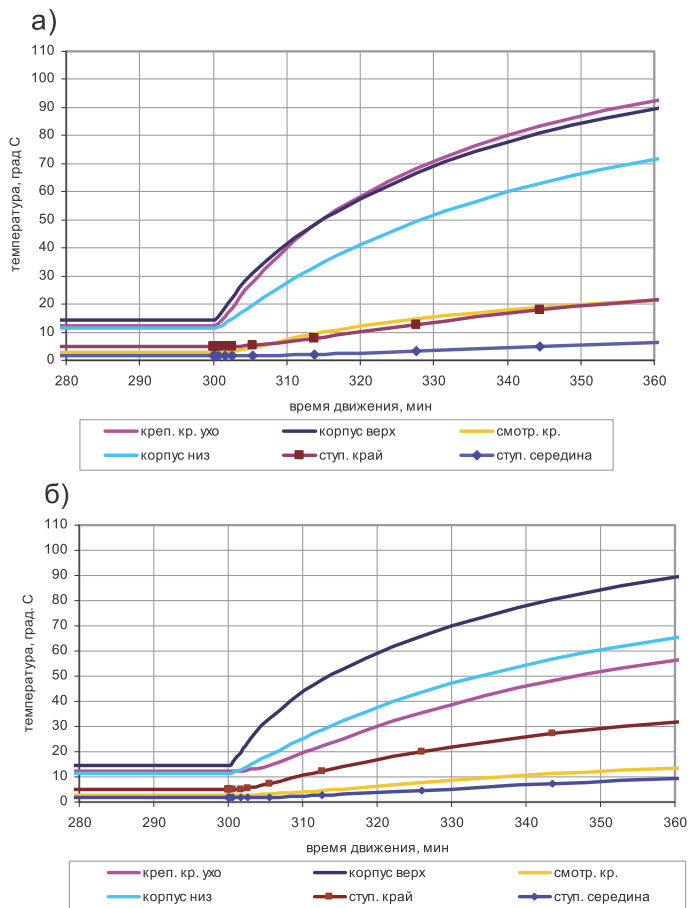


Рисунок 11 — Зависимости изменения температур нагрева деталей колесной пары при заклинивании (с 300-й минуты) двух роликов переднего (а) и заднего (б) подшипников

на нагрев буксового узла (в пределах погрешности напольных средств теплового контроля). Полученные результаты также подтверждают опытные сведения о том, что при инфракрасном контроле ступица колеса может служить только зоной контроля для определения заторможенных колес (с неотпущенными или самопроизвольно сработавшими тормозами).

#### ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НАГРЕВА БУКСЫ НА ЭЛЕМЕНТЫ КОЛЕСА

По данным исследований, изложенных в работе [7], у колесной пары с подшипниками качения коэффициент передачи относительной температуры подшипника на корпус буксы равен 0,5-0,6 (в наших исследованиях для буксы с цилиндрическими подшипниками — 0,67, для буксы с коническими подшипниками — 0,61). Коэффициент передачи относительной температуры на торцовую часть ступицы колеса, по данным [7], равен 0,258 (в наших исследованиях — 0,23), а на зону сопряжения ступицы с диском колеса — всего 0,143 (0,15). Таким образом, температура ступицы при неисправном подшипнике качения в 2,5-4 раза меньше, чем

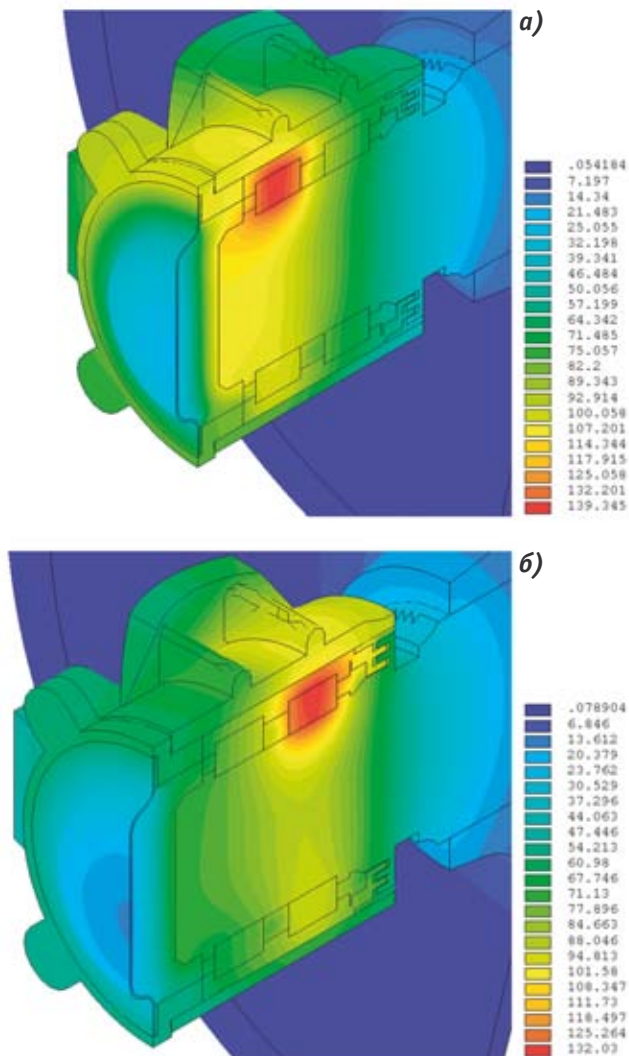


Рисунок 12 – Распределение полей температур в буксовых узлах при движении вагона со скоростью 60 км/ч (температура воздуха 0°С) после 60 мин заклинивания переднего (а) и заднего (б) подшипника

температура корпуса буксы, это, в свою очередь, привело к бесполезности вспомогательных напольных камер (ВНК), приемник ИК-излучения которых был ориентирован на ступицу колеса, для контроля состояния буксовых подшипников качения. Вспомогательные напольные камеры были введены в 1978 г. при разработке системы комплексного контроля подвижного состава (ДИСК-БКВЗ-ЦО) в состав базовой подсистемы ДИСК-Б для дублирования канала контроля нагрева буксовых подшипников основными напольными камерами (ОНК), когда в рабочем парке вагонов преобладали подшипники трения-скольжения. Ситуация осложнялась тем, что, поскольку каналы ОНК и ВНК дублировали друг друга в аппаратуре ДИСК-БТ и ДИСК2-БТ, тепловые сигналы от обеих камер суммировались. При суммировании сигналы от ступиц заторможенных колес маскируют («забивают») тепловые сигналы от корпусов букс, что существенно затрудняет распознавание неисправных подшипников.

Приведенные выше оценки теплопередачи в буксовом узле в виде коэффициентов передачи основываются на том, что корпус буксового узла нагревается равномерно при наличии неисправности. Тем не менее представляет интерес исследование ситуации, когда нагрев одного подшипника преобладает над другим (заклинивание одного из подшипников) и соответственно неравномерно нагревается корпус буксы.

Оценку влияния нагрева буксы в указанной ситуации на элементы колеса проводили при моделировании перехода буксового узла из работоспособного состояния в аварийное. Аварийные ситуации создавали посредством имитации заклинивания во время движения грузового вагона (скорость 60 км/ч, температура наружного воздуха 0°С) в одном случае двух роликов переднего подшипника, в другом случае — двух роликов заднего. Следует сказать, что в расчете не принимали во внимание деградационные процессы, которые могли произойти в буксовом узле при аварийном повышении температуры от заклинивания роликов (заклинивание остальных роликов, обводнение смазки и т. д.). То есть изучали условную ситуацию повышения температуры нагрева деталей колесной пары в рассмотренном интервале времени только из-за заклинивания двух роликов.

Зависимости температур нагрева элементов колесной пары по исследуемым точкам (схему точек вывода температур см. на рис. 1) в моделируемых ситуациях показаны на рис. 11, распределение полей температур в буксовых узлах в обеих ситуациях после 60 мин заклинивания приведено на рис. 12. В табл. 1 проанализирована информация с этих рисунков. Как следует из таблицы, средний темп нагрева поверхности ступицы (см. в табл. 1 строку «Ступица среднее») составляет:

- при заклинивании заднего подшипника — 0,29 град/мин;
- при заклинивании переднего подшипника — 0,16 град/мин.

Кроме того, соответственно значение коэффициента передачи относительной температуры от заклиненного ролика подшипника на ступицу (среднее) также выше для случая с заклиненным задним подшипником: 0,17 против 0,10. То есть при заклинивании заднего подшипника ступица нагревается интенсивнее и на большую величину, однако даже для это-



го случая ступица по сравнению с корпусом буксы (среднее значение коэффициента передачи относительной температуры от заклиненного ролика подшипника на корпус — 0,61) является малоинформативной с точки зрения оценки нагрева подшипника. Таким образом, температура ступицы при неисправном переднем подшипнике качения в 6 раз меньше, а при неисправном заднем — в 4,5 раза меньше (см. табл. 1), чем температура корпуса буксы. Это еще раз доказывает нецелесообразность использования ВНК для контроля буксовых узлов.

Итак, обосновано, что нагрев колеса при рабочих и аварийных тормозных процессах не оказывает практического

влияния на нагрев элементов поверхности буксового узла, по которым производится контроль основными камерами бесконтактных средств теплового контроля букс. Это показывает нецелесообразность использования вспомогательных напольных камер для контроля нагрева буксового узла, приемник инфракрасного излучения которых сориентирован на ступицу колеса. Целесообразно для решения задачи контроля тормозных процессов по нагреву колеса или тормозного диска (в случае дисковых тормозов) использовать дополнительные камеры с приемниками, направленными на обод колеса (сечение по точке Т7, см. рис. 4) и тормозной диск.

Таблица 1 — Результаты расчета температур с заклиненными передним или задним подшипниками

Точка вывода температуры на колесной паре	Исходный нагрев до заклинивания (температура воздуха 0°С, скорость 60 км/ч), °С		Нагрев через 60 мин после заклинивания, °С		Темп нагрева, град/мин		Коэффициент передачи относительной температуры от заклиненного ролика подшипника на точку вывода	
	Заклинен передний	Заклинен задний	Заклинен передний	Заклинен задний	Заклинен передний	Заклинен задний	Заклинен передний	Заклинен задний
Корпус верх	15	15	90	90	1,15	1,25	0,68	0,71
Корпус низ	12	12	72	65	1,00	0,88	0,55	0,51
Корпус среднее	13,5	13,5	81	77,5	1,06	1,07	<b>0,61</b>	<b>0,62</b>
Ступица край	5	5	21	32	0,26	0,45	0,16	0,25
Ступица середина	2	2	6	10	0,07	0,13	0,05	0,08
Ступица среднее	3,5	3,5	13,5	21	0,16	0,29	<b>0,10</b>	<b>0,17</b>

## Литература

1. Мионов А.А., Павлюков А.Э., Образцов В.Л., Занкович А.В. Моделирование температурных полей буксового узла с цилиндрическими и коническими роликовыми подшипниками // Вестник ВНИИЖТ. — 2007. — № 2. — С. 37 — 40.
2. Павлюков А.Э., Мионов А.А., Занкович А.В. Диагностическая модель бесконтактного теплового контроля букс подвижного состава // Транспорт Урала. — 2004. — № 2. — С. 44 — 52.
3. Казаринов В.М., Карвацкий Б.Л. Расчет и исследование автотормозов. — М.: Трансжелдориздат, 1961. — 232 с.
4. Киселев С.Н., Иноземцев В.Г., Петров С.Ю., Киселев А.С. Температурные поля, деформации и напряжения в цельнокатаных вагонных колесах при различных режимах торможения // Вестник ВНИИЖТ. — 1994. — № 7.
5. Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф. Автоматические тормоза: Учебник для вузов ж.-д. транспорта. — М.: Транспорт, 1981. — 464 с.
6. Hot Wheel Finder // Progressive railroading. — 1978. — № 1. — P. 61 — 62.
7. Трестман Е.Е., Лозинский С.Н., Образцов В.Л. Автоматизация контроля буксовых узлов в поездах. — М., 1983. — 352 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РЕСУРСА ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СЖИЖЕННОГО АММИАКА

Опыт эксплуатации показывает возможность использования вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака за пределами срока их службы при условии проведения ремонтно-восстановительных работ (КРП). Однако решение об объеме КРП должно приниматься на основе комплекса мероприятий по техническому диагностированию.

Одна из основных составляющих этого комплекса — расчетная оценка ресурса вагонов после проведения ремонта. Существующая в настоящее время методика расчетной оценки ресурса, изложенная в «Нормах» [1], адаптирована для определения показателей усталостной прочности цельносварных конструкций универсального подвижного состава с несущим кузовом. Например, при оценке срока службы вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака между значениями величин  $T_p$  и  $T_\phi$  (рис. 1) отсутствует сходимость. Таким образом, применение нормативной методики не позволяет с заданной точностью получить данные о ресурсе.

Это вызвано тем, что вагоны-цистерны для перевозки сжиженного аммиака имеют ряд существенных отличий от остального грузового подвижного состава. Такие отличия можно разделить на пять групп: конструкционные особенности, наличие температурного воздействия от груза, коррозионное воздействие от груза, специализация по перевозимому грузу и интенсивность эксплуатации. Нормативная методика не в пол-

ной мере учитывает перечисленные отличия. В связи с этим одна из актуальных задач работ по техническому диагностированию — уточнение методики расчетной оценки ресурса вагонов-цистерн с учетом данных отличий.

Инженерным центром в рамках проведенных исследований по совершенствованию конструкции вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака выполнены работы по уточнению методики оценки их ресурса. Исследования осуществлялись в несколько этапов, сформировавших круг задач работы: определение специфики конструкции, нагружения и эксплуатации вагонов-цистерн и прогнозирование их влияния на показатели усталостной прочности; уточнение методики расчетной оценки ресурса, в частности, учет особенностей конструктивного исполнения, действия эксплуатационных нагрузок, воздействия перевозимого груза на металл котла и интенсивности эксплуатации вагонов-цистерн.

На первом этапе сформирована уточненная расчетная модель вагона-цистерны, учитывающая специфику конструкции.

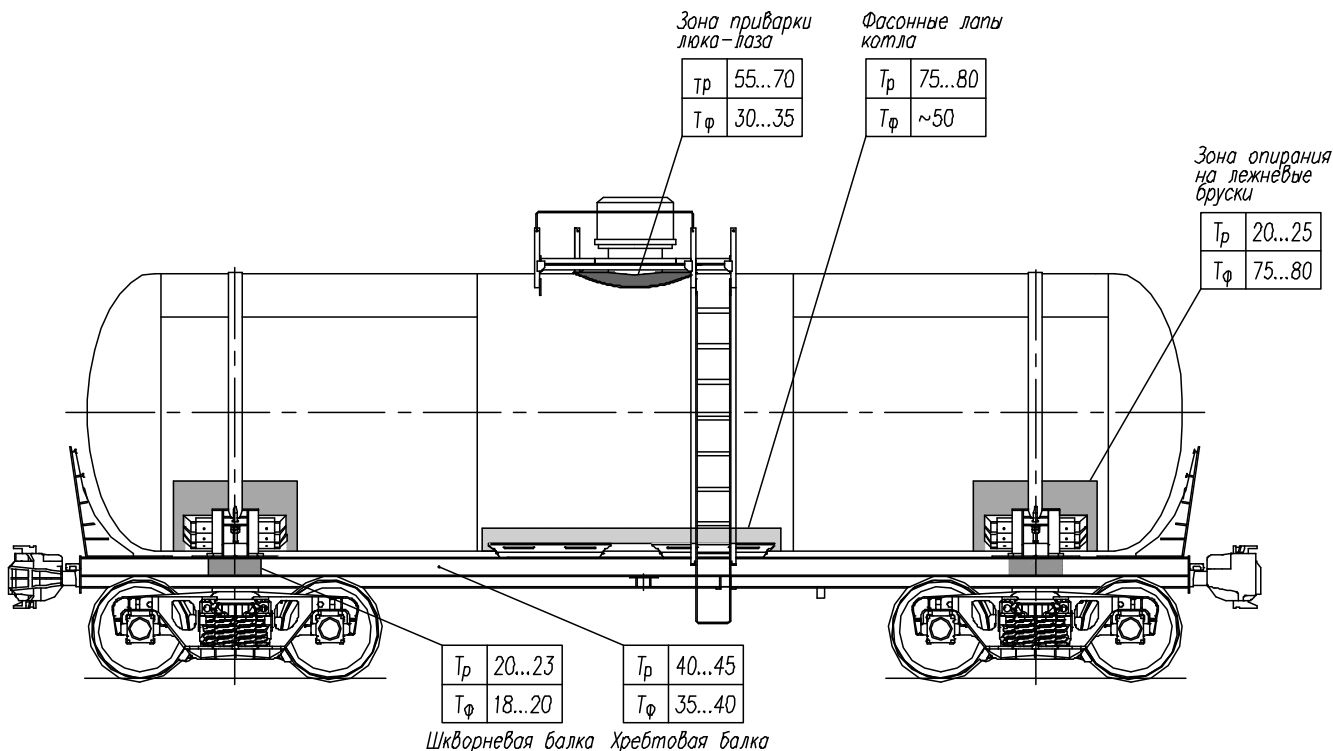


Рисунок 1 — Расчетные ( $T_p$ ) и фактические ( $T_\phi$ ) значения срока службы вагона





К основным конструктивным отличиям относятся отсутствие несущего кузова и индивидуальные узлы соединения, в том числе рамы и котла, которые определяют усталостную прочность конструкции. Уточненный расчет выполнен для узлов, лимитирующих усталостную прочность конструкции. С целью определения этих узлов сделан предварительный расчет прочности в соответствии с расчетными режимами по «Нормам» [1] и выполнено обследование технического состояния партии вагонов-цистерн. Прочность конструкции вагона-цистерны была оценена путем сравнения расчетных эквивалентных напряжений с допускаемыми величинами  $\sigma$ . Согласно рекомендации «Норм» [1], расчет прочности выполнен на основе специализированного программного обеспечения, реализующего метод конечных элементов (МКЭ). Для описания конструкции вагона-цистерны использованы пространственные пластинчатые восьмиузловые конечные элементы. В результате предварительного расчета прочности выявлены наиболее нагруженные элементы конструкции вагона, к которым относятся узлы соединения котла и рамы.

Накопленный опыт эксплуатации и результаты обследования технического состояния в совокупности с данными расчета позволили подтвердить перечень лимитирующих узлов. Обследование технического состояния проведено по 100 вагонам-цистернам с истекшим сроком службы. По результатам обследования определены вероятности отказов элементов (рис. 2)  $P_i$  ( $i=1, 2, 3 \dots N$ , где  $N$  — количество элементов) по формуле

$$P_i = \frac{\sum_{j=1}^k R_{Hj}}{k},$$

где  $k$  — количество обследованных вагонов;  
 $R_{Hj}$  — количество неисправных элементов одного типа в вагоне.

На основании расчета прочности и результатов технического диагностирования выявлены лимитирующие узлы, которые определяют усталостную прочность конструкции в целом. Для вагонов-цистерн, перевозящих сжиженный аммиак, к ним относятся зона приварки люка-лаза, фасонные лапы котла, зона опирания котла на лежневые бруски, хребтовая и шкворневая балки рамы. Моделирование геометрии этих узлов послужило основой для создания уточненной расчетной модели (рис. 3) и выполнения расчетов прочности, результаты которых использованы при определении остаточного срока службы вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака.

На втором этапе для уточнения геометрических параметров расчетной модели выполнен анализ коррозионного воздействия окружающей среды на металл вагона-цистерны. Статистические данные о коррозионном воздействии приняты в соответствии с работами по оценке технического состояния и результатам технического диагностирования вагонов-ци-

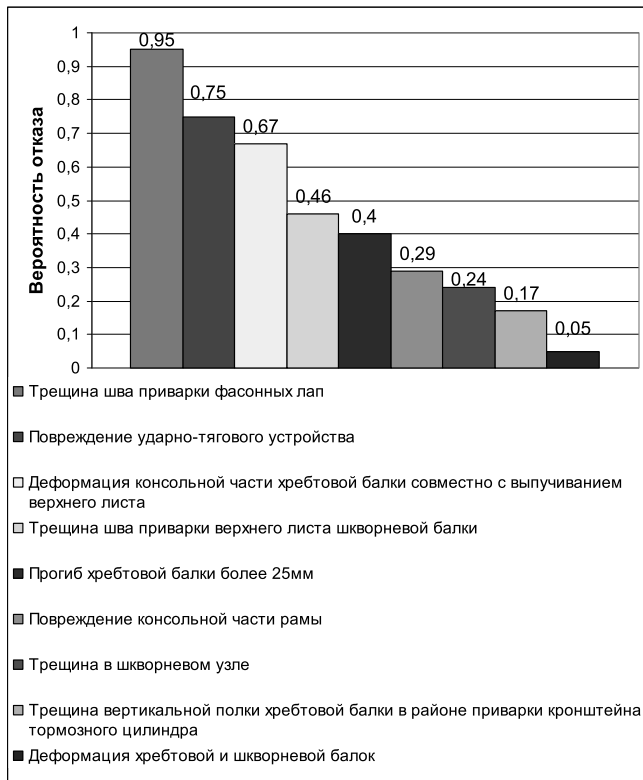


Рисунок 2 — Вероятности отказов наиболее повреждаемых элементов рамы вагона-цистерны

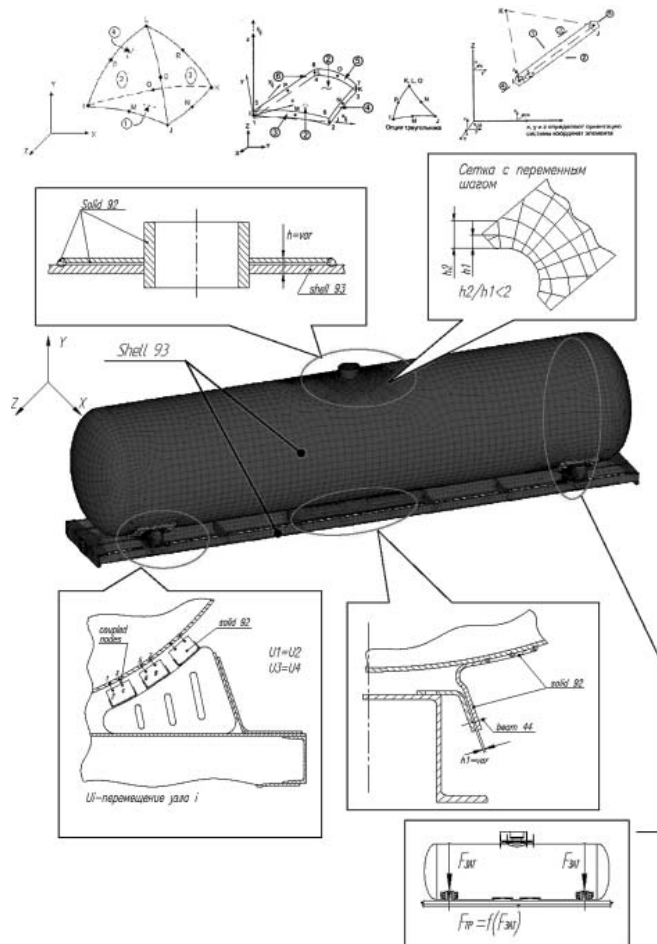
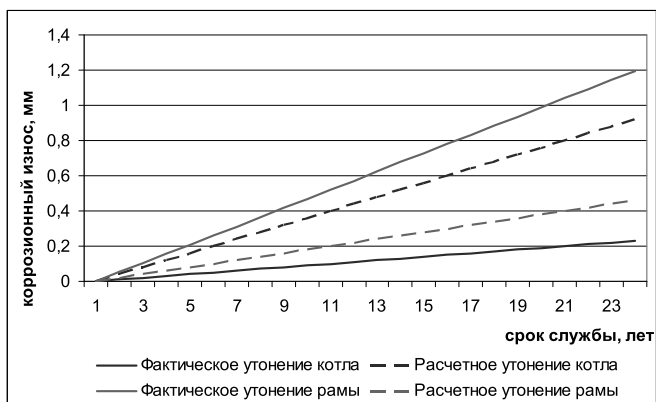


Рисунок 3 — Общий вид уточненной расчетной модели вагона-цистерны с сеткой конечных элементов



	Скорость коррозии, мм/год	
	Расчетное значение	Фактическое значение
Котел	0,04	0,01
Рама	0,02	0,05

Рисунок 4 — Нормативная и фактическая скорость коррозии основных несущих элементов вагона-цистерны

терн для перевозки сжиженных газов, в том числе и аммиака. Сравнение фактических и расчетных величин (рис. 4) показало, что скорость коррозии для элементов рамы соответствует аналогичному показателю, характерному для всех типов вагонов-цистерн, но превосходит расчетное значение. Это необходимо учитывать при создании расчетной модели. При этом изменение толщины котла происходит со значительно меньшей скоростью, что способствует увеличению фактического ресурса по сравнению с расчетным. Определенные величины коррозионного износа заложены в качестве исходных данных при формировании уточненной расчетной модели.

На следующем этапе рассмотрено воздействие перевозимого груза на металл котла. Оно может проявляться в виде химической и электрохимической коррозии металла, развития коррозионной усталости и повышенной хладоломкости вследствие воздействия низких температур. В соответствии со справочной информацией [2] низколегированные стали подвергаются значительному коррозионному износу при содержании воды в аммиаке более 0,2%. Анализ паспортов качества на продукт показал, что содержание воды в аммиаке марки Б составляет не более 0,1 — 0,2% при допуске 0,2 — 0,4% по ГОСТ 6221-90 [3]. Аммиак марки А, поставляемый большей частью на экспорт, допускает содержание воды не более 0,1%.

Появление электрохимической коррозии стали котла может быть связано с образованием анодных областей из-за наличия межкристаллической пористости, различия остаточных напряжений в отдельных зернах, неравномерности внутренней структуры. При этом одновременное действие коррозионной среды, нагрузки от остаточных напряжений способно вызвать коррозионное растрескивание, снижающее усталостную прочность котла. Однако, согласно ПБ 03 576-03 [4], элементы сосудов, подверженных действию сред, вызывающих указанные повреждения, должны подвергаться термической обработке (высокому отпуску с постепенным остыванием в печи и далее на воздухе). Таким образом, при уточнении методики определения ресурса следует учитывать лишь незначительную химическую коррозию — не более 0,0125 мм/год.

Это дополнительно подтверждается данными технического диагностирования котлов вагонов-цистерн для перевозки аммиака с истекшим сроком службы, проведенного ЦНИИ КМ «Прометей», показавшими, что за 40 лет эксплуатации коррозионный износ составляет 0,5 мм.

Помимо коррозионного воздействия аммиака рассмотрена работа котла в условиях низких температур. Температура наливаемого груза составляет минус 33,4°С, может вызвать рост прочностных характеристик при одновременном снижении вязкости, пластичности и усталостной прочности. Однако проведенный обзор характеристик стали 09Г2С, широко применяемой при изготовлении несущих конструкций грузовых вагонов, показал пригодность ее использования при температурах до минус 50°С. Это объясняется невысоким содержанием углерода (менее 0,12%), способствующим повышению критической температуры хрупкости [5]. Кроме того, ограниченное содержание марганца (до 1,7%) и кремния (до 0,8%) приводит к увеличению прочностных характеристик стали при сохранении ударной вязкости и прочности. Наличие термообработки также способствует повышению вязкости, особенно в зоне сварных соединений. Следовательно, при расчете ресурса вагона-цистерны влияние температурного фактора не учитывалось, за исключением конструктивных концентраторов напряжений, возникающих при изготовлении и ремонте.

Проведенные ранее совместно с ЦНИИ КМ «Прометей» исследования о влиянии аммиака на механические свойства и структуру металла позволили подтвердить отсутствие изменений указанных характеристик за время эксплуатации вагонов-цистерн [6].

Выполненный комплекс работ по анализу воздействия аммиака на металл котла дал возможность разработать комплекс рекомендаций [7], реализованный при создании уточненной методики оценки ресурса вагонов-цистерн.

На следующем этапе проведены исследования по оценке интенсивности эксплуатации данного подвижного состава. Основными показателями интенсивности эксплуатации являются среднегодовой и среднесуточный пробеги, а также груженный пробег. Фактическая интенсивность эксплуатации вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака определена на основании статистических данных, предоставленных частными компаниями-операторами. Показатели действительной усредненной интенсивности эксплуатации таких вагонов представлены на рис. 5.

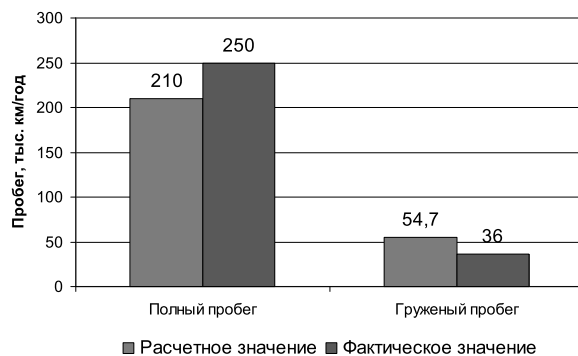


Рисунок 5 — Расчетные и фактические значения годового пробега вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака



Кроме того, вагоны-цистерны для перевозки сжиженного аммиака отличаются неполным использованием допускаемой осевой нагрузки вследствие низкой плотности перевозимого продукта.

На заключительном этапе выполнено уточнение методики определения ресурса. За основу принята нормативная методика

$$T_k = \frac{\left( \frac{\sigma_{a,N}}{[n]} \right)^m \cdot N_o}{B \cdot f_{\Sigma} \cdot \sum_j K_{y\sigma j} \cdot \sum_{i=1}^m P_{Vi} \cdot \sum_{\sigma_{ai}} \sigma_{ai}^m \cdot P_{\sigma i}}$$

Остаточный срок службы определен как минимальное значение из множества сроков службы, полученных в результате расчета для каждого выбранного элемента,

$$T_k = \min\{T_{k1}, T_{k2}, T_{k3}, \dots, T_{kN}\}.$$

При определении исходных данных, необходимых для расчета ресурса, учтены конструктивные особенности вагонов-цистерн, уточняющие величины  $\sigma_{ai}$  и  $\sigma_{a,N}$ . Величина  $\sigma_{ai}$  принята в соответствии с результатами уточненного расчета прочности. Значение  $\sigma_{a,N}$  определено по формуле

$$\overline{\sigma_{a,N}} = \frac{\overline{\sigma_{-1}}}{(K_{\sigma})_K},$$

где конструктивные особенности влияют на коэффициент  $(K_{\sigma})_K$ , принимаемый индивидуально для каждого лимитирующего узла вагона-цистерны.

Также при расчете ресурса на этапе создания уточненной расчетной модели учтены коррозионный износ и неполное использование осевой нагрузки. Кроме того, оценка ресурса вы-

полнена с учетом особенностей интенсивности эксплуатации вагонов-цистерн, влияющих на коэффициент учета времени непрерывной эксплуатации, который находится по формуле

$$B = 365 \cdot \frac{10^3 \cdot \xi_C}{V},$$

где среднесуточный пробег вагона определяется значением  $\xi_C$ . Исходя из приведенных статистических данных (см. рис. 5) для уточнения расчета срока службы вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака предложено рассчитывать значение  $\xi_C$  по данным, предоставляемым собственником вагонов-цистерн.

В результате апробации уточненной методики оценки ресурса для вагонов-цистерн, перевозящих сжиженный аммиак, было показано, что она универсальна и позволяет определять срок службы с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей как на основе использования расчетных данных о нагружении конструкции, так и на основе использования результатов испытаний. Применение в качестве исходных данных результатов испытаний даст возможность увеличить точность расчета срока службы вагонов-цистерн.

Исследования, выполненные с помощью разработанной уточненной методики, позволяют определять остаточный ресурс вагонов-цистерн для перевозки сжиженного аммиака с учетом их конструктивных и эксплуатационных особенностей. Кроме вышеперечисленного, разработанная уточненная методика предназначена для снижения затрат на реорганизацию вагонного парка за счет рационального использования ресурса вагонов-цистерн для перевозки аммиака.

## Литература

1. *Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)*. — М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. — 317 с.
2. *Сухотин А.М. Способы защиты оборудования от коррозии*. — Л.: Химия, 1987. — 279 с.
3. *ГОСТ 6221-90. Аммиак жидкий технический. Технические условия*.
4. *ПБ 03-576-03: Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением*. — М., 2003. — 186 с.
5. *Солнцев Ю.П. Металлы и сплавы*. — СПб: АНО НПО «Профессионал», 2003. — 1066 с.
6. *Оценка технического состояния основного металла и металла сварных соединений котлов железнодорожных цистерн для перевозки сжиженного аммиака после 40 лет эксплуатации: Техн. отчет / ЦНИИ КМ «Прометей»*. — СПб, 2001. — 70 с.
7. *Фомин В.В. Формирование исходных требований к вагонам-цистернам для перевозки сжиженного аммиака // Совершенствование методов проектирования и результаты внедрения новых конструкций грузовых вагонов: Сб. науч. тр. / Под ред. А.А. Битюцкого; Инженерный центр вагоностроения*. — СПб., 2007. — Вып. 3. — С. 64 — 71.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТСТУПЛЕНИЙ В СОДЕРЖАНИИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Выполнено компьютерное моделирование грузового вагона с учетом критериев оценки динамических качеств, включающей оценку риска схода с рельсов по значению коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов.

Несмотря на большое количество проводимых исследований динамики подвижного состава, проблема снижения сходов и износа колес далека от своего завершения.

В качестве причин сходов чаще всего определяют неудовлетворительное состояние ходовых частей вагонов и реже — неудовлетворительное состояние рельсовой колеи.

Задача данной работы — определить, как влияют на сход грузового вагона с рельсов следующие отклонения в геометрических размерах ходовых частей, которые в основном вызваны износами:

- завышение фрикционного клина;
- разная высота пружин рессорных комплектов;
- угол наклона (крутизна) гребня.

Исследование влияния перечисленных отклонений на сход грузового вагона с рельсов возможно на математической модели, в которой формирование колебательных процессов и сил взаимодействия определяется этими отклонениями [1]. Вопросы возмущений в математической модели, вызванных состоянием пути, в данном случае не исследуются и принимаются неизменными и соответствующими второй степени отклонений. Возьмем за объект моделирования порожний четырехосный полувагон с тележками модели 18-100, имеющий расчетный статический прогиб рессор 7 мм, в прямых и криволинейных участках пути различных радиусов при движении со скоростями 50-70 км/ч. Динамика этой модели определяется вектором состояния  $\vec{U}$ :

$$\vec{U} = \{x, y, z, \theta, \varphi, \psi, \theta_{Б1}, \psi_{Б1}, x_{P1}, y_{P1}, \psi_{P1}, x_{P2}, y_{P2}, \psi_{P2}, \theta_{Б2}, \psi_{Б2}, x_{P3}, y_{P3}, \psi_{P3}, x_{P4}, y_{P4}, \psi_{P4}, y_{K1}, y_{K2}, \psi_{K1}, \psi_{K2}, y_{K3}, y_{K4}, \psi_{K3}, \psi_{K4}\}^T, \quad (1)$$

где  $x, y, z, \theta, \varphi, \psi$  — координаты линейных и угловых перемещений кузова;

$\theta_{Б1}, \theta_{Б2}$  и  $\psi_{Б1}, \psi_{Б2}$  — угловые координаты надрессорных брусьев первой и второй тележек, определяющие боковую перекладку и виляние;

$x_p, y_p, \psi_p$  — координаты продольных, поперечных и угловых перемещений в плане боковых рам тележек;

$y_K$  и  $\psi_K$  — относительное и виляние колесных пар.

Особенностью математической модели является принятое (по существу, впервые) обстоятельство, что силы трения в системе не задаются как внешние факторы, а вычисляются в каждый момент времени исходя из динамического состояния системы.

В этой модели применена теория удара твердых тел, подкрепленных упругими связями. Она используется при вычислении реакций на скользящих и между буксами и боковыми рамами. В расчетах принимались длины вертикальной и боковой

неровностей соответственно 25 и 20 мм, амплитуды — 8 мм.

В качестве выходных динамических процессов проанализируем:

- коэффициенты динамики по обрессоренным и необрессоренным элементам вагона;
- боковые реакции между колесом и рельсом;
- рамные силы, действующие на колесную пару;
- величину вертикального подъема колеса на рельсе;
- коэффициент запаса устойчивости колеса против схода;
- мощности сил трения, развиваемые на гребне и ободке колеса.

Вообще, количество динамических процессов, которые являются выходными при интегрировании дифференциальных уравнений модели, труднообозримо:

- это 30 координат, которые определяют расчетную схему вагона и их первых и вторых производных по времени (скоростей и ускорений);
- множество реакций между деталями тележек, кузова и колесными парами и рельсами.

### Влияние величины возвышения фрикционного клина на безопасность движения и динамические показатели

Как известно, возвышение фрикционного клина над нижней поверхностью надрессорной балки тележки происходит вследствие износов его трущихся поверхностей [2]. Износы уменьшают геометрический объем клина, и подклиновая двухрядная пружина поднимает клин вверх, заполняя тем самым пустоту, образовавшуюся вследствие износа трущихся поверхностей.

При этом подклиновая пружина разжимается и тем самым уменьшает нормальные и касательные силы на трущихся поверхностях клина, т. е. изменяются демпфирующие свойства клинового гасителя.

Естественно, что это будет оказывать влияние на показатели безопасности движения вагона и на общие динамические характеристики.

В качестве показателей безопасности рассмотрим два, это:

- величина вертикального подъема колеса относительно рельса при его вкатывании на гребень;
- величина коэффициента запаса устойчивости колеса против схода, которая вычисляется по формуле

$$K_y = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_B}{P_B}, \quad (2)$$

где  $K_y$  — коэффициент запаса устойчивости от схода, по нормам он должен быть не меньше чем 1,2;



$\beta$  — угол наклона гребня колеса к горизонтали;  
 $\mu$  — коэффициент трения между колесом и рельсом в зоне их контакта;  
 $P_B$  и  $P_B'$  — соответственно вертикальная сила, действующая на колесо, и боковая (рамная) сила, действующая на колесную пару.

Чтобы выяснить влияние величины возвышения фрикционного клина на упомянутые показатели безопасности, были проведены серии компьютерных расчетов. На рис. 1 представлены зависимости максимального вертикального подъема колеса на рельсе в диапазоне скоростей 50-90 км/ч при различных возвышениях фрикционного клина, принятых 0, 2, 4, 6, 8 и 10 мм.

Из рис. 1 следует, что при нулевом возвышении клина максимальный подъем колеса наблюдается при скорости 80 км/ч и составляет 22 мм, что является опасным по сходу.

При возвышении клина на 2 мм максимум этой зависимости также находится на скорости 80 км/ч, но составляет 16-17 мм.

При возвышении клина 4 мм имеет место самый благоприятный случай. Здесь максимальная величина вертикального подъема колеса на рельсе находится в пределах от 6 до 12 мм в диапазоне скоростей 50-90 км/ч. При возвышениях фрикционного клина на 6-10 мм существует опасность сходов во всем диапазоне скоростей.

Те же данные были построены как зависимости вертикального подъема колеса на рельсе от величины возвышения фрикционных клиньев для различных скоростей движения (50-90 км/ч), которые показали, что для порожнего полувагона наилучшей с позиций безопасности является величина возвышения фрикционного клина, равная 4 мм. Естественно, что для столь сложной модели не всегда можно объяснить полученные результаты. В данном случае напрашивается следующее объяснение. При колебаниях порожнего полувагона возвышения клина менее 4 мм дают завышенное демпфирование, а при возвышениях клиньев более 4 мм — заниженное.

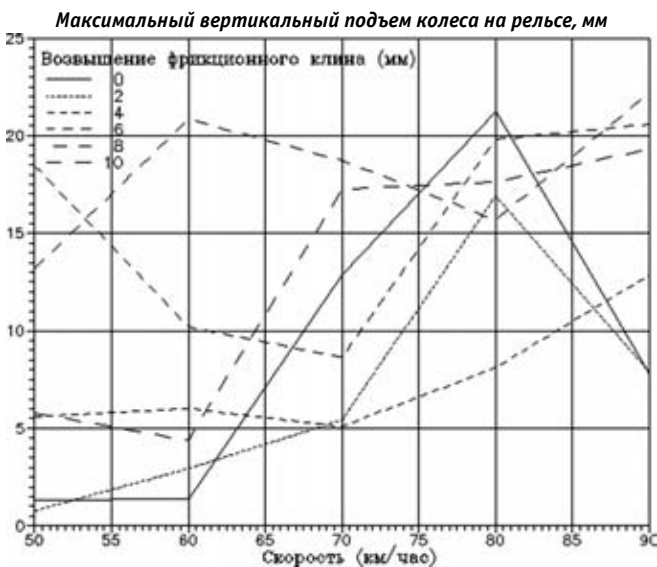


Рисунок 1 — Зависимости максимального вертикального подъема колеса на рельсе от различных возвышений фрикционного клина

То есть по величине завышения клина в данном случае определено оптимальное демпфирование для порожнего полувагона.

Анализ устойчивости колеса против схода проводился во всех вариантах расчетов по традиционной методике [3] с использованием коэффициента запаса по формуле (2).

#### Влияние поперечного смещения центра тяжести кузова на безопасность движения и динамические показатели полувагона

Если рассуждать умозрительно, то смещение центра тяжести кузова поперек вагона должно влиять на боковые колебания, увеличивать разность вертикальных нагрузок по колесам колесных пар. Вопрос, поставленный в данной работе, стоит более конкретно.

Необходимо дать количественные зависимости критериев безопасности по сходу от величины поперечного смещения центра тяжести кузова в диапазоне скоростей движения 50-90 км/ч.

Применяя к модели полувагона терминологию механики и математики, можно сказать, что поперечное смещение центра тяжести кузова будет изменять элементы матрицы жесткости в дифференциальных уравнениях колебаний и тем самым менять собственные частоты и формы колебаний [4].

Следовательно, на каждой скорости движения полувагона величина поперечного смещения центра тяжести кузова будет оказывать разное влияние на показатели безопасности, к которым мы относим высоту подъема колеса на рельсе и коэффициент запаса устойчивости против схода колеса.

На рис. 2 показаны зависимости вертикального подъема колеса на рельсе от скорости движения порожнего полувагона при различных поперечных смещениях центра тяжести кузова, равных 0, 25, 50 и 75 мм.

Как видно из рис. 2, при поперечном смещении центра тяжести на 50-75 мм вертикальный подъем колес на рельсе при скорости до 85 км/ч оказывается меньше, чем при смещении в пределах 0-25 мм. Этот же результат следует из зависимости

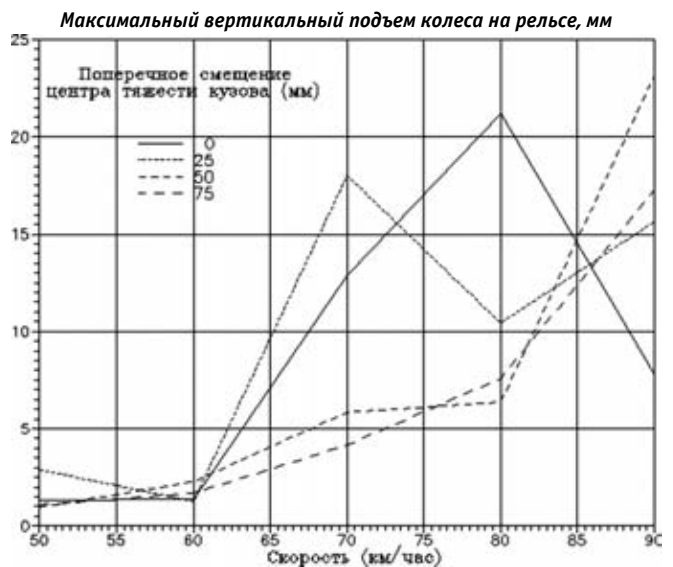


Рисунок 2 — Зависимости максимального вертикального подъема колеса на рельсе от поперечных смещений центра тяжести кузова

максимальных вертикальных перемещений колес относительно рельса от поперечного смещения центра тяжести кузова для различных скоростей.

Графики зависимостей коэффициентов запаса устойчивости колеса против схода от скорости движения показаны на рис. 3.

Из графиков рис. 3 видно, что при поперечном смещении центра тяжести кузова на 25 мм опасной зоной скоростей движения является 65–75 км/ч, а при смещении 50 и 75 мм — 80–90 км/ч, те же результаты следуют из зависимости коэффициента запаса устойчивости колеса против схода от величины поперечных смещений центра тяжести кузова. Поэтому можно сказать, что при поперечном смещении центра тяжести кузова порожнего полувагона на величину от 0 до 75 мм критерии безопасного хода выполняются при скоростях движения до 65 км/ч.

#### Влияние разной высоты пружин рессорных комплектов на безопасность движения и динамические показатели вагона

Чтобы количество вариантов расчета было обозримым, рассмотрим две схемы разнорысотности пружин. При этом предположим, что каждая тележка может иметь с одной стороны одинаковый минусовой допуск на все семь двухрядных пружин комплекта. В соответствии с этим расчеты проводим для двух схем разнорысотности рессорных комплектов (рис. 4 и 5).

На рис. 4 и 5 знаком минус обозначены комплекты, имеющие заниженную высоту пружин.

Так, на схеме 1 (см. рис. 4) комплекты 2 и 4 имеют меньшую высоту пружин по сравнению с комплектами 1 и 3, а на схеме 2 (см. рис. 5) меньшую высоту пружин имеют комплекты 2 и 3 по сравнению с комплектами 1 и 4. Расчеты, проведенные по обеим схемам, показали, что при разнице высот пружин рессорных комплектов более 4 мм происходит сход колес с рельсов, т. е. расчетная высота подъема колеса на рельсе превышает высоту гребня (28 мм).

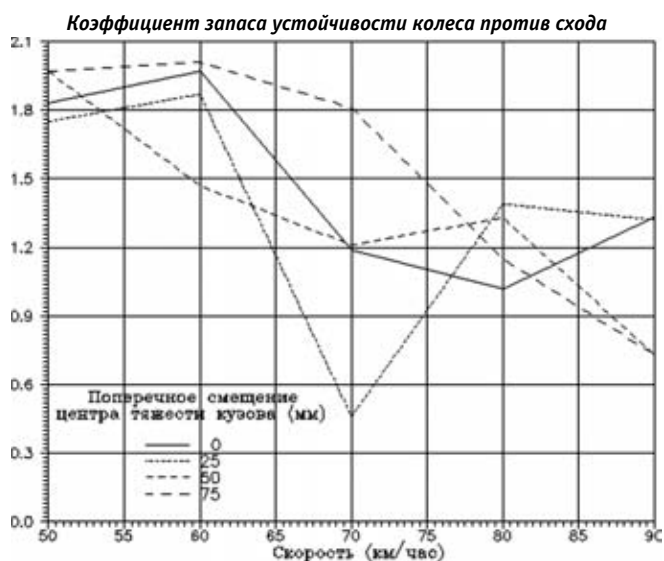


Рисунок 3 — Зависимости коэффициентов запаса устойчивости колеса против схода от скорости движения

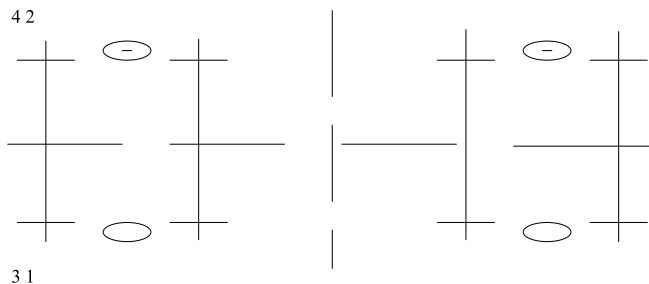


Рисунок 4 — Схема расположения минусовых допусков с одной стороны вагона (схема 1)

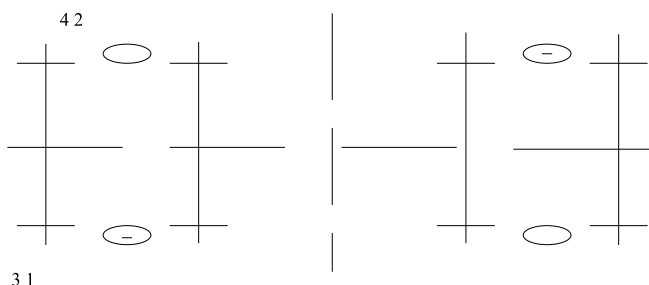


Рисунок 5 — Схема расположения минусовых допусков по диагонали вагона (схема 2)

#### Анализ безопасности движения полувагона при разной высоте пружин, принятой по схеме 1

Графики зависимостей этих величин от разности высот рессорных комплектов показаны на рис. 6.

Из рис. 6 следует, что вертикальный подъем колеса на рельсе достигает опасной величины (25 мм) при разности высот 4 мм и скорости движения полувагона 60 км/ч. При нулевом допуске на высоту пружин максимальный подъем колеса на рельсе (22 мм) имел место при скорости 80 км/ч. При разнице в высоте пружин комплектов, равной 2 мм, максимальный подъем колеса на рельсе (17 мм) имеет место при

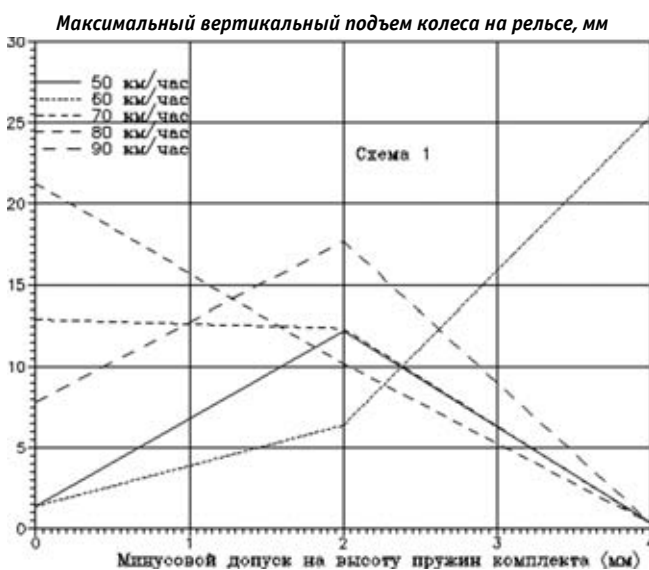


Рисунок 6 — Зависимости максимального вертикального подъема колеса на рельсе от скорости движения при разнице высот комплектов, принятой по схеме 1



скорости 90 км/ч. Эти величины в зависимости от разницы высоты пружин комплектов для разных скоростей приведены на графиках рис. 6, показывающих, что влияние разной высоты пружин при разных скоростях различно.

Так, при скоростях 50 и 90 км/ч эти зависимости имеют максимум при разнице высот комплектов 2 мм, при скорости 60 км/ч указанная зависимость монотонно возрастает, а при скоростях 70 и 80 км/ч вертикальный подъем колес имеет тенденцию уменьшаться с увеличением разниц высот до 4 мм.

**Анализ безопасности движения полувагона при разной высоте пружин, принятой по схеме 2**

Зависимости вертикальных перемещений колес относительно рельсов от скорости движения при разнице высот комплектов 0, 2 и 4 мм, принятой по схеме 2, показаны на рис. 7, из которого следует, что минусовой допуск на высоту пружин комплекта 2 и 4 мм дает лучшие показатели безопасности по сравнению с номиналом на скоростях до 85 км/ч. На скорости 90 км/ч разность высот 2 мм дает худшие показатели из всех рассмотренных вариантов.

**Влияние крутизны гребня на безопасность движения и динамические показатели полувагона**

По принятым МПС правилам износ гребня колеса характеризуется показателем крутизны  $q_r$  (мм) [5].

Чем меньше показатель крутизны, тем круче гребень (больше его угол наклона к горизонтали). Так, для нового колеса, у которого угол наклона гребня к горизонтали равен  $60^\circ$ , параметр крутизны  $q_r = 7,5$  мм. Для предельно изношенного гребня этот показатель может составлять  $q_r = 4-4,5$  мм.

Чтобы выяснить влияние этого показателя на безопасность и динамические свойства полувагона, была проведена серия расчетов, при которых для всех колес менялся  $q_r$  от 4 до 8 мм с шагом 0,5 мм.

Зависимости вертикальных перемещений колес относительно рельсов от скорости движения при различных значениях  $q_r = 4-8$  мм показаны на графиках рис. 8. Из них следует,

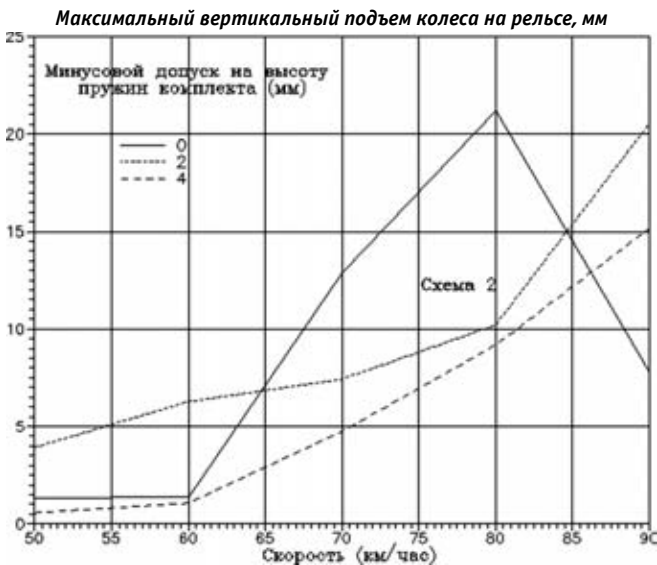


Рисунок 7 — Зависимости максимального вертикального подъема колеса на рельсе от скорости движения при разнице высот комплектов, принятой по схеме 2

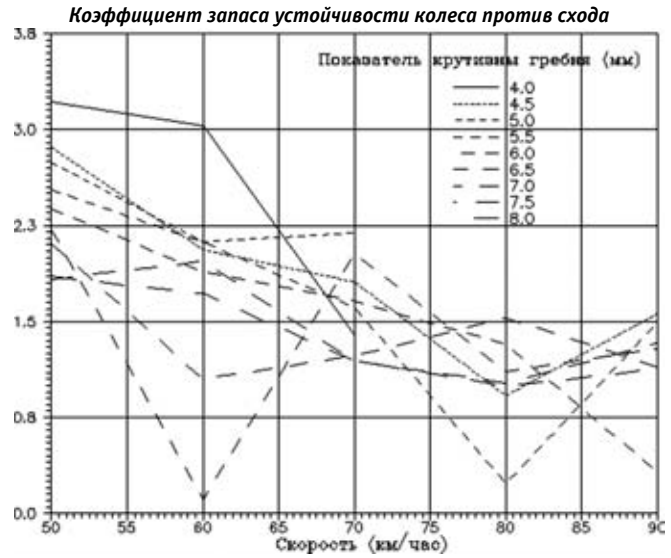


Рисунок 8 — Зависимости вертикальных перемещений колес относительно рельсов от скорости движения при различных значениях  $q_r$

что при показателе крутизны, равном 4 и 4,5 мм, происходит сход колес на скоростях 70 км/ч и выше.

С позиций безопасной величины вертикального подъема колеса на рельсе показатель крутизны гребня для порожнего вагона должен быть не менее 6,5 мм, а скорость движения не должна превышать 80 км/ч.

Из графиков рис. 8 видно, что показатель устойчивости колеса против схода имеет нормативные величины при всех рассмотренных значениях  $q_r$ , только с уменьшением показателя крутизны гребня коэффициент запаса устойчивости увеличивается.

Складывается впечатление, что оценка безопасности движения по значению коэффициента запаса устойчивости не всегда дает адекватные результаты.

Рассмотрим формулу (1), по которой вычисляется коэффициент запаса устойчивости.

Для неизношенного колеса  $\beta = 60^\circ$  ( $q_r = 7,5$  мм), если принять  $\mu = 0,25$ , то

$$K_y = 1,033 \frac{P_B}{P_B} \quad (3)$$

Если принять  $q_r = 8$  мм, то формула (1) будет иметь вид

$$K_y = 0,97 \frac{P_B}{P_B} \quad (4)$$

При  $q_r = 4$  мм расчеты по формуле (1) дадут

$$K_y = 1,65 \frac{P_B}{P_B} \quad (5)$$

Наконец, если угол гребня сделать  $90^\circ$ , то

$$K_y = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{P_B}{P_B} \quad (6)$$

при  $\mu = 0,25$

$$K_y = 4 \frac{P_B}{P_B} \quad (7)$$

Поэтому если при оценке безопасности движения пользоваться коэффициентом запаса устойчивости, вычисляемом по формуле (2), то получается, что при показателе крутизны  $q_r = 4$  мм коэффициент запаса устойчивости будет больше, чем при  $q_r = 7,5$  мм (5) и (3). Это противоречит практике анализа сходов, кроме того, имитационное моделирование зафиксировало в этом случае сход.

#### Влияние коничности ободов колес на безопасность движения и динамические показатели

Коничность обода колеса, как известно из формулы Клингеля, меняет длину волны собственных колебаний колесной пары при ее качении по рельсам без проскальзывания колес. Из упомянутой формулы следует, что чем больше коничность обода, тем короче волна извилистого движения колесной пары, что должно ухудшать динамические показатели экипажа в прямых участках пути.

Учет кривизны при качении колеса несколько затушевывает это утверждение, и закономерности, связанные с резонансными состояниями, становятся иными, чем при использовании теории Клингеля.

На рис. 9 приведены графики зависимостей вертикального подъема колеса на рельсе от скорости движения порожнего полувагона с различными коничностями ободов колес.

Зависимости, представленные на рис. 9, показывают, что при стандартной коничности обода 0,05 порожний полувагон при скорости 80 км/ч имеет минимальный запас по подъему колеса на рельс, что представляет опасность для схода. Если судить по величинам коэффициентов запаса устойчивости против схода, следует, что при коничности ободов 0,05-0,09 с позиции обеспечения безопасности следует также ограничивать скорость движения порожних полувагонов до 70 км/ч.

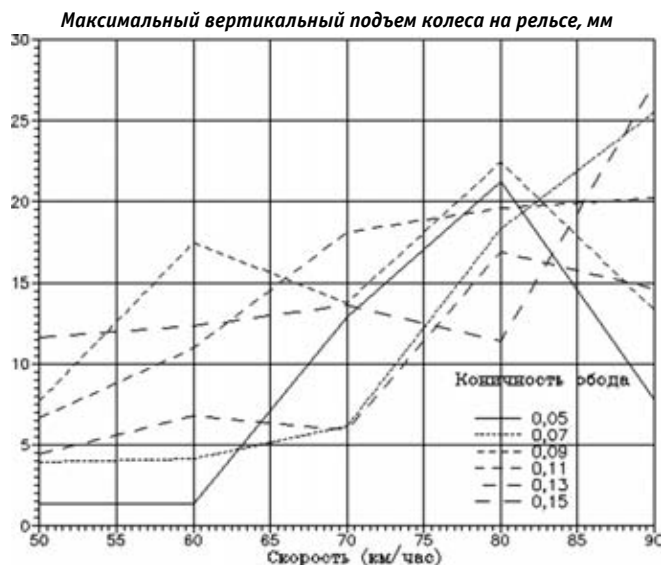


Рисунок 9 — Зависимости вертикального подъема колеса на рельсе от скорости движения порожнего полувагона с различными коничностями ободов колес

#### Влияние трения при повороте тележки относительно кузова на безопасность движения и динамические показатели полувагона

Уже много лет в литературе, посвященной вписыванию железнодорожных экипажей в кривые участки пути, используется термин «момент сопротивления повороту тележки». В расчетах он используется как внешнее усилие наперед заданной величины.

Следует заметить, что сопротивление повороту тележки — это весьма условный термин, так как в криволинейном участке пути колесные пары поворачиваются под действием реакций со стороны рельсов. Колесные пары, в свою очередь, связаны с боковыми рамами, боковые рамы связаны с наддресорной балкой через пружины рессорных комплектов и фрикционные клинья. Наддресорная балка может поворачиваться относительно кузова, опираясь при этом на пятник или пятник и скользя.

Все упомянутые элементы тележки в криволинейном участке поворачиваются на разные углы, которые связаны с боковыми рамами, а боковые рамы через клиновую систему и пружины связаны с наддресорной балкой тележки, которая на пятнике поворачивается относительно кузова.

При повороте каждого элемента (колесной пары, боковой рамы, наддресорной балки) возникают различные моменты сопротивления, которые определяются жесткостью пружин рессорных комплектов, зазорами в буксовых проемах и коэффициентами трения в соприкасающихся деталях. Это излагается для того, чтобы дать читателю понять, что сопротивление повороту деталей тележки является реактивным усилием, но никак не внешним. Поэтому единственным выходом из создавшегося «затруднения», на взгляд авторов, было проведение серии расчетов с различными значениями физических коэффициентов трения в материалах пятника и подпятника и скользунов. Вообще, средним значением коэффициента трения между стальными элементами является величина 0,3. В расчетах она изменялась от 0 до 0,6.

В качестве критериев безопасного движения полувагона анализировались величины вертикального подъема колеса на рельсе и коэффициент запаса устойчивости против схода.

Результаты варьирования величинами коэффициента трения на пятниках и скользунах приведены на графиках рис. 10.

Исследования зависимости вертикального подъема колеса на рельсе от скорости движения при различных значениях коэффициента трения показали, что при коэффициенте трения на пятнике и скользунах, равном 0, имел место самый опасный случай. На скорости свыше 80 км/ч происходит сход колеса по максимально допустимой величине подъема колеса на гребне, равной 28 мм. При коэффициенте трения, равном 0,1, максимальная величина подъема колеса на рельсе составляет 14 мм при скорости 90 км/ч.

В общем, анализируя графики рис. 10, можно заключить, что рациональной величиной коэффициента трения в прямых является величина 0,3-0,35 при всех скоростях движения.

Такой же результат был зафиксирован на основании анализа зависимостей коэффициентов запаса устойчивости, которые были построены или в зависимости от скорости при разных коэффициентах трения, или в зависимости от коэффициента трения при разных скоростях движения. Коэффициент запаса устойчивости колеса от схода принимал при всех



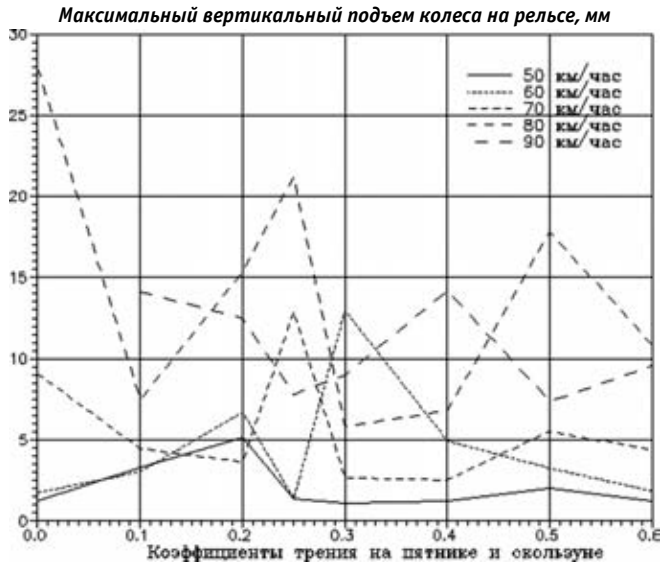


Рисунок 10 — Зависимости вертикального подъема колеса на рельсе от коэффициентов трения на пятнике и скользуне

скоростях значения более 1,2 при коэффициенте трения 0,35-0,4.

Итак, можно утверждать, что при трении на пятниках и скользунах менее чем 0,3 для порожнего полувагона наступает опасный режим движения даже в прямых.

### Выводы

По итогам проведенных исследований моделирования колебаний порожнего полувагона при движении сделана по-

пытка найти причины сходов, связанные с техническим состоянием ходовых частей. Дело в том, что техническое состояние ходовых частей для порожнего и груженого вагона находится на одном уровне, однако влияние загрузки вагона на динамику и безопасность движения различны.

Это очевидно, так как у порожнего и груженого вагонов разная статическая нагрузка на ось, разные статические прогибы рессор и характеристики демпфирования, разные массы, моменты инерции, высоты центров тяжести и т. д.

Следует заметить, что при оценке критериев безопасности движения отличия в указанных физических и геометрических параметрах дают результаты не в пользу порожнего полувагона.

По результатам проведенного моделирования можно сделать следующие выводы:

- завышение фрикционного клина на величину более 5 мм представляет опасность по сходу, компенсация этого явления может быть осуществлена за счет ограничения скорости движения порожнего полувагона до 70 км/ч;
- при разнице высоты пружинных комплектов, расположенных с одной стороны вагона, более 4 мм необходимо ограничение скорости движения до 60 км/ч;
- при коничности обода 0,05-0,09 для обеспечения критериев безопасности скорость движения должна быть ограничена до 70 км/ч;
- поперечное смещение центра тяжести кузова до 75 мм требует ограничения скорости до 65 км/ч.

Таким образом, можно сделать вывод, что конструкционная скорость порожних полувагонов даже при отсутствии технических отклонений в ходовых частях должна составлять 65-70 км/ч.

### Литература

1. Верго М.Ф., Петров Г.И., Хусидов В.В. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути // Бюллетень ОСЖД. — 1995. — № 6. — С. 3 — 8.
2. Филиппов В.Н., Смольянинов А.В., Петров Г.И. Исследование влияния размерных допусков, износов деталей гасителя колебаний тележки ЦНИИ-ХЗ-О на величину коэффициента относительного трения (в вероятностном аспекте) // Труды МИИТ. — 1981. — Вып. 647. — С. 61 — 65.
3. Иванов В.Н., Исаев И.П., Панькин Н.А., Якубовский В.К. Определение составляющих сил крива и условий устойчивости движения колесной пары // Вестник ВНИИЖТ. — 1978. — № 8. — С. 32 — 36.
4. Соколов М.М. Диагностирование вагонов. — М.: Транспорт, 1990. — 197 с.
5. Установление причин и обоснование рекомендаций по снижению интенсивного износа гребней колесных пар в эксплуатации: Отчет по НИР / А.А. Хохлов и др.; МИИТ. — М., 1995. — 199 с.

## ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ С РЕЛЬСАМИ

(Продолжение. Начало в № 18)

**Особый вопрос проблемы взаимодействия подвижного состава и рельсовой колеи — процесс качения колесной пары. Но к этому вопросу относятся недостаточно ответственно. До сих пор колесным парам и тележке приписывают извилистое движение [1], вызванное коническим профилем, и заставляют их двигаться по аккуратной синусоидальной траектории.**

Естественно, в основу таких теоретических исследований положены допущения в образе схемы точечного контактирования колеса с рельсом и предоставления полной свободы колесной паре.

Только такие условия позволяют изложить упрощенное представление о процессе качения колесной пары без учета профиля рельса. Обращение к действительности встречает иную картину взаимодействия подвижного состава и рельсовой колеи, в которой тележку заставляют перемещаться по рельсам как промежуточное звено между кузовом и рельсами, а существующие связи лишают колесные пары свободы передвижения — ведь они являются непосредственным передаточным элементом силового взаимодействия между рельсами и тележкой. При таком жестком распределении функций не найти условий для свободного качения колесной пары по чистой синусоидальной траектории.

Поверхность катания колеса и контур головки рельса имеют сложное очертание, что требует внимательного рассмотрения взаимодействия колесной пары с рельсами при движении подвижного состава.

Поверхность катания колеса последовательно, начиная от гребня, имеет четыре разновидности: цилиндрическую, коническую 1:20, коническую 1:7, замыкающую коническую (фаску) 1:1. При наличии подуклонки рельсов установленной величины 1:20 и при ширине колеи 1520 мм новое колесо полностью контактирует конической поверхностью 1:20 с поверхностью головки нового рельса типа Р-65, как представлено на рис. 1. Но качение конусной поверхности на плоскости должно происходить с вращением относительно центра поворота — вершины конуса, расположенной с наружной стороны для каждого колеса. При этом каждое колесо колесной пары вследствие конусности вынуждено катиться по плоской поверхности рельса диаметрами различной величины, что сопровождается проскальзыванием в зоне контакта по образующей конуса. Величина и скорость проскальзывания по контактной образующей обратно пропорциональны деформации, а круг с нулевым скольжением (круг сцепления) располагается в зоне наибольшей деформации и наибольшего из действующих моментов.

Например, если усилие  $P_B$  по кругу сцепления располагается у основания гребня, то скольжение увеличивается к наружной стороне колеса (рис. 1а); если усилие  $P_B$  по кругу катания располагается ближе к наружной стороне колеса, то скольжение увеличивается к гребню и центр качения смещается ближе к наружной поверхности колеса. Удельная тан-

генциальная нагрузка при трении в контакте является силой сопротивления движению  $F_0$  по оси колесной пары, для преодоления которой возникает сила сцепления по кругу нулевого скольжения. При этом обеспечивается равенство

$$F_H = F_0 \cdot \xi / (R - \xi).$$

Таким образом, возникает момент сопротивления вращения колесной пары, а соотношение сил в любом случае определяется выражением

$$F_H / F_0 = 1 - \xi / R.$$

При обычном качении колес конической поверхностью по плоской поверхности рельсов и вообще при различном уровне расположения мест контактирования от оси колесной пары возникает проскальзывание в зоне контакта, которое образует силу сопротивления движению. В процессе качения круг нулевого скольжения может менять свое расположение, смещается также место приложения удельных сил трения — происходит износ по всей поверхности катания колеса и головки рельсов.

Проведенный анализ показывает, что применение конического профиля колес и подуклонки рельсов для полного их прилегания даже в свободном качении сопровождается постоянным проскальзыванием в зоне контакта и изнашиванием (прокатом) колес и головки рельсов. Резиновые элементы рельсовых креплений (прокладка между подкладкой и подшовой рельса, прокладка под подкладку) вследствие легкой деформируемости обеспечивают дополнительную подвижность в поперечном направлении и контурное прилегание головки рельса к профильной поверхности катания колеса.

### Условия схода подвижного состава

При анализе причин схода подвижного состава следует рассматривать движение поезда в кривой, так как движение на прямой является частным случаем ( $R = \infty$ ). Сход как конструктивное принципиальное явление следует также рассматривать в чистом виде, т. е. при исправном состоянии пути и ходовых частей подвижного состава.

Располагая общей картиной взаимодействия пути и подвижного состава на фоне принятых условий, легко представить влияние отклонений от нормативных данных на устойчивость пары «колесо — рельс» и безопасность движения.

Первопричиной схода является динамическое воздействие, и при анализе схода необходимо выявить количественное влияние параметров пути и ходовых частей подвижного состава, а также режима движения на характер силового воздействия.

*Криволинейный участок пути.* Основным параметром рассматриваемого участка — радиус кривой  $R$ .

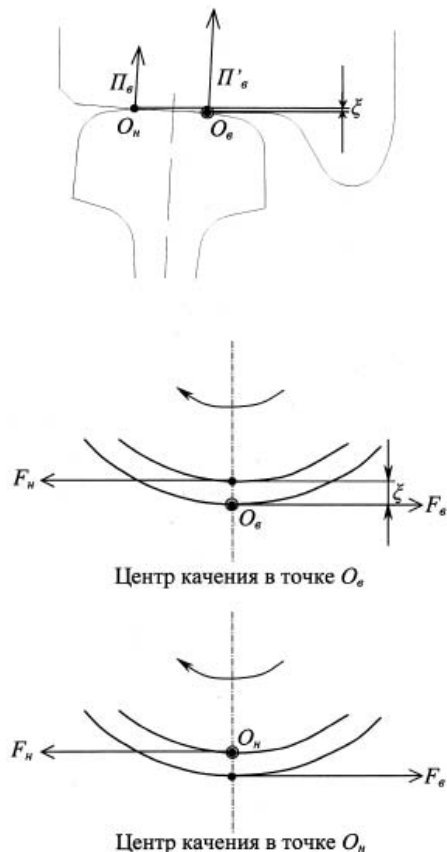


Рисунок 1 — «Свободное» качение колеса по рельсу

При движении в кривой возникает силовое воздействие в виде центробежной силы

$$F_{ц} = M \cdot v^2 / (12,96 \cdot R),$$

где  $M$  — масса экипажа;  
 $v$  — скорость движения.

Для компенсации действия центробежной силы наружный рельс кривой устанавливают с возвышением по отношению к внутреннему. Величина возвышения  $h$  определяется в зависимости от радиуса кривой  $R$

$$h = (12,5 \cdot K \cdot v_{cp}^2) / R,$$

где  $K = 1,2$ ;

$v_{cp}$  — средневзвешенная скорость движения.

Принимают  $h(\max) = 150$  мм. Горизонтальная составляющая  $T$  для рельсовой колеи с возвышением  $h$

$$T = Q \cdot h / S_2,$$

где  $Q$  — вес экипажа;

$S_2 = 1 600$  мм (расстояние между осями рельсовых нитей).

Отклонение от расчетной скорости вызывает непогашенное ускорение от действия рассмотренных поперечных сил, которое определяется по формуле

$$a_{нп} = v^2 / 12,96 \cdot R - g \cdot h / S_2,$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести.

При установлении возвышения наружного рельса в кривых необходимо стремиться к обеспечению двух условий, которые установлены для взаимодействия пути и подвижного состава:

$$\begin{aligned} \max |a_{нп}|_{нп} &< [a_{нп}]_{нп}; \\ \max |a_{нп}|_{вн} &< [a_{нп}]_{вн}. \end{aligned}$$

Величина  $[a_{нп}]_{нп}$  колеблется в пределах  $0,4 — 0,7$  м/с<sup>2</sup>, величина  $[a_{нп}]_{вн}$  не должна быть более  $1,0$  м/с<sup>2</sup>.

Приведенные в справочной литературе [2] указанные соотношения являются подтверждением недостаточности развития теории взаимодействия пути и подвижного состава:

- задаваемый нормативный показатель  $[a_{нп}]_{нп}$  не должен колебаться в пределах — для него должна быть установлена одна величина;
- указанные соотношения определяют в общем виде динамическое воздействие подвижного состава на рельсовую колею в кривых, поэтому следует принять единую величину непогашенного ускорения для наружного и внутреннего рельсов в кривой;
- особенностью вышеприведенных соотношений является различное их проявление в эксплуатации, поскольку величина  $a_{вн}$  ограничена выбранным завышением наружного рельса и приближается к максимуму при остановке, а величина  $a_{нп}$  пропорциональна квадрату скорости движения и поэтому не имеет ограничений по максимуму;
- требование по отношению к  $a_{вн}$  является некорректным, потому что при любой скорости оно может выполняться, но при остановке может быть нарушено;
- знаковая ориентация ускорения становится ненужной при его индексации по направлению ( $a_{вн}$ ,  $a_{нп}$ ), как и термин «непогашенное ускорение».

Таким образом, два условия взаимодействия пути и подвижного состава при движении в кривых трансформируются в единое для поперечного ускорения

$$a_{п} < 1,0 \text{ м/с}^2.$$

Имеется еще ряд сил, влияющих на показатель устойчивости. Это сила тяги и продольно-динамические усилия при торможении, которые в кривой направлены под некоторым углом к продольной оси вагона.

В 1971 г. введена ширина колеи  $1 520$  мм; эта норма применяется на прямых и кривых участках радиусом  $350$  и более. Для крутых кривых норма ширины колеи составляет:

- при радиусе  $349 — 300$  м —  $1 530$  мм;
- при радиусе менее  $300$  м —  $1 535$  мм.

Заостренное внимание к долговечной теме «колесо — рельс» активизировало поиски единственного звена, с помощью которого намереваются вытащить всю цепь эксплуатационных проблем. Таким средством представляют корректировку величины завышения наружного рельса в кривых. При этом выдвигается тезис «нормативное устройство кривых имеет избыток возвышения одной нити над другой для грузовых вагонов в несколько раз». Тезис должен базироваться на общем представлении о механизме взаимодействия колесных пар с рельсами при движении в кривых и подтверждаться расчетами.

Результаты соответствующих расчетов представлены на рис. 2. Действующие в кривой при движении центробежная сила  $F_{ц}$  и составляющая  $T$  от возвышения наружного рельса представлены в виде отношения  $F_{ц}/Q$  и  $T/Q$  ( $Q$  — вес экипажа). Величина  $F_{ц}/Q$  приводится для кривых радиусом  $500$  и  $1 000$  м, а также для граничных по уширению колеи величин радиуса кривой  $350$  и  $300$  м. Особенностью рассматриваемой схемы взаимодействия является ограничение составляющей силы тяжести величиной  $T/Q = 9\%$  при максимальной вели-

чине возвышения 150 мм; снижение влияния составляющей в процессе движения и существенное превышение центробежной силой составляющей  $T/Q$  при увеличении скорости движения. Уравновешивание сил даже при максимальной величине  $h$  происходит в кривой радиусом  $R = 300$  м при скорости движения 60 км/ч. Приведенные на рис. 2 соотношения позволяют выбрать оптимальный вариант параметров колеи и скорости движения для конкретных участков пути; кроме того, от допустимой величины возвышения при стоянке экипажа можно определить допустимую величину скорости из условия  $F_{ц} = 2T$ ; при ограниченной величине полученного соотношения  $T/Q$  тезис чрезмерного возвышения одной нити не находит подтверждения.

Следует также отметить, что проведенный анализ с использованием относительных показателей  $F_{ц}/Q$  и  $T/Q$  для случая движения в кривой является более наглядным и последовательным, поскольку таким же образом проверяется устойчивость вагона против схода; применение понятия «величина непогашенного ускорения» неоправданно из-за неопределенности действующей на рельс поперечной силы.

Выступление с тезисом об избытке возвышения подкрепляется ситуацией понижения скорости движения грузовых поездов. В таком случае необходимо отметить временный характер сложившейся ситуации и напомнить о постоянно действующей прогрессивной тенденции повышения скорости движения на транспорте.

Расположение вагонов поезда в кривой приводит к смещению корпусов автосцепок соседних вагонов в горизонталь-

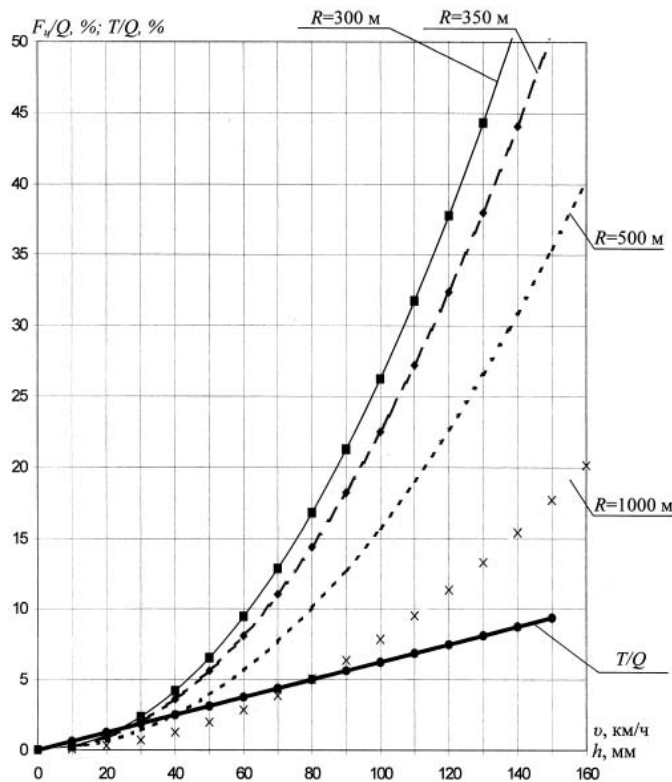


Рисунок 2 — Относительная центробежная сила  $F_{ц}/Q$  в зависимости от скорости движения  $v$  и горизонтальная составляющая  $T/Q$  в зависимости от возвышения рельса  $h$

ной плоскости. Смещение корпусов происходит относительно рамы вагонов, при этом корпуса автосцепок между смежными вагонами остаются на одной горизонтальной оси. В связи с этим при действии продольных усилий возникают поперечные составляющие силы, которые передаются раме вагонов и затем тележкам. Перемещение корпуса автосцепки ранее рассматривалось в работе [1] для установления необходимого размера окна в розетке и проверки возможности автоматического сцепления вагонов в кривых малого радиуса. Перемещение корпуса автосцепки определяется с помощью углов отклонения продольных осей автосцепок от продольных осей вагонов (рис. 3).

При рассмотрении сцепления однотипных вагонов:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{R - l_3^2 / (2R)}{L};$$

$$\cos \beta = \frac{l_0}{2 \cdot \sqrt{L^2 + [R - l_3^2 / (2R)]^2}},$$

где  $2 \cdot l_3$  — база вагона;

$2L$  — расстояние между центрами шарниров автосцепки.

Рекомендуется проводить проверку устойчивости вагона от выжимания его продольными силами, возникающими при торможении тяжеловесного поезда массой до 10 тыс. т, с использованием специально разработанных номограмм [3], которые почему-то не учитывают даже скорости движения в кривой.

Рассмотренные исследования устойчивости движения вагона основаны на взаимодействии колеса и рельса при точечном их контактировании. По схеме приложения сил для проверки устойчивости подвижного состава против схода от вкатывания гребня колеса на рельс в точке контакта колеса и рельса действует нагрузка от колеса  $П$  и сила бокового прижатия  $Y$ ; в результате взаимодействия по приведенной схеме возникает суммарная сила  $N$ , нормальная к касательной линии, и встречно направленные тангенциальные составляющие от нагрузки  $П$  и силы  $Y$ .

Так уж принято, что устойчивость вагона против схода от вкатывания гребня колеса на рельс обеспечивается при соблюдении следующего объемистого неравенства [4]:

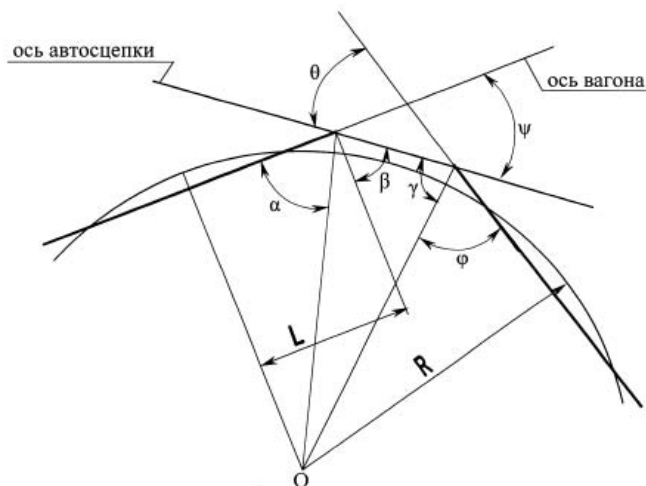


Рисунок 3 — Схема расположения смежных вагонов в кривой



$$\frac{Y_p}{\Pi_1} \leq \frac{\mu \cdot b_1 + (S_2 + b_1) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{S_2 - (r + R) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu]}$$

$$\frac{\Pi_2}{\Pi_1} \cdot \frac{\mu \cdot b_2 - (S_2 - b_2) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{\{S_2 - (r + R) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu]\}}$$

$$\frac{S_2 \cdot \{I_2 \cdot \mu - I_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + 0,25 \cdot \Pi_T \cdot [\mu - \operatorname{tg}(\beta - \varphi)]\}}{\Pi_1 \{S_2 - (r + R) \cdot [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu]\}}$$

где  $\mu$  — коэффициент трения;

$b_1$  рекомендуют принимать равным 0,264 м;

$b_2 = 1,772$  м;

$S_2 = 1,565$  м;

$\varphi$  — угол трения;

$\beta = 60^\circ$ ;

$r$  — радиус шейки;

$R$  — радиус колеса;

советуют принимать  $I_1 = I_2$ .

Но и представленная формула не является окончательной. Для определения истинного коэффициента устойчивости требуется еще вычислить правую часть неравенства и разделить ее на левую! По результатам исследований движения тележек требуется, чтобы полученный результат был более 1,5. Очевидно, что рекомендуемая операция является надуманной и некорректной.

### О вкатывании колеса на рельс

Особенностью схем, ставших стереотипными и применяемых при анализе взаимодействия ходовых частей подвижного состава и рельсовой колеи, является их ограниченный локальный характер, очерченный наименованием самой проблемы «колесо — рельс»: представляется колесо или колесная пара на рельсах, затем прикладываются воображаемые силы, далее выполняются расчеты с последующим анализом, выводами и рекомендациями.

Картина существенно изменяется и становится достоверной, если принять во внимание наличие функциональной связи между всеми составными частями экипажа и их силовое нагружение при взаимодействии. В первую очередь это относится к таким основным элементам, как ходовые части и кузов, силовое взаимодействие которых происходит по скользящим и пятничковому узлу. И в особенности заметно различие в подходах при рассмотрении условий вкатывания колеса на рельс.

Рамное усилие  $Y$  от гребня на рельс передается вследствие воздействия поперечного усилия  $2Y$  от пятника, как представлено на рис. 4. Однако действие бокового усилия приводит к перераспределению вертикальной нагрузки на рельсы от колесной пары, и тогда вертикальная нагрузка на левый рельс составит

$$\Pi_{\text{л}} = \Pi + Y \cdot h / S_2;$$

на правый рельс

$$\Pi_{\text{п}} = \Pi - Y \cdot h / S_2,$$

где  $2\Pi$  — нагрузка на рельсы от колесной пары.

В процессе передачи рамного усилия  $Y$  от гребня на рельс происходит двойное контактирование колеса с рельсом — поверхностью катания и гребнем; при этом места контактирования воспринимают общую вертикальную нагрузку  $(\Pi + Y \cdot h / S_2)$ , как представлено на рис. 4, а вертикальная нагрузка на гребень колеса  $p$  уравнивается рамным усилием  $Y$  и реакцией

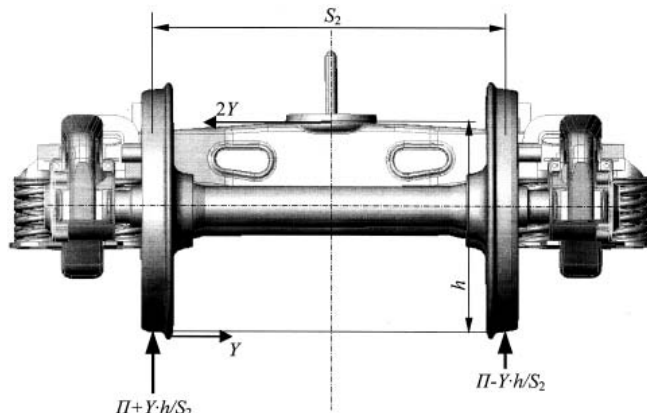


Рисунок 4 — Силовое взаимодействие тележки с рельсами

рельса  $N$ , направленной перпендикулярно конической поверхности гребня.

Сила  $Y$  вызывает действие силы  $p$  на гребне колеса, которая разгружает зону контакта на эту же величину. Из схемы, представленной на рис. 5, определяется действующая вертикальная нагрузка на гребень

$$p = Y \operatorname{tg} \beta,$$

на поверхности катания действует сила

$$\Pi' = \Pi + Y \cdot h / S_2 - Y \operatorname{tg} \beta.$$

Подъемная сила для вкатывания колеса возникает при условии, когда  $\Pi' = 0$ , в этом случае  $Y = (\Pi + Y \cdot h / S_2) \cdot \operatorname{tg} \beta$ . Для предварительной оценки соотношения действующих сил подставим значения известных величин:  $h = 804$  мм;  $S_2 = 1 580$  мм;  $\beta = 60^\circ$ . Тогда  $Y = 1,7$  от действующей фактической вертикальной нагрузки  $(\Pi + Y \cdot h / S_2)$  или должно превышать статическую нагрузку на колесо в 13,3 раза в соответствии с неравенством  $Y / \Pi > \operatorname{tg} \beta / (1 - \operatorname{tg} \beta \cdot h / S_2)$ .

Только при выполнении приведенного неравенства от нормальной реакции к гребню подключается сила трения, от действия которой возможно вкатывание перегруженного колеса на рельс. Особенностью рассматриваемой схемы вкатывания колеса является отсутствие полного скольжения в зоне контакта гребня с боковой поверхностью рельса; в зоне контакта происходит псевдоскольжение и относительное проскальзывание в поперечном направлении (явление крива), что при качении вызывает постепенное вкатывание колеса, протяженность которого определяется величиной действующей силы трения.

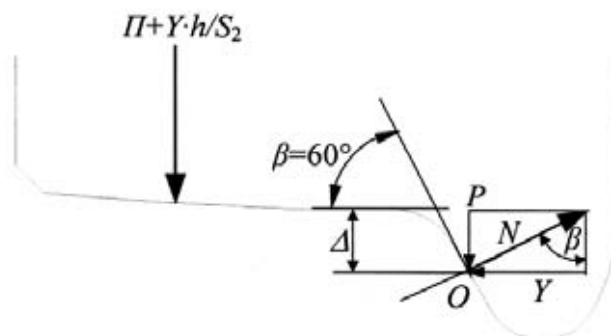


Рисунок 5 — Силовое взаимодействие колеса и рельса

Но нагружение колес одной стороны тележки не может происходить беспредельно, одновременно под действием боковых сил идет разгрузка колес другой стороны тележки, и фактическая реакция в зоне контакта колеса с рельсом составит величину

$$P'' = P - Y \cdot h / S_2.$$

В момент полной разгрузки колеса ( $P'' = 0$ ) получаем

$$Y = P \cdot S_2 / h$$

или с учетом параметров тележки  $Y = 1,9P$ .

Таким образом, вкатывание колеса может начинаться при поперечной силе, превышающей статическую нагрузку на колесо в 13,3 раза, а для полной разгрузки колеса достаточно поперечной силы, равной 1,9 статической нагрузки на колесо, т. е. до вкатывания дело не доходит.

При возникновении поперечной силы  $Y$  гребень колеса соприкасается с боковой поверхностью рельса, но качение колеса происходит по верхней контактной поверхности головки рельса. В этом случае вращение точек гребня происходит относительно мгновенного центра вращения колес, который расположен на верхней контактной поверхности головки рельса, как представлено на рис. 5, поэтому в зоне контакта гребня возникает трение, происходит изнашивание гребня и боковой поверхности рельса. Однако процессы трения и изнашивания обладают важной особенностью взаимодействия, которая обусловлена траекторией контактного пятна гребня в форме циклоиды (рис. 6а), при этом износ гребня происходит от трения в зоне контакта с рельсом, составляющей незначительный отрезок траектории с вертикальным перемещением относительно боковой поверхности рельса.

Последующее возрастание поперечной силы приводит к увеличению нормальной реакции  $N$  боковой поверхности рельса и создает условия перехода качения колеса по боковой поверхности рельса; теперь мгновенный центр вращения располагается на гребне колеса и боковой поверхности рельса. Возможность такого перемещения определяется следующим выражением:

$$R(P + Y \cdot h / S_2 - Y / \operatorname{tg} \beta) < (R + z) \cdot Y / \sin \beta.$$

Отсюда  $P/Y < (R + z)/(R \cdot \sin \beta) - h/S_2 + 1/\operatorname{tg} \beta$ .

Принимая  $z = 10$  мм и подставляя известные значения, получим условие  $Y > 0,8P$ .

В случае выполнения представленного неравенства колесо может переходить на качение гребнем по боковой поверхности рельса, и такое качение сопровождается скольжением колеса по горизонтальной поверхности рельса. Так как полная разгрузка второго колеса наступает при отношении  $Y = 1,9P$ , то явление качения колеса гребнем по боковой поверхности рельса может происходить при движении в кривой и действии боковой нагрузки в соответствующем диапазоне.

Максимальная горизонтальная составляющая от веса вагона в рельсовой колее с возвышением  $h = 150$  мм определяется выражением

$$Y = P \cdot h / S_2$$

и не превышает  $0,1P$ ; поэтому даже при минимальной скорости переход внутренних колес на качение относительно гребня по боковой поверхности внутреннего рельса произойти не может.

Переход на качение относительно гребня возможен только для колес, которые взаимодействуют с наружной рельсовой

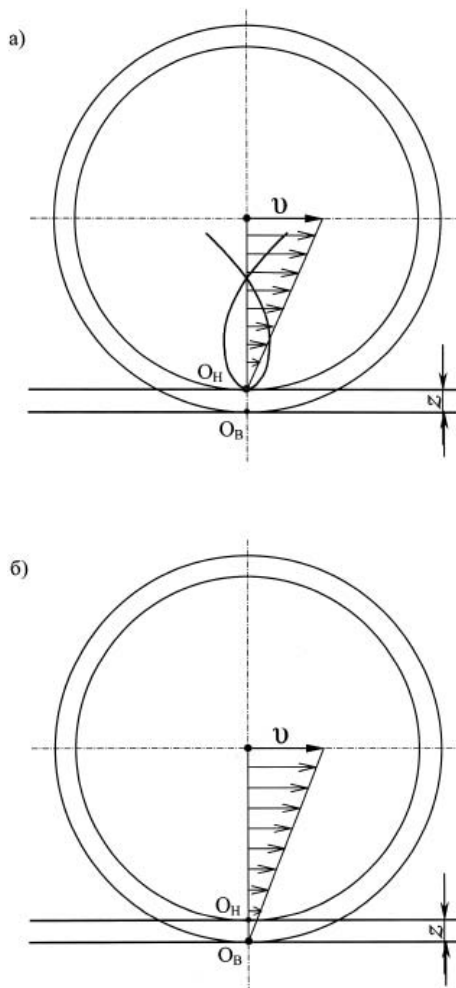


Рисунок 6 — Качение колеса при действии поперечного усилия:  
а — качение колеса по верхней контактной поверхности рельса;  
б — качение колеса гребнем по боковой поверхности рельса

нитью, так как центробежная сила определяется квадратом скорости движения и не имеет ограничения. При этом происходит скольжение профильной поверхности колеса относительно контактной поверхности рельса со скоростью

$$v_{\text{ск}} = v_{\text{дв}} \cdot z / R$$

и существенное возрастание сопротивления движению. Качение относительно гребня означает увеличение диаметра круга катания, что приводит к забеганию колес на вписывание, которому препятствует действующая сила трения на профильной поверхности наружных колес.

Поезд представляет собой систему экипажей, соединенных между собой упряжными устройствами; при управлении поездом все возмущающие усилия при тяге, инерционные при торможении, боковые при движении в кривых передаются ходовым частям от кузова через пятниковый узел, а далее колесные пары через элементы тележки оказывают соответствующее воздействие на рельсовую колею.

На пятниковый узел и скользучи возлагается основная ответственность за передачу усилий, действующих между ходовыми частями и кузовом. При нормальном расположении



груза в кузове вагона передача вертикальной нагрузки от рамы происходит по всей плоской поверхности подпятника. Совместное участие подпятникового узла и скользунов происходит после их включения под нагрузку при действии боковых сил, возникающих в криволинейных участках рельсового пути. Условие перехода пятника на опирание кромкой контура определяется соотношением

$$M > P \cdot d / 2,$$

где  $M$  — действующий момент боковых сил относительно кромки пятника;

$P$  — вертикальная нагрузка на пятник;

$d$  — диаметр подпятника.

Например, для условия нахождения грузового вагона в кривой с максимальной величиной возвышения наружного рельса  $h = 150$  мм неустойчивое положение кузова наступает при

$$(h_c \cdot P \cdot h) / (2S) = P \cdot d / 2.$$

Подставив известные значения  $h = 150$  мм;  $S = 1600$  мм;  $d = 300$  мм, получим критическое значение расположения центра тяжести вагона

$$h_c = 1600 \text{ мм.}$$

Следовательно, при расположении вагона в кривой с максимальным возвышением наружного рельса переход на кромочное контактирование подпятника с опиранием на скользуны произойдет при расположении центра тяжести кузова относительно пятника 1600 мм и более.

Нормативами предусмотрено соблюдение зазоров между скользунами определенной величины. Установленные нормативы рассчитаны на величину суммарного зазора обеих сторон тележки. Переход кузова к неустойчивому положению при наличии зазоров приводит к резкому ударному опиранию на скользуны, что сопровождается динамическим перераспределением вертикальной нагрузки на колеса каждой колесной пары. Динамический переход на внешние скользуны возможен при движении в кривой с увеличением скорости движения, при этом происходит резкая разгрузка внутренних

по отношению к кривой колес тележки. Суммарный зазор может оказаться на одной стороне тележке, и это может усилить динамическое воздействие в момент перехода к опиранию на скользуны.

### Понятие о крипе

Крип (*creep*) — явление, связанное с упругим взаимодействием колеса и рельса при небольших значениях относительного проскальзывания с разделением площадки контакта на зоны сцепления и микропроскальзывания. Интервал относительных проскальзываний называется зоной крипа. Из кинематики движения колесной пары выделяют три составляющие крипа: продольный, поперечный и кручения (спин).

Применительно к железнодорожному подвижному составу крип — это проявление взаимной деформации колеса и рельса как упругих тел при качении колесной пары под действием тангенциальных сил.

Крип — это относительное передвижение элементарных площадок контакта колеса с рельсом в результате проявления предварительного смещения при качении колесной пары.

Вид крипа определяется относительным расположением вектора равнодействующих тангенциальных сил и вектора скорости: если угол между ними составляет  $90^\circ$ , происходит поперечный крип с перемещением колесной пары поперек колеи в процессе качения; при нулевом значении угла имеет место продольный крип, в остальных случаях — смешанный крип. Влияние крипа проявляется не только в изнашивании фрикционной пары «колесо — рельс»; при продольном крипе путь, проходимый колесной парой, не соответствует числу ее оборотов: в тормозном режиме проходимый колесной парой путь оказывается больше расчетного, а в тяговом режиме — меньше. Поперечный крип при отсутствии срыва сцепления вдоль оси колесной пары создает условия постепенного смещения колесной пары поперек пути до контактирования гребня с боковой поверхностью рельса; при этом путь, проходимый до контактирования, определяется величиной рамного усилия.

## Литература

1. Вагоны / Под ред. М.В. Винокурова. — М.: Транжелдориздат, 1953. — 704 с.
2. Справочник инженера-путейца / Под ред. В.В. Басилова и М.А. Чернышева. — Т. I. — М.: Транспорт, 1972. — 768 с.
3. Пастухов И.Ф. и др. Вагоны. — М.: Транспорт, 1988. — 280 с.
4. Чернышев М.А. Практические методы расчета пути. — М.: Транспорт, 1967. — 236 с.

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ РАЗМЕЩЕНИЯ ГРУЗОВ ВДОЛЬ ВАГОНА

В статье изложены результаты аналитических исследований по определению реакции комплектов пружин тележек, позволяющих найти коэффициент вертикальной динамической добавки вагона, значения которого дали возможность установить нормативные (допустимые) значения смещений общего центра тяжести груза вдоль вагона в зависимости от общего веса груза. Полученные результаты рекомендуются к использованию вместо табл. 9 Приложения 14 к СМГС.

Общеизвестно, что существуют различные технологии размещения грузов на открытом подвижном составе (ОПС):

- симметричное размещение общего центра тяжести груза ( $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$ ) относительно продольной ( $l_{\text{см}}$ ) и поперечной ( $b_{\text{см}}$ ) осей симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} = b_{\text{см}} = 0$ );

- несимметричное размещение со смещением общего центра тяжести груза ( $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$ ) относительно поперечной оси симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} > 0, b_{\text{см}} = 0$ ), что соответствует смещению  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$  вдоль вагона, и др.

Согласно [1], все грузы на ОПС должны быть размещены по первой технологии. В случаях, когда данная технология неосуществима по ряду причин, т. е. геометрические параметры груза, а также условия размещения и крепления груза таковы, что невозможно вписывание груза в габарит погрузки, используются остальные технологии размещения грузов в вагоне. Однако существующие технологии размещения грузов на ОПС до сих пор аналитически не обоснованы.

Рассмотрим частный случай, когда требуется аналитически обосновать технологию размещения грузов в вагоне по продольной оси или оценить взаимодействие груза на подвижной состав через допустимое значение (ограничения) смещения общего центра тяжести груза вдоль вагона.

Рассмотрим нагрузочные способности комплектов пружин тележек вагона от действия веса механической системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка» при несимметричном размещении центра тяжести груза относительно поперечной оси симметрии вагона.

Считая раму вагона абсолютно твердым телом (т. е. неизгибаемой) [2] и пренебрегая ее поворотом за счет деформаций комплектов пружин, установим ограничения на значения смещения общего центра тяжести груза вдоль  $[xM]$  (в сторону передней тележки) вагона по критерию допустимого значения коэффициента вертикальной динамической добавки вагона  $k_d$  ( $0,3 \leq k_d \leq 0,6$ ).

Считаем начало координат  $O$  совпадающим с центром пересечения осей симметрии вагона, т. е. в центре пола вагона. Ось  $Ox$  направим вдоль вагона,  $Oy$  — поперек вагона,  $Oz$  — так, как показано на рис. 1.

На рис. 1 обозначены:  $G_{\text{гр}}^{\circ}$  — общий вес груза (для штучных грузов — вес груза);  $G_c$  — вес механической системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка»

$$G_c = G_{\text{рв}} + G_{\text{нб}} + G_{\text{тр}}^{\circ}$$

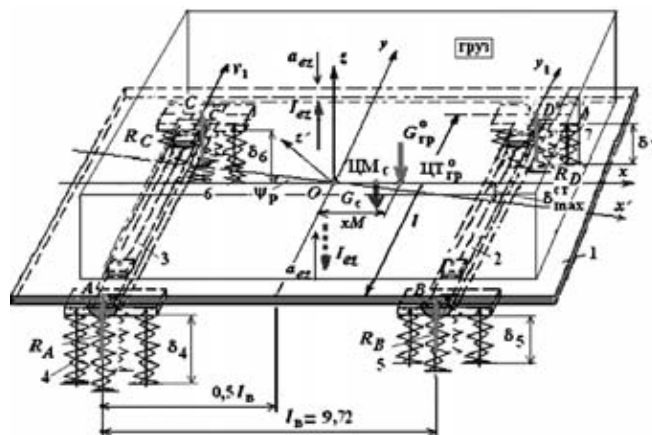


Рисунок 1 — Определение реакции комплектов пружин тележки: 1 — рама вагона; 2 и 3 — наддрессорные балки; 4 — 7 — комплекты пружин

с учетом того, что в ней  $G_{\text{рв}}$  — вес рамы вагона,  $G_{\text{нб}}$  — вес наддрессорной балки;  $\bar{a}_{ez}$  — вертикальное переносное ускорение любой точки рамы вагона, появляющееся из-за волны неровности пути, одинакового значения [3 — 4];  $I_{ez}$  — вертикальная переносная сила инерции [5];  $xM$  — смещения общего центра тяжести груза  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$  (что соответствует сдвигу груза на эти величины) относительно поперечной оси симметрии вагона.

При решении данной прикладной задачи использованы теорема о равнодействующей плоской системе сил (теорема Вариньона) и понятие центра тяжести механической системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка», поскольку устойчивость вагона определяется положением центра тяжести системы  $\text{ЦМ}_c$ , а не груза  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$ .

Пусть общий центр тяжести груза  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$  имеет координату  $x_M = xM$  (в сторону передней тележки), равную сдвигу груза вдоль вагона. Силы упругости комплектов пружин тележки  $\bar{F}_i$  в виде реакции связей  $R_A$  и  $R_B, R_C$  и  $R_D$  определим для случая, когда общий центр масс системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка» имеет координату  $x_C = xC$  (на рис. 1 не показана), а общий центр масс груза  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$  смещен относительно поперечной оси симметрии вагона на величину  $xM$ .

Центр тяжести механической системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка»  $\text{ЦТ}_c$ , согласно теореме о равнодействующей плоской системе сил (теорема Вариньона) при





сдвиге груза вдоль вагона (в сторону передней тележки) на величину  $x_M = xM$ , определяется формулой

$$x_c = xC = xM \frac{G_{\text{гп}}^0}{Q_c}, \quad (1)$$

где  $G_{\text{гп}}^0$  — общий вес груза (для штучных грузов — вес груза) с учетом вертикальной переносной силы инерции, кН,

$$Q_{\text{гп}}^0 = G_{\text{об}} \pm I_{\text{ez}};$$

$Q_c$  — вес механической системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка»

$$Q_c = G_{\text{рв}} + G_{\text{нб}} + G_{\text{гп}}^0 \pm (I_{\text{ez}} + I_{\text{ezрв}} + I_{\text{ezнб}}), \quad (2)$$

где  $I_{\text{ezрв}}$  и  $I_{\text{ezнб}}$  — вертикальные переносные силы инерции соответственно рамы вагона и наддрессорной балки, кН.

Здесь знак плюс соответствует неблагоприятному случаю для комплектов пружин, когда вертикальное переносное ускорение  $+\bar{a}_{\text{ez}}$  направлено вверх, а знак минус соответствует благоприятному случаю для комплектов пружин, когда вертикальное переносное ускорение  $-\bar{a}_{\text{ez}}$  направлено вниз.

Рассмотрим несимметричное размещение штучных грузов относительно поперечной оси симметрии вагона, например, в сторону опор  $B$  и  $D$  на величины  $xM$ . Здесь  $xM$ , как и в формуле (2), — расположение общего центра тяжести груза ЦТ<sub>гп</sub><sup>0</sup> относительно поперечной оси симметрии вагона (м), принимаемое в зависимости от веса груза по табл. 9 ТУ [1]. Так, для веса груза  $G = 294,3$  кН значение  $xM = 1,44$  м.

При этом рама вагона и наддрессорные балки передней и задней тележки из-за смещения центра масс (тяжести) ЦТ<sub>гп</sub><sup>с</sup> механической системы «груз — рама вагона» будут наклонены в сторону этой опоры на угол  $\psi_{\text{р}}$ , перегружая комплекты пружин опоры  $B$  и  $D$  и разгружая такие же пружины опор  $A$  и  $C$ . В таком наклонном положении рамы вагона с грузом и наддрессорными балками будет находиться вагон с грузом в составе поезда.

Максимальный угол наклона наддрессорных балок и соответственно рамы вагона с грузом от смещения ЦТ<sub>гп</sub><sup>с</sup> относительно поперечной оси симметрии вагона определим по формуле

$$\psi_{\text{max}} = \arctg \left( \frac{\delta_{\text{ст}}}{l_{\text{а}}} \right), \quad (3)$$

где  $\delta_{\text{ст}}$  — допустимое значение статического прогиба (осадки) комплектов пружин, мм (46 — 50 мм);

$l_{\text{в}}$  — база вагона (9 720 мм);

$l_{\text{нб}}$  — расстояние между комплектами пружин, размещенных в проемах правой и левой боковой рамы, что соответствует расстоянию 2 036 мм между серединными плоскостями буксового узла.

В этом случае через пятник рамы вагона на подпятник наддрессорной балки на расстоянии  $xC$  от его вертикальной оси будут передаваться силы давления со стороны рамы вагона с грузом.

Пусть рама платформы с грузом через пятники опирается на подпятники передних 2 и задних 3 наддрессорных балок тележки. Считаем, что вес груза, рамы вагона и наддрессорных балок с учетом вертикальной переносной силы инерции  $\bar{I}_{\text{ez}}$  является силой, воздействующей со стороны механической системы на комплекты пружин тележек в виде  $Q_c$ .

На систему будут действовать силы давления  $Q_c$ , точка приложения которых определяется координатами центра масс  $x_c = xC$ , и реакции комплектов пружин тележки 4 — 7 в виде  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$ . Эти реакции связей должны незначительно отличаться от  $Q_c/4$ . Такой метод рассмотрения центра тяжести механической системы «груз — рама вагона — наддрессорная балка» более общий, поскольку устойчивость вагона определяется положением центра тяжести системы ЦМ<sub>с</sub> а не груза ЦТ<sub>гп</sub><sup>0</sup> [2].

Рассмотрим условия равновесия пространственной системы параллельных сил:

$$\sum F_z = 0: R_A + R_B + R_C + R_D - Q_c = 0; \quad (4)$$

$$\sum m_x(F) = 0: (R_C + R_D)0,5l - (R_A + R_B)0,5l = 0; \quad (5)$$

$$\sum m_y(F) = 0: (R_A + R_C)0,5l_{\text{в}} - (R_B + R_D)0,5l_{\text{в}} + Q_c x_c = 0, \quad (6)$$

где  $l = l_{\text{нб}}$  — длина наддрессорной балки, м;

$l_{\text{в}}$  — база вагона, м.

Составленная система из трех уравнений содержит четыре неизвестных. Задача является статически неопределимой. Для решения такой задачи, считая раму вагона как абсолютно твердое тело, определяем перемещение центра рамы вагона, которое можно выразить через осадки  $\delta_i$  (мм) диагонально противоположных комплектов пружин тележек.

Записывая условие совместности деформации комплектов пружин тележек, определяя силы упругости комплектов пружин тележек  $F_A$ ,  $F_B$ ,  $F_C$  и  $F_D$ , получим дополнительное четвертое уравнение равновесия

$$R_A + R_D = R_B + R_C, \quad (7)$$

Таким образом, для определения реакции комплектов пружин тележки 4 — 7 в виде  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$  будем иметь следующую систему четырех линейных алгебраических уравнений:

$$R_A + R_B + R_C + R_D = Q_c;$$

$$-0,5lR_A - 0,5lR_B + 0,5lR_C + 0,5lR_D = 0;$$

$$0,5l_{\text{в}}R_A - 0,5l_{\text{в}}R_B + 0,5l_{\text{в}}R_C - 0,5l_{\text{в}}R_D = -Q_c x_c; \quad (8)$$

$$R_A - R_B - R_C + R_D = 0.$$

Система уравнений (8) с использованием определителя матрицы в вычислительной среде MathCAD [6] имеет вид

$$RA := \frac{1.00 \cdot Q_c \cdot lb \cdot l - 2.0 \cdot Q_c \cdot yc \cdot lb - 2.0 \cdot Q_c \cdot xc \cdot l}{4.00 \cdot lb \cdot l}$$

$$RB := \frac{2.0 \cdot Q_c \cdot xc \cdot l + 1.00 \cdot Q_c \cdot lb \cdot l - 2.0 \cdot Q_c \cdot yc \cdot lb}{4.00 \cdot lb \cdot l}$$

После элементарных математических вычислений аналитическим (символическим) способом получим формулы для определения реакции комплектов пружин тележек  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$ , что равносильно совместным решениям уравнений (8):

$$R_A = \frac{Q_c}{4} \left(1 - \frac{2x_c}{l_{\text{в}}}\right); R_B = \frac{Q_c}{4} \left(1 + \frac{2x_c}{l_{\text{в}}}\right). \quad (9)$$

Отсюда очевидно, что при положительных значениях смещений центра масс груза как вдоль, так и поперек вагона  $x_c = xC$  (что равносильно сдвигу  $xM$  груза вдоль вагона)

реакции комплектов пружин тележки  $R_A$  и  $R_C$ , расположенных с противоположной сдвигу груза стороны вагона, минимальны, а расположенных на стороне сдвига груза  $R_B$  и  $R_D$  — максимальны, что соответствует действительности, поскольку комплекты пружин  $B$  и  $D$  перегружены, а  $A$  и  $C$  — разгружены. В меньшую сторону наиболее отклоняются от среднего значения  $Q_c/4$  реакции  $R_A$  и  $R_C$ , а в большую сторону —  $R_B$  и  $R_D$ .

По допустимому значению коэффициента вертикальной динамической добавки вагона  $k_d$  [2] с использованием выведенных формул можно установить предельные значения сдвига груза поперек  $[xM]$  вагона в зависимости от его веса, т. е.  $xM=f(G)$ .

Коэффициенты вертикальной динамической добавки вагона  $k_d$  комплектов пружин  $A$  (или  $C$ ) и  $B$  (или  $D$ ) определим по формулам:

$$k_{dA} = \frac{R_A - R_{ст}}{R_{ст}}; \quad k_{dB} = \frac{R_B - R_{ст}}{R_{ст}}, \quad (10)$$

где  $R_{ст}$  — статическая нагрузка, приложенная к комплектам пружин тележек при отсутствии вертикальных переносных сил инерции (т. е. при  $a_z=0$ ).

Приводим результаты вычислительных экспериментов [6]. Исходные данные расчета:

$G = G_{тр}^o = 294,3$  — вес груза, кН;  $G_{рв} = 117,72$  — вес рамы вагона, кН;  $G_{нб} = 4,415$  — вес надрессорной балки, кН;  $l_{нб} = 2,036$  — длина надрессорной балки, м;  $l_B = 9,72$  — база вагона, м.

Кинематическое возмущение, передаваемое на груз со стороны пути вагона  $\bar{a}_{ez} = 0,46 g = 4,51 \text{ м/с}^2$ . Вертикальные переносные силы инерции оказались равными  $I_{ez} = 135,38$ ,  $I_{ezрв} = 54,51$ ,  $I_{ezнб} = 2,0$  кН.

Вычисленное значение силы  $Q_c$  с учетом вертикальной переносной силы инерции  $I_{ez}$  при  $\bar{a}_{ez} = 0,46 g$  равно 612,4 кН, а  $Q_c/4 = 153,1$  кН. В идеальном случае, при  $\bar{a}_{ez} = 0$ ,  $Q_c = 420,85$  кН, а  $Q_c/4 = 105,21$  кН.

Смещение центра масс системы вдоль вагона, вычисленное по формуле (1), при  $xM = 0,166$  м равно  $x_c = 0,942$  м.

Результаты решения систем уравнений, позволяющих выполнить расчеты реакции комплектов пружин тележек (кН) с использованием формулы (9), показали, что значения реакции комплектов пружин тележек  $R_A$  и  $R_C$  оказались равными 123,43 кН, а реакции  $R_B$  и  $R_D$  — 182,77 кН. В идеальном случае, при  $\bar{a}_{ez} = 0$ , значения реакции  $R_A = 54,51$ ,  $R_B = 113,85$ ,  $R_C = 96,57$ ,  $R_D = 155,92$  кН, а их средние значения  $R_{cp} = 105,212$  кН. Реакции комплектов пружин тележек, расположенных с противоположной сдвигу груза стороны вагона, минимальны, а расположенных на стороне сдвига груза — максимальны, т. е. комплекты пружин  $B$  и  $D$  перегружены, а  $A$  и  $C$  — разгружены.

Значения коэффициентов вертикальной динамической добавки  $k_d$  по формуле (10) оказались равными  $k_{dA} = 0,173$  и  $k_{dB} = 0,73$ , что не соответствует его допустимому значению  $[k_d] = 0,4 - 0,6$ .

Таким образом, можно отметить, что смещение общего центра тяжести груза весом  $G = 294,3$  кН (30 тс) при его сдвиге вдоль вагона, согласно табл. 9 по ТУ, на величину  $xM \approx 1,44$  м создает угрозу безопасности движения, не обеспечивает со-

хранность перевозимого груза и способствует повреждению деталей и узлов подвижного состава, создавая потенциально опасную ситуацию.

Рациональные значения сдвига груза  $xM$  вдоль вагона с шагом 0,2 м с определением коэффициентов вертикальной динамической добавки вагона показаны на рис. 2.

Отметим, что при сдвиге груза вдоль вагона  $xM \approx 1,02$  м минимальное значение реакции комплектов пружин тележек  $R_A = R_C = 137,66$  кН, а максимальное значение  $R_B = R_D = 168,54$  кН.

Таким образом, для веса груза  $G = 294,3$  кН (30 тс) смещение центра тяжести груза вдоль вагона до значения  $xM \approx 1,02$  м (согласно табл. 9 по ТУ,  $xM = 1,44$  м) — необходимое условие размещения груза в вагоне, поскольку минимальное значение реакции комплектов пружин тележек  $R_A = R_C = 137,66$  кН, максимальное значение  $R_B = R_D = 168,54$  кН, а коэффициент вертикальной динамической добавки вагона находится в пределах  $0,3 < k_d < 0,6$ , при которых обеспечивается безопасность движения.

Для нахождения разницы в загрузке тележек в табл. 1 приводим обобщающие результаты расчетных данных по вычислению реакции комплектов пружин разгруженной ( $R_A$  и  $R_B$ ) и загруженной ( $R_C$  и  $R_D$ ) тележек при допустимом значении продольного смещения  $[l_{см}]$  общего центра масс груза ЦТ<sup>г</sup> в четырехосном вагоне при погрузке груза и при проверках в пути следования в зависимости от общего веса груза в вагоне  $G$  (см. табл. 9 Приложения 14 к СМГС).

Анализ данных табл. 1 показал, что при несимметричном расположении груза в вагоне разница в загрузке тележек не превышает для четырехосных вагонов 100 кН, что соответствует межгосударственному стандарту ГОСТ 22235-75. Причем для груза весом от 100 до 500 кН разница в загрузке тележек снижается с 1,46 до 1,25 раза, а для груза весом от 500 до 700 кН уменьшается с 1,2 до 1 раза.

Результаты вычислений коэффициентов вертикальной динамической добавки вагона  $[k_d]$  по формуле (13), соответствующие  $[l_{см}]$  при погрузке и при проверке в пути следования, по данным табл. 1 приведены в табл. 2.

Анализ полученных результатов (см. табл. 2) показал, что при несимметричном расположении груза в вагоне допустимые значения коэффициентов вертикальной динамической

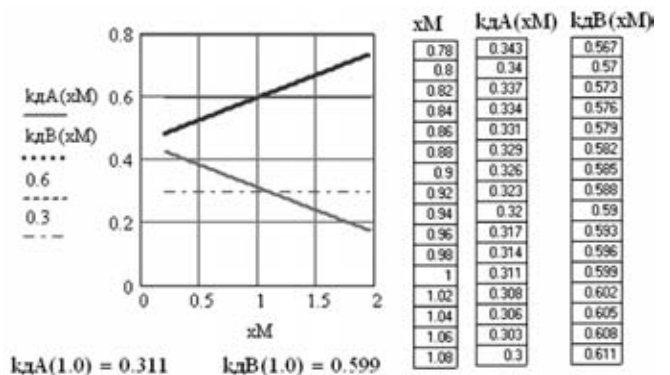


Рисунок 2 — Зависимость коэффициентов вертикальной динамической добавки вагона от сдвигов груза  $k_d=f(xM)$



Таблица 1 — Значения реакций комплексов пружин

Вес груза в вагоне $G_{гр}^0$ , кН	$Q_c/4$ , кН		$[L_{см}]$ , мм	$\Pi T_{сr}$ , мм	Реакции комплексов пружин тележек, кН	
	в статике $a_z = 0$	в динамике $a_z = 0,46g$			разгруженной тележки ( $R_A, R_C$ )	загруженной тележки ( $R_B, R_D$ )
≤ 100	56,16	81,49	2 700	813	67,86	95,11
			3 000	903	66,35	96,63
150	68,43	99,39	2 250	833	82,36	116,42
			2 480	918	80,62	118,17
200	80,69	117,3	1 950	815	97,61	136,98
			2 160	903	95,5	139,1
250	92,95	135,2	1 550	703	115,65	154,75
			1 730	785	113,37	157
300	105,22	153,1	1 250	601	134,18	172
			1 440	692	131,3	174,9
350	117,48	171	1 100	552	151,58	190,43
			1 235	620	149,19	192,82
400	129,74	188,91	950	493	169,73	208,1
			1 080	561	167,11	210,71
450	142	206,81	850	454	187,51	226,11
			960	512	185	228,6
500	154,26	224,72	750	409	205,79	243,64
			865	472	202,89	246,54
550	166,52	242,62	680	378	223,75	261,49
			785	436	220,83	264,41
600	178,79	260,52	600	339	242,36	278,69
			720	407	238,72	282,32
620	183,69	267,68	550	312	250,48	284,89
			630	358	247,97	287,39
650	191	278,43	325	186	267,77	289,1
			445	225	263,83	293
670	195,96	285,59	200	115	278,82	292,35
			260	150	276,8	294,38
690	200,86	292,75	100	58	289,27	296,23
			150	0,87	287,83	297,97
700	203,31	296,33	0	-	296,33	296,33
			60	35	294,2	298,49

Примечание. В числителе столбцов 4 — 7 — цифровые данные при погрузке, в знаменателе — при проверке в пути следования.

добавки вагона, соответствующие допустимому значению продольного смещения общего центра масс груза в четырехосном вагоне, для веса груза от 100 до 500 кН не удовлетворяют условию, при котором  $0,3 < k_d < 0,6$ , а свыше 500 кН находятся в пределах допустимого. Отсюда вывод: допустимые значения продольного смещения общего центра масс груза  $\Pi T_{сr}^0$  в четырехосном вагоне для веса груза от 100 до 500 кН являются завышенными, а свыше 500 кН — заниженными. Поэтому данные табл. 9 Приложения 14 к СМГС требуют уточнений и при необходимости — внесения изменений, способных удовлетворять условию, при котором будут обеспечены  $0,3 < k_d < 0,6$ .

Кроме того, данные табл. 2 показывают, что допустимое значение продольного смещения  $[L_{см}]$  общего центра масс груза  $\Pi T_{сr}^0$  в четырехосном вагоне при погрузке и при проверке в пути следования имеет различные значения, разность которых соответствует допустимому значению сдвига груза вдоль вагона  $[\Delta x_{см}]$ , мм,

$$[\Delta x_{см}] = [L_{см}^{пс}] - [L_{см}^{мс}] \quad (11)$$

где  $[L_{см}^{пс}]$  и  $[L_{см}^{мс}]$  — соответственно допустимое значение продольного смещения  $[L_{см}]$  общего центра масс груза в четырех-

Таблица 2 — Значения коэффициентов вертикальной динамической добавки

Вес груза $G_{гр}^0$ , кН	$Q_c/4$ , кН		$[L_{см}]$ или $\frac{[L_{см}^{пс}]}{[L_{см}^{мс}]}$ , мм	$[\Delta x]$ , мм	$\Pi T_{сr}$ , мм	Коэффициент вертикальной динамической добавки вагона $[k_d]$	
	в статике ( $a_z = 0$ )	в динамике ( $a_z = 0,46g$ )				разгруженной тележки	загруженной тележки
≤ 100	56,16	81,49	2 700	300	813	0,208	0,694
			3 000			903	0,181
150	68,43	99,39	2 250	230	833	0,204	0,761
			2 480			918	0,178
150	68,43	99,39	2 250	230	833	0,204	0,761
			2 480			918	0,178
200	80,69	117,3	1 950	210	815	0,21	0,698
			2 160			903	0,116
250	92,95	135,2	1 550	180	703	0,244	0,665
			1 730			785	0,22
300	105,22	153,1	1 250	190	601	0,275	0,635
			1 440			692	0,248
350	117,48	171	1 100	135	552	0,29	0,621
			1 235			620	0,27
400	129,74	188,91	950	130	493	0,308	0,604
			1 080			561	0,288
450	142	206,81	850	110	454	0,32	0,592
			960			493	0,308
500	154,26	224,72	750	105	409	0,334	0,579
			865			472	0,315
550	166,52	242,62	680	105	378	0,344	0,57
			785			436	0,326
600	178,79	260,52	600	120	339	0,356	0,559
			720			407	0,335
620	183,69	267,68	550	80	312	0,364	0,551
			630			358	0,35
650	191	278,43	325	120	186	0,402	0,514
			445			225	0,381
670	195,96	285,59	200	40	115	0,423	0,492
			260			150	0,413
690	200,86	292,75	100	50	58	0,44	0,475
			150			87	0,431
700	203,31	296,33	0	60	0	0,458	0,458
			60			35	0,447

Примечания: 1. В числителе столбцов 4 — 7 — цифровые данные при погрузке, в знаменателе — при проверке в пути следования.

2. Обозначения  $[L_{см}^{пс}]$  и  $[L_{см}^{мс}]$  соответствуют допустимому значению продольного смещения  $[L_{см}]$  общего центра масс груза в четырехосном вагоне при погрузке и при проверке в пути следования, мм.

осном вагоне при проверке в пути следования и при погрузке, мм.

При этом уменьшение значений  $[\Delta x]$  при увеличении общего веса груза в вагоне  $G_{гр}^0$  носит скачкообразный характер. Например, при  $G_{гр}^0 = 300$  мм допустимое значение сдвига груза

вдоль вагона  $[\Delta x] = 190$  мм, а при  $G_{гр}^o = 250$  мм допустимое значение сдвига груза вдоль вагона  $[\Delta x] = 180$  мм. Данный характер величин  $[\Delta x]$  наблюдается для  $G_{гр}^o$ , равных 500, 550, 600, 620, 670 мм и т. д.

Таким образом, можно отметить, что фактически в табл. 9 Приложения 14 к СМГС приведены нормированные значения сдвига груза вдоль вагона  $[\Delta x]$ . Причем анализ вычисленных значений  $[\Delta x]$  указывает на необоснованность выбора общего центра масс груза в четырехосном вагоне в пути следования —  $[l_{см}^{нс}]$ . Кроме того, нормированием значений сдвига груза вдоль вагона  $[\Delta x]$  в Приложении 14 к СМГС допускается включение в работу (вытягивание) гибких упругих элементов креплений (растяжка, обвязка) одного направления и ослабление другого с одновременным выворачиванием упорных брусков. Однако натяжения (упругие силы) в растяжках как воздействия подвижного состава на груз вычисляются по формулам (39) Приложения 14 к СМГС без учета значений  $[\Delta x]$ , что противоречит закону Гука.

Исходя из этого особо отметим, что допустимое значение продольного смещения общего центра масс груза в четырехосном вагоне при проверке в пути следования  $[l_{см}^{нс}]$  нормировано необоснованно.

Обобщающие результаты расчетных данных по установлению нормированного (допустимого) значения продольного смещения  $[l_{см}]$  общего центра масс груза  $\Pi T_{гр}^o$  в четырехосном вагоне, удовлетворяющего допустимому значению коэффициента вертикальной динамической добавки вагона ( $0,3 < k_d < 0,6$ ) как при погрузке, так и при проверке в пути следования, приведены в табл. 3.

Анализ данных табл. 3 показывает, что нормированное (допустимое) значение продольного смещения  $[l_{см}]$  общего центра масс груза  $\Pi T_{гр}^o$  в четырехосном вагоне, полученное расчетом по формуле (11), удовлетворяет допустимому значению коэффициента вертикальной динамической добавки вагона ( $0,3 < k_d < 0,6$ ).

Таблица 3 — Допустимые значения продольного смещения груза

Вес груза $G_{гр}^o$ , кН	Продольное смещение $[l_{см}]$ , мм	Коэффициент вертикальной динамической добавки вагона $[k_d]$	
		разгруженной тележки	загруженной тележки
≤ 100	1 660	0,320	0,6
150	1 320	0,307	0,599
200	1 160	0,309	0,599
250	1 080	0,388	0,601
300	1 000	0,311	0,599
350	960	0,311	0,6
400	920	0,313	0,599
450	900	0,312	0,6
500	880	0,313	0,601
550	860	0,314	0,6
600	840	0,315	0,599
620	840	0,314	0,6
650	820	0,317	0,599
670	820	0,316	0,599
690	820	0,315	0,6
700	820	0,315	0,6

### Выводы

1. Полученные результаты исследований, по существу, позволили обосновать технологию размещения грузов в вагоне по продольной оси.

2. Для практики взамен данных табл. 9 Приложения 14 к СМГС рекомендуем установить конкретное допустимое значение продольного смещения  $[l_{см}]$  общего центра масс груза  $\Pi T_{гр}^o$  в четырехосном вагоне в зависимости от общего веса груза  $G_{гр}^o$ , удовлетворяющего допустимому значению коэффициента вертикальной динамической добавки вагона ( $0,3 < k_d < 0,6$ ) как при погрузке, так и при проверке в пути следования, приведенное в табл. 3.

### Литература

1. Приложение 14 к СМГС «Правила размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах». — М.: Планета, 2005. — 191 с.
2. Комаров К.Л., Яшин А.Ф. Теоретическая механика в задачах железнодорожного транспорта. — Новосибирск: Наука, 2004. — 296 с.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. — М.: Транспорт, 1991. — 360 с.
4. Туранов Х.Т., Бондаренко А.Н. Теоретическая механика в задачах погрузки-выгрузки и перевозки грузов в вагонах. — Екатеринбург: УрГУПС, 2006. — 453 с.
5. Туранов Х.Т. Размещение и крепление грузов в вагонах. — Екатеринбург: УрГУПС, 2007. — 365 с.
6. Кирьянов Д.В. Самоучитель MathCAD 13. — СПб: БХВ-Петербург, 2006. — 528 с.
7. Туранов Х.Т., Тимухина Е.Н. Программа для ЭВМ «Нормирование смещений центра масс груза вдоль вагона по коэффициенту вертикальной динамической добавки». Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 20086133609 от 16.07.08 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке № 2008912448 от 02.06.2008.



Александр Андреевич Панченко, канд. техн. наук,  
Евгений Енгунович Тен, инженер (Дальневосточный университет путей сообщения, Хабаровск)

# СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДЕФЕКТОВ КОЛЕСНЫХ ПАР ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МАГИСТРАЛЬНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Работа подвижного состава в системе «колесо — рельс» связана со значительным износом обоих компонентов. Возникающие при этом дефекты колесных пар подвижного состава — чрезвычайно острая проблема. В результате появляется угроза безопасности движения поездов и требуются огромные расходы на ликвидацию последствий в случае аварии. Острота данной проблемы растет по мере увеличения срока службы рельсов и колесных пар.

В процессе эксплуатации колесная пара подвергается воздействию статических и динамических нагрузок, в результате которых возникают многочисленные дефекты, ухудшаются геометрия колеса, прочностные качества материала и состояние поверхности катания, растут напряжения, снижаются плавность хода и уровень безопасности движения. Поэтому изучение и диагностирование дефектов колесной пары, возникающих в процессе срока службы, должны помочь предупредить их появление и способствовать повышению эффективности перевозочного процесса.

Чтобы успешно выявлять дефекты, необходимо прежде всего знать все их разновидности, характерные особенности, причины возникновения и признаки проявления. В связи с этим рассмотрим наиболее часто встречающиеся дефекты колесной пары и классифицируем их.

Для начала определим общую формулировку дефекта. Итак, дефектом называется каждое отдельное несоответствие продукции определенным установленным требованиям или стандартам. Термин «дефект» применяют при контроле и диагностике качества продукции в процессе изготовления, диагностики и ремонта. В зависимости от места расположения, характера, степени повреждения все дефекты условно подразделяются на следующие виды:

- производственные и эксплуатационные;
- явные и скрытые;
- критические, значительные и малозначительные;
- устранимые и неустраиваемые.

В данной статье будут рассмотрены дефекты, возникающие в колесных парах подвижного состава железнодорожного транспорта в период эксплуатации.

К основным неисправностям колесных пар относятся: прокат колес, вертикальный подрез гребней, ползуны, выщербины на поверхности катания, износ и повреждения шеек осей, трещины в осях, трещины в колесах, задир.

Ползун — несимметричность колес рельсовых транспортных средств (трамваев, подвижного состава железных дорог и метро) относительно оси вращения. Движение юзом приводит к истиранию заблокированных колес в месте их соприкосновения с рельсом и появлению на бандаже колеса плоского участка — ползуна (рис. 1). Допустимые значения:

- до 1 мм — скорость установленная;
- 1 — 2 мм — скорость до 100 км/ч;
- 2 — 6 мм — скорость до 15 км/ч, ехать до ближайшей станции;

6 — 12 мм — скорость до 10 км/ч, ехать до ближайшей станции с заклиненной колесной парой [1].

Навар — смещение металла на поверхности катания (рис. 2).

Дефекты на поверхности катания колес подвижного состава, такие как ползуны, навар, чаще всего возникают вследствие интенсивного проскальзывания колес при неблагоприятных условиях сцепления. И при прохождении колеса по рельсу создают повторяющиеся ударные нагрузки большой интенсивности, которые приводят к появлению выщербины — выкрашиванию кусочков металла на поверхности катания или разрушению деталей ходовой части подвижного состава и верхнего строения пути (рис. 3).

Это взаимодействие представляет собой удар, сила которого достигает больших величин и вызывает значительные местные деформации на контакте «ползун — рельс». Оно характеризу-

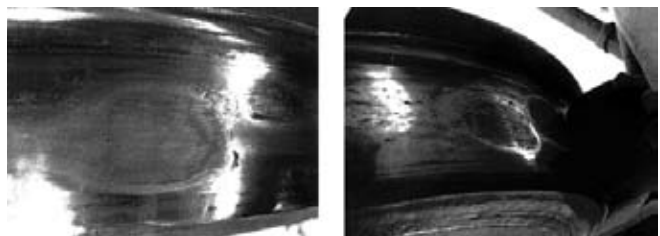


Рисунок 1 — Ползуны на поверхности катания колес

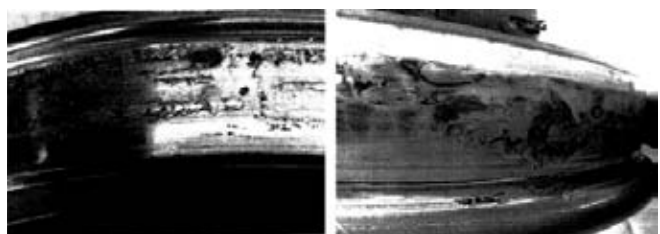


Рисунок 2 — Навар на бандаже колеса

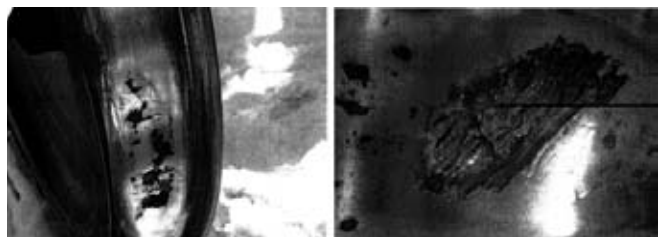


Рисунок 3 — Выщербины на контактной поверхности колеса

ется величиной в несколько сотен кН, ускорениями до 90 g и частотой до 1 кГц. Поэтому распознавание ползунов на ранних этапах — актуальная задача, так как приводит к увеличению срока службы подвижного состава в целом [2, 3].

Вертикальный подрез гребня образуется в результате некачественной сборки тележки. Измеряется шаблоном на расстоянии 18 мм от верха реборды. Толщина гребня должна быть 28 — 33 мм.

Прокат — равномерный износ по кругу катания колеса. Опасность заключается в возможности среза болтов (рис. 4). Допускается:

- в скорых поездах (свыше 120 км/ч) — до 5 мм;
- в дальних поездах (до 120 км/ч) — до 7 мм;
- в пригородных и местных — до 8 мм.

Задиры, или схватывание, встречается при низких скоростях скольжения, не зависит от состояния поверхностей, а определяется только соотношением твердости поверхностей трения и твердости адгезионного ядра, формирующегося при взаимодействии микронеровностей.

Вероятность возникновения и тяжесть повреждения при задирах определяются состоянием поверхностей, контактными давлениями и длиной непрерывного пути скольжения. Чем больше давление и коэффициент трения, тем меньше длина критического пути скольжения, больше глубина и ширина борозды.

Одно из основных условий развития задира — непрерывность пути скольжения. Из требования непрерывности следует, что тяжесть повреждения и критические параметры начала задира при качении с проскальзываем определяются не величиной проскальзывания, а длиной непрерывного пути скольжения, тем чаще возникает задиры и тем глубже и шире борозды [4, 5].

Трещины усталости — поперечные или кольцевые трещины, развивающиеся на цилиндрических деталях по окружности в сечении, перпендикулярном к оси детали. Основная причина возникновения усталостных трещин — действие высоких переменных напряжений. Трещины возникают, как правило, при конструктивной недоработке деталей в местах концентрации напряжений; в местах с резкими переходами сечений; у основания резьбы и зубьев шестерен; в углах шпоночных канавок; у отверстий для смазки или в местах других конструктивных концентраторов напряжений.

Трещины ползучести встречаются на поверхности деталей, изготовленных из жаропрочных сталей. Основными причина-

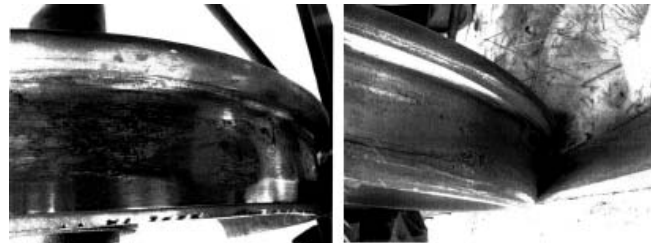


Рисунок 4 — Прокат по кругу катания

ми возникновения таких трещин служат высокие статические напряжения при кратковременном действии нагрузки; перегрев металла; наклеп на поверхности деталей, изготовленных из жаропрочных сплавов.

Термические трещины возникают при резких перепадах температуры, при недостаточной смазке, при заедании поверхностей трущихся деталей, в результате чего поверхности деталей нагреваются до высокой температуры. Эти трещины часто возникают на поверхности деталей, работающих при высоких удельных давлениях. Подобные трещины обычно появляются преимущественно на участках, не контактирующих с рельсом, — на вершине гребней или у фаски.

Трещины-надрывы возникают в поверхностном слое металла из-за чрезмерно высоких напряжений (растяжение, изгиб, кручение), когда нагрузка превышает пределы прочности. Эти трещины могут возникнуть при нарушении технологии правки детали, демонтаже или монтаже деталей с хрупким поверхностным слоем или при перегрузках, связанных с работой в аварийных режимах [6].

В последнее время механизм зарождения трещин от термомеханических воздействий стал преобладающим. Практически все повреждения вагонных колес сегодня обусловлены тормозными дефектами — ползунами, наварями. Развитие трещин по другим механизмам в сложившейся ситуации не успевает происходить.

Таким образом, исследования дефектов подвижного состава подтвердили динамический характер воздействия на рельсы колес с дефектами на поверхности катания (ползунами, наварями, выкрашиваниями), который при неблагоприятных условиях может привести к разрушению колеса и, как следствие, к сходу вагона с пути, что недопустимо. Поэтому важно предупредить аварию и диагностировать дефект на ранних стадиях.

## Литература

1. <http://ru.wikipedia.org>
2. Асташкевич Б.М., Иванов С.Г., Воронин И.Н. и др. Исследование эксплуатационных дефектов фрикционного сопряжения тормозной колодки с колесом вагона // Вестник ВНИИЖТ. — 2004. — № 4.
3. Барзданис Ю.В. Перспективы развития диагностики коротких неровностей поверхности катания колесных пар подвижного состава // Вестник РГУПС, 2003.
4. Марков Д.П. Задиры боковых поверхностей рельсов и гребней колес // Вестник ВНИИЖТ. — 2004. — № 4.
5. Марков Д.П. Типы катастрофического изнашивания колесно-рельсовых сталей // Вестник ВНИИЖТ. — 2004. — № 2.
6. Марков Д.П. Контактная усталость колес и рельсов // Вестник ВНИИЖТ. — 2001. — № 6.



# ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КУЗОВА ПОЛУВАГОНА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НАКЛАДНЫХ ВИБРОМАШИН

Появление накладных вибрационных машин для очистки полувагонов от остатков груза обусловлено конструкционными особенностями полувагонов, являющихся причиной неполной выгрузки. После открывания люков и истечения основной массы груза на горизонтальных элементах пола и крышках люков задерживается до 15 т груза в зависимости от его рода и состояния. Для механизации операций технологического процесса и сокращения трудовых затрат по очистке полувагонов от остатков груза широкое применение получили накладные вибрационные машины.

## Введение

Отрицательное влияние вибрации на техническое состояние вагонов проявляется в виде постепенного накопления неисправностей, которые при ненормированном вибровоздействии в конечном счете могут привести к трещинам обшивки, обрыву сварных соединений кузова, нарушению плотности, обрыву тормозных соединений и др.

В соответствии с программой развития и обновления парка грузовых вагонов ФГУП «ПО Уралвагонзавод» была разработана модель полувагона 12-132-03 на тележках 18-578 с увеличенной грузоподъемностью и улучшенными расчетными динамическими показателями. В настоящее время данная модель является базовой, и дальнейшее обновление парка грузовых вагонов намечается за счет поставок этих полувагонов. Отличительные особенности данной модели полувагонов:

- увеличенная высота стен кузова (2 365 мм);
- увеличенный статический прогиб рессорного подвешивания (68 мм);
- упругороликовые скользуны (опирание кузова вагона происходит на подпятник и скользуны).

Как показала практика, использование этих полувагонов для перевозки грузов, склонных к слеживанию и зависанию на стенах и других деталях кузова, сопряжено с рядом негативных последствий, обусловленных повышенной повреждаемостью полувагонов.

Для сравнения в табл. 1 приведены наиболее часто встречающиеся повреждения кузовов полувагонов при разгрузке с применением грейфера и накладной вибромашин.

Таким образом, одна из основных причин разрушения металлоконструкции кузова — воздействие вибрационных ма-

шин. Уже после одного года эксплуатации (при нормируемом межремонтном периоде 4 года или 500 тыс. км пробега) 90% полувагонов, которые поступали под разгрузку с применением вибрационных машин, имели трещины в углах верхнего и среднего гофров первой и второй панелей длиной до 200 мм (рис. 1) и отрывы листов обшивки от стоек боковой стены (рис. 2).



Рисунок 1 – Развитие трещин по углу гофра (2 панель)



Рисунок 2 – Развитие трещины в месте отрыва листа обшивки от шкворневой стойки

Таблица 1 — Повреждения кузовов полувагонов

Повреждение	Количество повреждений при разгрузке	
	с применением вибромашин	при грейферной разгрузке
Пробоина обшивки кузова	1	7
Вмятины на обшивке боковых стен (от 20 мм)	12	38
Деформация крышек люков (зазор между нижней обвязкой и крышкой люка более 10 мм)	8	36
Трещина обшивки по гофру	48	2
Отрыв листов обшивки от стоек	21	—
Отрыв листов обшивки от верхней обвязки	2	1

**Методика оценки сопротивления усталости элементов кузова полувагона при воздействии накладных вибротрибов**

В соответствии с «Нормами» [1] для деталей вагонов, работающих в условиях длительного и интенсивного воздействия динамических нагрузок, должен выполняться расчет на сопротивление усталости при многоцикловом нагружении. В работе оценка сопротивления усталости производилась по коэффициенту запаса усталостной прочности

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,\epsilon}} \geq [n], \tag{1}$$

где  $\sigma_{a,N}$  — предел выносливости (по амплитуде) натурной детали при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения на базе испытаний  $N_0$ ;  
 $\sigma_{a,\epsilon}$  — расчетная величина амплитуды динамического напряжения условного симметричного цикла, приведенная к базе  $N_0$ ;  
 $[n]$  — допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости.

При расчете на сопротивление усталости принимались следующие допущения:

- использовалась гипотеза линейного суммирования повреждений в виде  $\sum \frac{n_i}{N_i} = a$ ;
- не учитывалась асимметрия циклов динамических напряжений по двум причинам. Во-первых, исследование нагруженности полувагона производится для случая порожнего состояния, когда влиянием асимметрии можно пренебречь, и, во-вторых, в соответствии с [1] влияние асимметрии циклов динамических напряжений на накопление усталостных повреждений мало.

Значение предела выносливости (по амплитуде) натурной детали при симметричном цикле в соответствии с принятыми допущениями определялось по формуле

$$\sigma_{a,N} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{(\bar{K}_\sigma)_k}, \tag{2}$$

где  $\bar{\sigma}_{-1}$  — среднее значение предела выносливости гладкого стандартного образца при симметричном цикле динамических напряжений;  
 $(\bar{K}_\sigma)_k$  — среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости данной натурной детали по отношению к пределу выносливости гладкого стандартного образца.

Известно [1 — 4], что несущая способность кузова при действии виброн нагружений определяется спектром эксплуатационных напряжений, числом циклов, вызывающих усталостное повреждение, и сопротивлением элементов конструкции разрушению, которое характеризуется кривой усталости. В этом случае величина эквивалентной приведенной амплитуды динамических напряжений в элементах кузова полувагона при воздействии накладной вибротрибов может быть определена по формуле [1]

$$\sigma_{a,\epsilon} = m \sqrt{\frac{N_c}{N_0} \cdot \frac{\sigma_{ai,max}}{\sigma_{a,N}} \int \sigma_{ai}^m \cdot f(\sigma_{ai}) d\sigma_{ai}}, \tag{3}$$

где  $m$  — показатель степени в уравнении кривой усталости;  
 $N_c$  — суммарное число циклов нагружений за расчетный срок службы;

$\sigma_{ai}$  — уровень амплитуды напряжений, определяется в результате гармонического анализа конструкции кузова полувагона для диапазона частот, близких к частоте вынуждающей силы накладного вибратора и в зонах резонанса конструкции по амплитудно-частотным характеристикам (АЧХ), полученных при модальном анализе конструкции кузова;

$f(\sigma_{ai})$  — плотность распределения амплитуды напряжений.

Для определения уровня амплитуд напряжений  $\sigma_{ai}$  были разработаны конечно-элементные модели кузова полувагона. Расчет производился в программном комплексе ANSYS. Процедура определения  $\sigma_{ai}$  включала два этапа:

- первый этап — модальный (частотный) анализ;
- второй этап — гармонический анализ.

Исследование поведения конструкции полувагона при разгрузке с использованием накладных вибротрибов относится к группе задач динамического анализа, решение которых основывается на общем уравнении движения в конечно-элементной форме,

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [C] \cdot \{\dot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = \{F(t)\}, \tag{4}$$

где  $[M]$  — матрица масс;

$[C]$  — матрица сопротивлений;

$[K]$  — матрица жесткостей;

$\{\ddot{u}\}$  — вектор узловых ускорений;

$\{\dot{u}\}$  — вектор узловых скоростей;

$\{u\}$  — вектор узловых перемещений;

$F(t)$  — вектор внешних нагрузок, переменных во времени.

На первом этапе выполнялся расчет собственных частот и форм колебаний кузова полувагона. В этом случае уравнение (4) записывалось в форме, соответствующей задаче о собственных значениях

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{u\} = 0, \tag{5}$$

где  $\omega^2$  — квадрат собственной частоты — собственное значение;

$\{u\}$  — собственные формы колебаний.

Определение собственных частот вагона как объекта приложения вибрационных нагрузок, изменяющихся по синусоидальному закону, является необходимым этапом расчета системы «вагон — вибротрибов». Это обусловлено тем, что частота вынуждающей силы, а при синусоидальном изменении нагрузки и частота вынужденных колебаний должна быть в зоне, свободной от собственных частот.

На втором этапе выполнялся анализ гармонического воздействия, который используется для определения параметров установившегося движения линейной системы при синусоидальном силовом возбуждении, поскольку нагрузка от накладной вибротрибов изменяется во времени по гармоническому закону. Разрешающее уравнение (4) для этого вида анализа представляет собой случай общего уравнения движения, в котором вынуждающая сила  $\{F(t)\}$  является синусоидальной функцией времени с известной амплитудой  $F_0$  и частотой  $\omega$ .

Правомерность использования гармонического анализа подтверждается выводами работы [5], в которой показано, что динамические напряжения в элементах конструкции вагонов при воздействии на них вибротрибов изменяются по гармоническому закону в узкой полосе частот, близких к частоте вынуждающей силы вибротрибов, а изменение динамических напряжений можно считать квазистационарным. При этом процесс обладает эргодическими свойствами, что дает





возможность по отдельным реализациям судить о нагруженности вагона за весь срок службы.

Таким образом, используя результаты гармонического анализа (амплитуды напряжений для заданного диапазона частот) по формуле (3) определяли  $\sigma_{a,3}$  для заданного числа циклов нагружения. Подставляя полученные значения  $\sigma_{a,N}$  и  $\sigma_{a,3}$  в выражение (1), находили коэффициент запаса усталостной прочности, величину которого для элементов кузовов принимали  $[n]=1,8$  [1].

С учетом указанных выше конструктивных особенностей кузовов полувагонов и жесткостных параметров рессорного подвешивания ходовых частей (табл. 2), а также схемы опирания кузова на тележки в работе рассматривались пять вариантов расчетных моделей (табл. 3).

На рис. 3 в качестве примера показана конечно-элементная модель кузова полувагона модели 12-132. Для всех вариантов (см. табл. 3) в расчетные модели вводились следующие идеализации:

- не учитывалось влияние вибраций подвесного тормозного оборудования на динамические показатели системы;
- крышки разгрузочных люков исключались из геометрической модели и задавались как сосредоточенные массы в местах крепления к хребтовой балке и нижней обвязки;
- автосцепные устройства и автотормозное оборудование рассматривались как сосредоточенные массы на хребтовой балке;
- путь рассматривался как безмассовая неразрезная балка конечной длины;
- зазоры в системе «вагон» отсутствовали.

Для оценки уровня напряжений в конечно-элементные модели добавлялась схема нагружения. В этом случае в модели вводились дополнительные условия и допущения:

— нагрузка от массы накладной вибротамбов прикладывается к верхним обвязкам кузова полувагона над тележками и является равномерно-распределенной на длине 2,5 м [6];

— вибрационная накладная машина работает в режиме чистого вибрационного нагружения, поэтому вынуждающая сила прикладывается к верхним обвязкам кузова полувагона на длине 2,5 м и изменяется по закону

$$P = P_0 \cdot \sin \omega t, \quad (6)$$

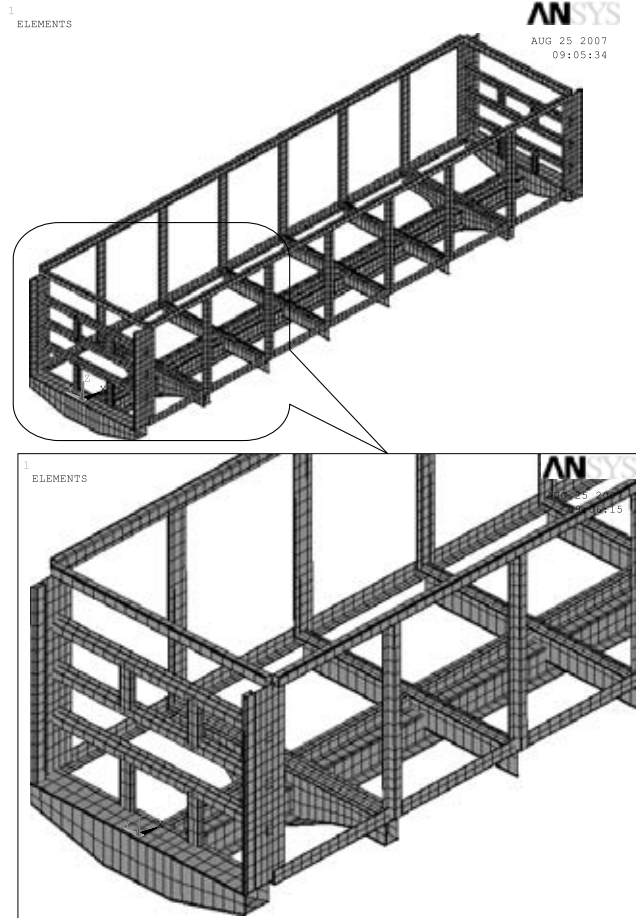


Рисунок 3 — Конечно-элементная модель каркаса кузова полувагона модели 12-132 (обшивка не показана)

где  $P_0$  — амплитуда вынуждающей силы, в расчетах принималось, что  $P_0 = 9$  тс.

#### Результаты частотного анализа конструкций полувагонов

В результате численного анализа были получены значения собственных частот колебаний, ограниченных спектром от 1

Таблица 2 — Характеристики полувагонов, учитываемые при модальном и гармоническом анализе конструкции

Характеристика	Значение		
	12-141	12-132	12-132-03
Высота кузова внутренняя, мм	2 060	2 365	2 365
Жесткость рессорного подвешивания тележки, МН/м	4,0	4,0	3,13
Схема опирания кузова на тележку	На подпятник	На подпятник	На подпятник, с частичным опиранием на скользуны
Масса кузова, т	13,4	14,4	14,5
Статический прогиб, мм	50	50	68

Таблица 3 — Варианты численного анализа

№ варианта	Кузов полувагона	Ходовые части
1	12-141	Без учета жесткости рессорного подвешивания ходовых частей
2	12-132	Без учета жесткости рессорного подвешивания ходовых частей
3	12-141	С учетом жесткости рессорного подвешивания тележки модели 18-100
4	12-132	С учетом жесткости рессорного подвешивания тележки модели 18-100
5	12-132-03	С учетом жесткости рессорного подвешивания тележки модели 18-578

до 32 Гц. Более высокие частоты не рассматривались, поскольку в рабочей зоне вибротампов используется в подавляющем большинстве частота 16,3 Гц ( $n = 980$  об/мин) и 24 Гц ( $n = 1440$  об/мин). На рис. 4 показаны запретные зоны (заштрихованы), образованные собственными частотами форм колебаний с интервалами, в среднем меньшими 1,5 Гц.

Анализ форм колебаний в области частот, близких к частоте вынуждающей силы накладных вибротампов, применяемых для разгрузки полувагонов, показал, что наибольшие перемещения элементов конструкции кузова полувагона приходятся на листы обшивы в зоне второй панели (между шкворневой и первой промежуточной стойкой) между верхним и средним гофрами. Несмотря на то что частота возмущающей силы вибровозбудителя (24 Гц) для всех вариантов расчета находится в зоне, свободной от собственных частот, видно (см. рис. 4) что для полувагонов моделей 12-132 и 12-132-03 ширина этой зоны значительно уже, чем у полувагона модели 12-141, и составляет соответственно 1,71 и 2,85 Гц против 3,14 Гц у полувагона модели 12-141.

Сужение зоны, свободной от частот собственных колебаний, может привести в случае зависания даже небольших масс груза к смещению частотного диапазона собственных колебаний и перекрытию частоты вынуждающей силы, что, в свою очередь, неизбежно приведет к явлению резонанса.

Более того, для полувагона модели 12-132 на тележке 18-100 нижняя граница (23,93 Гц) свободного частотного диапазона практически совпадает с частотой вынуждающей силы вибротампа (24 Гц), а у полувагона модели 12-132-03 разница между нижней границей зоны, свободной от собственных частот, и частотой вынуждающей силы составляет всего 0,77 Гц.

#### Анализ напряженного состояния кузова полувагона

На втором этапе численного анализа выполнен расчет напряжений в элементах конструкции. В соответствии с методикой исследования на основе гармонического анализа получены зависимости величин напряжений в элементах конструкции при нагружении вынуждающей силой в диапазоне частот от 0 до 27 Гц.

Схема размещения и нумерация точек, по которым выполнялся анализ напряженного состояния конструкции полувагона, приведены на рис. 5. Наиболее подробно рассматривалось напряженное состояние в сечениях верхней обвязки (в зоне установки вибротампа), шкворневой, хребтовой и первой промежуточной балках (точки 85 — 91), а также листах обшивы в углах продольных гофров первой, второй и третьей панелей (точки 1 — 72) и в зоне приварки обшивы к шкворневой и первой промежуточной стойкам (точки 73 — 78).

У полувагонов модели 12-132 и 12-132-03 с увеличенной высотой кузова максимальные уровни напряжений приходятся на 24,66 и 24,44 Гц соответственно, что практически совпадает с частотой вынуждающей силы накладной вибротампа. Более того, если у полувагона модели 12-141 рост уровня напряжений в рассматриваемых зонах наблюдается с 24,93 Гц, то у полувагонов с увеличенной высотой кузова предрезонансная зона начинается с 23,1 Гц. Как уже отмечалось ранее, зависание даже небольших масс груза, что наиболее вероятно в выштамповках гофров, приведет к смеще-

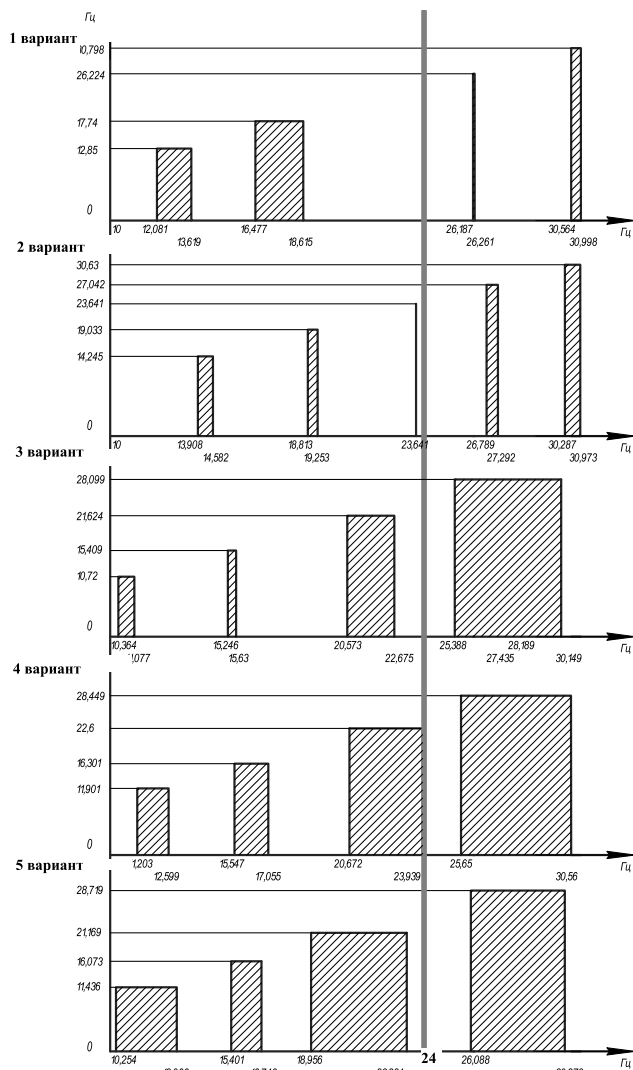


Рисунок 4 — Спектр частот собственных колебаний кузова полувагонов (варианты 1 — 5 табл. 3)

нию частотного диапазона и резкому увеличению амплитуды напряжений.

У полувагона модели 12-141 максимальную амплитуду напряжений имеет зона приварки листов обшивы к верхней обвязке и стойкам боковой стены на высоте от верхнего гофра до верхней обвязки. Элементы кузова имеют сравнительно небольшие величины напряжений. Наиболее высокий уровень — у зоны приварки листа обшивы к шкворневой стойке (на высоте верхнего гофра), в которой амплитуда напряжений  $\sigma_{ai} = 25,6$  МПа при частоте вынуждающей силы 26,08 Гц. На рабочей частоте накладной вибротампа 24 Гц амплитуда напряжений в обшиве не превышает  $\sigma_{ai} < 3$  МПа.

Полувагоны с увеличенной высотой кузова имеют смещение поля напряжений с максимальной амплитудой в зону приварки листов обшивы между верхним и средним гофром. Максимальная амплитуда напряжений  $\sigma_{ai} = 101,0$  МПа при частоте вынуждающей силы 24,66 Гц. На рабочей частоте вибротампа 24 Гц амплитуда напряжений в зоне приварки обшивы к стойкам  $\sigma_{ai} = 16,8$  МПа.

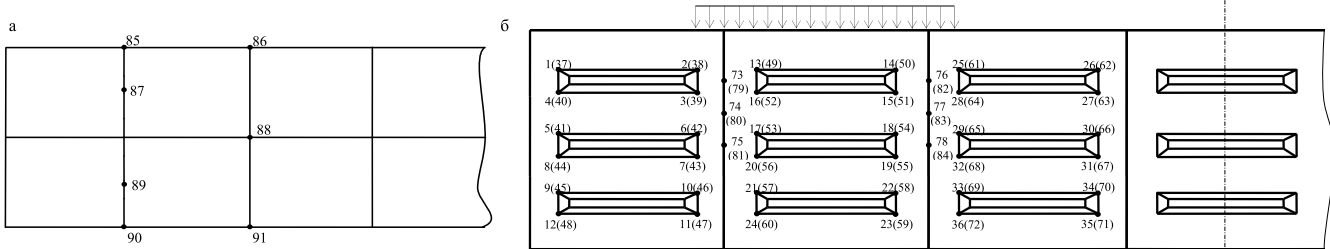


Рисунок 5 — Схема размещения и нумерация точек на кузове полувагона: а — на элементах рамы; б — на обшивке боковых стен

Зависимости величины напряжений от частоты вынуждающей силы накладной вибротамбовы в зоне приварки листов обшивки к стойкам полувагона приведены на рис. 6. В углах гофров полувагонов с увеличенной высотой кузова при частоте вынуждающей силы 24 Гц максимальную амплитуду напряжений имеет средний гофр второй панели, в которой  $\sigma_{ai} = 25,7$  МПа. Однако при смещении частоты нагружения полувагона модели 12-132-03 до 24,44 Гц амплитуда напряжений возрастает до  $\sigma_{ai} = 144$  МПа. У полувагона 12-132 —  $\sigma_{ai} = 131$  МПа при частоте нагружения 24,66 Гц.

Анализ данных показывает, что незначительное смещение частоты нагружения может привести к резкому скачку амплитуд напряжений в элементах обшивки. Причиной может быть отклонение от номинала частоты вынуждающей силы накладной вибротамбовы в эксплуатации (например, вследствие износов). С другой стороны, данный результат может быть получен при неизменной частоте нагружения 24 Гц вследствие смещения зоны, свободной от собственных частот, при зависании груза.

#### Оценка сопротивления усталости элементов кузова полувагона при воздействии накладных вибрационных машин

На третьем этапе исследования выполнена оценка усталости элементов кузова. Анализ показал, что при частоте вынуждающей силы 24 Гц все элементы кузова имеют коэффициент запаса усталостной прочности больше  $[n] = 1,8$ , т. е. обеспечивается прочность элементов конструкции в течение базового числа циклов  $1,0E + 7$ .

Для случаев, описанных выше (зависание груза в выштамповках гофров, отклонения параметров накладной вибротамбовы по частоте в сторону увеличения), коэффициент  $[n]$  для многих элементов значительно меньше допустимого значения, равного 1,8. Так, не обеспечивается усталостная прочность у полувагонов с увеличенной высотой кузова в листах обшивки в зоне гофров и в зонах приварки листов обшивки к стойкам боковой стены. Результаты расчета коэффициента запаса усталостной прочности при частотах нагружения, близких к собственным частотам колебаний, приведены в табл. 4.

Для зон с минимальным коэффициентом запаса усталостной прочности определено суммарное число циклов напряжений до достижения предельного значения. При варьировании  $N_c$  было установлено, что условие усталостной прочности  $n \geq [n]$  для  $[n] = 1,8$  выполняется при  $N_c = 7 \cdot 10^4$  циклов нагружения, что соответствует 48,6 мин нагружения при частоте 24 Гц.

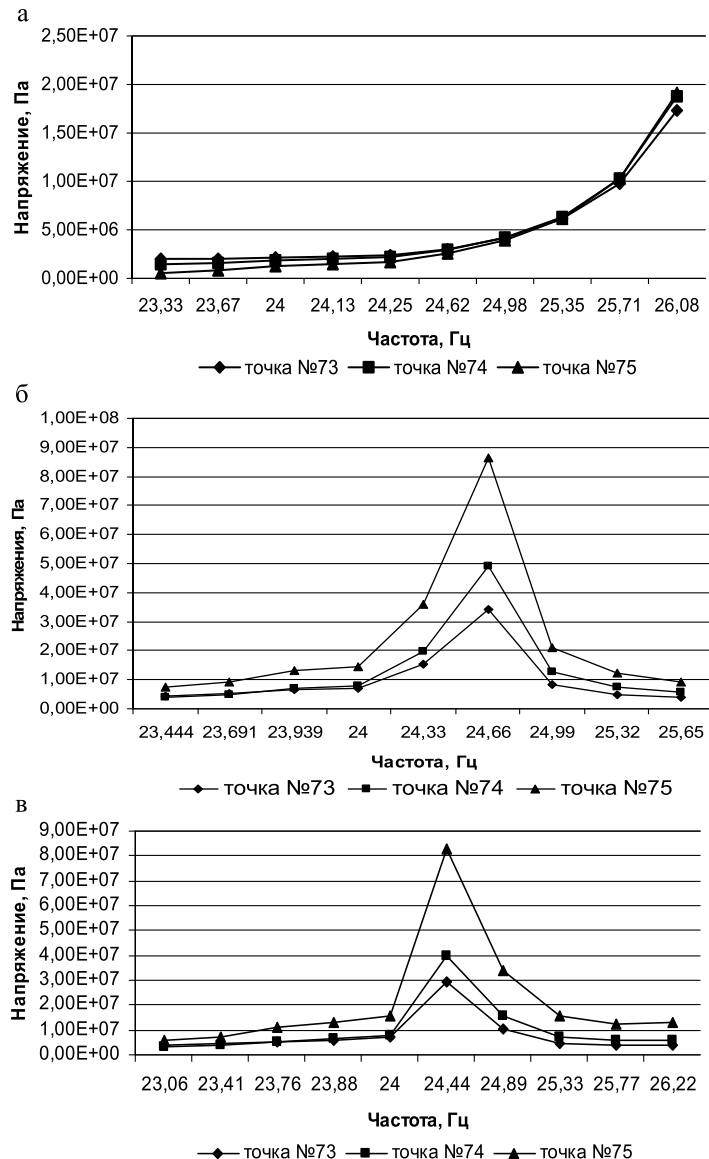


Рисунок 6 — Зависимости уровня напряжений от частоты вынуждающей силы в зоне приварки листов обшивки к стойкам полувагона: а — полувагон модели 12-141; б — полувагон модели 12-132; в — полувагон модели 12-132-03

Таблица 4 — Результаты расчета коэффициента усталостной прочности при частоте возмущающей силы, совпадающей с собственной частотой колебаний кузова (исходные данные:  $N_c = 2,52E + 5$ ;  $N_0 = 1,0E + 7$ ;  $m = 4,0$ )

Элемент конструкции	№ точки	$\sigma_{a,Nr}$ МПа			$\sigma_{air}$ МПа			$\sigma_{a,эр}$ МПа			n			
		12-141	12-132	12-132-03	12-141 (26,8 Гц)	12-132 (24,7 Гц)	12-132-03 (24,4 Гц)	12-141 (26,8 Гц)	12-132 (24,7 Гц)	12-132-03 (24,4 Гц)	12-141 (26,8 Гц)	12-132 (24,7 Гц)	12-132-03 (24,4 Гц)	
Верхний гофр, вторая панель	13	70,90	70,90	70,90		184,00			73,31				0,97	
	16	70,90	70,90	70,90	183,00			72,91				0,97		
	15	70,90	70,90	70,90	180,00			71,72				0,99		
Средний гофр, вторая панель	17	70,90	70,90	70,90	186,00	90,80	82,70	74,11	36,18	32,95	0,96	1,96	2,15	
	18	70,90	70,90	70,90	200,00	95,00		79,69	37,85		0,89	1,87		
	19	70,90	70,90	70,90	194,00	93,70	144,00	77,30	37,33	57,37	0,92	1,90	1,24	
Нижний гофр, вторая панель	21	70,90	70,90	70,90	195,00	131,00	108,00	77,69	52,19	43,03	0,91	1,36	1,65	
	22	70,90	70,90	70,90	197,00	118,00	80,00	78,49	47,01	31,87	0,90	1,51	2,22	
	23	70,90	70,90	70,90	109,00			43,43				1,63		
Лист обшивы в зоне приварки к шкворневой стойке	73	43,30	43,30	43,30	17,30	34,20	29,70	6,89	13,63	11,83	6,28	3,18	3,66	
	74	43,30	43,30	43,30	18,80	49,10	39,60	7,49	19,56	15,78	5,78	2,21	2,74	
	75	43,30	43,30	43,30	19,10	86,50	82,80	7,61	34,46	32,99	5,69	1,26	1,31	
Лист обшивы в зоне приварки к первой промежуточной стойке	76	43,30	43,30	43,30	19,80	40,70	33,20	7,89	16,22	13,23	5,49	2,67	3,27	
	77	43,30	43,30	43,30	21,30	56,00	36,30	8,49	22,31	14,46	5,10	1,94	2,99	
	78	43,30	43,30	43,30	25,60	101,00	82,60	10,20	40,24	32,91	4,25	1,08	1,32	

### Выводы

Расчетами установлено, что при смещении частоты нагружения до 24,44 Гц, что становится возможным при отклонении параметров накладной вибротамбовы по частоте в сторону увеличения вследствие износов элементов привода, коэффициент запаса усталостной прочности принимает значения ниже предельной величины. Аналогичная ситуация может возникнуть и при частоте нагружения 24 Гц при смещении зоны, свободной от собственных частот, в случае зависания

остатков груза в выштамповках гофров и на листах обшивы боковых стен.

Для рассмотренных случаев нагружения полувагонов с увеличенной высотой кузова расчетный срок службы элементов обшивы в зонах приварки и гофра составляет  $7 \cdot 10^4$  циклов нагружения накладной вибротамбовой, или 48,6 мин, что составляет 30% от максимально допустимого времени воздействия вибрационных машин на конструкцию полувагона [7].

### Литература

1. *Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)*. — М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. — 319 с.
2. Дубровин Б.С. *Оценка воздействия вибрационных уплотнителей легковесных насыпных грузов на крытый вагон // Совершенствование конструкции вагонов, погрузочно-разгрузочных средств и эксплуатационной работы*. — Пермь: Пермское кн. изд-во. — 1974. — Вып. 17. — С. 184 — 194.
3. Хусидов В.Д., Дубровин Б.С., Лапшин В.Ф. *Нагруженность рамы платформы при воздействии виброрыхлителя // Вестник ВНИИЖТ*. — 1989. — № 8. — С. 10 — 11.
4. Серенсен С.В., Когаев В.П. *Вероятностные методы расчета на прочность при переменных нагрузках // Механическая усталость в статистическом аспекте*. — М.: Наука, 1969.
5. Другаль С.А., Винников И.Г. *Оценка напряженного состояния кузова полувагона при разгрузке с помощью накладного вибратора // Труды МИИТ*. — Вып. 337. — М.: МИИТ, 1971.
6. *Межгосударственный стандарт ГОСТ 22235-76. Вагоны грузовые магистральных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ*. — М.: Изд-во стандартов, 1976.
7. *Полувагон модель 12-132-03. Руководство по эксплуатации 132.00.00.000-03 РЭ / Утв. ФГУП «ПО УВЗ» 25.05.04*. — Н. Тагил, 2004.



## О РАСЧЕТАХ РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ И СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ



**Одна из причин повышенного износа рельсов — это низкое качество не только исполнения проектных решений, но и самой нормативной базы для этих решений.**

Прежде всего, невозможно не высказаться по поводу поднятой журналом «Путь и путевое хозяйство» темы о главном — о ширине колеи.

Очень интересные данные об истории решения этого вопроса приводит В.О. Певзнер («Путь и путевое хозяйство», 2006, № 7). Его предложение об опытных участках представляется бесспорным, а вот то, что «нужно изменять не норматив ширины колеи, а расширить поле нештрафуемых допусков», явно преждевременно. Лишь после анализа результатов экспериментов можно будет что-либо вразумительное и обоснованное сказать по этому поводу. Слишком велика цена вопроса.

Почти сенсационные высказывания собрал А.Н. Митрохин («Путь и путевое хозяйство», 2007, № 12) — число обточенных колесных пар локомотивов возросло в депо Смоляниново за пять лет (1984 — 1989 гг.) в 3,9 раза, количество изъятых рельсов со сверхнормативным боковым износом на Дальневосточной дороге за три года (1987 — 1990 гг.) — в 4,7 раза, межремонтный пробег грузовых вагонов за рубежом почти в 10 раз больше. Все это подтверждает насущную необходимость разобраться с причинами повышенного износа колес и рельсов. Вполне вероятно, что немалая роль в этом вопросе принадлежит размерам ширины колеи.

Легко предлагает решить этот вопрос А.А. Иванов («Путь и путевое хозяйство», 2008, № 2), убежденный, что «надо лишь поднять старые инструкции и их переиздать». Будто не прошло с момента утверждения существующих нормативов 50 лет со всеми изменениями: железобетонные шпалы, бесстыковой путь, подшинники качения, реальное увеличение осевых нагрузок и скоростей движения.

По существу, мысль А.А. Иванова повторяет О.К. Филиппов («Путь и путевое хозяйство», 2008, № 6). Он предлагает просто вернуться к ширине 1 524 мм. Реальных предложений о новых нормах и допусках по ширине колеи в настоящее время нет.

Обнадеживающей работой по рассматриваемой теме являются проведенные замеры интенсивности бокового износа рельсов, которые выполнены коллективом исследователей под руководством Н.И. Карпущенко («Путь и путевое хозяйство», 2008, № 6). Ими отработана методика измерений этого износа и величин отжатия головки внутреннего рельса. Однако целью работы ученых было лишь взаимодействие колес и рельсов в кривых участках. Их программа исследований не предусматривала определение норм и допусков по ширине колеи. Мне представляется, что они могли бы при соответствующей

поддержке Департамента пути и сооружений ОАО «РЖД» выполнить эту задачу. Ее объем значительно больший. Ведь надо не просто зафиксировать существующее положение, а целеустремленно создать экспериментальные участки. Например, для каждого из радиусов 250, 300, 350, 400 и 600 м уложить путь с шириной колеи 1 516, 1 520, 1 530, 1 535 и 1 540 мм. Допуски оставить старые, проверенные — плюс 8 — минус 4. Получается, что необходимо как минимум создать 25 участков с обеспечением неизбежно вручную этих размеров колеи и длиной по 50 м — чтобы все параметры пути и эксплуатационные нагрузки были одинаковыми, кроме ширины колеи. Раз в квартал в течение года следует производить замеры фактического износа через 12,5 м по длине. Затем — как обычно: анализ, выводы, предложения. Где окажется приведенный износ наименьшим, ту ширину и принять за норму. Другие варианты решения вопроса ненадежны.

Кроме главного вопроса о ширине колеи в настоящее время в нормативной и учебной литературе возникли и другие непроясненные моменты.

Почему, например, в действующих ПТЭ [1] на с. 20 записано, что ширина колеи при радиусе от 349 до 300 м равна 1 530 мм? В действующей инструкции (ЦП774, с.16) [2] сказано, что кривые радиусом менее 350 м — до 300 м включительно — имеют ширину 1 530 мм. По существующему ПТЭ получается, что нет нормы для метрового промежутка от 349 до 350 м. Сходы случаются при любых радиусах. В определенных обстоятельствах дотошный адвокат, крючкотворец, конечно, имеет право заявить, что норма для этого диапазона не установлена. Дырка в законе (в ПТЭ). Зачем ее оставлять?

Почему в этой инструкции при радиусе переводной кривой стрелочного перевода, равном 200 060 мм (с. 181) ширина колеи установлена в 1 524 мм, а не в 1 535 или 1 540 мм, т. е. согласно ПТЭ. Установленная в инструкции эта колея заужена, и значительно. Не потому ли так громко и так противно скрежещут вагоны в горловинах станций?

Почему в упомянутой инструкции стрела изгиба круговой кривой определяется по формуле

$$f = a^2 / 8R?$$

В старой инструкции (ЦП-2913) [3] она определялась по формуле

$$f = 1000 a^2 / 8R$$

и определялась правильно. Ну какой нормальный путеец будет измерять стрелу изгиба метрами?! Так можно в качестве подобной же «новейшей» новации изобрести формулу, где ширина колеи будет измеряться километра-

ми. Как известно, даже при крайне малом, но еще допустимом на железных дорогах общего пользования радиусе 200 м эта стрела изгиба равна 250 мм. При более распространенных больших радиусах она еще меньше. Этот вопрос однажды уже поднимался [4].

В утвержденном для вузов учебном пособии для определения суммированной биссектрисы приводится следующая формула [5, с. 60]:

$$Б = \frac{R+p}{\cos \beta/2} - R$$

Согласно схеме этого же пособия [5, с. 58], должна получиться формула

$$Б = \frac{R \cos \phi_0 + y_0}{\cos \beta/2} - R$$

Почему первая формула при указанной схеме неверна? В данной схеме круговая кривая продолжена штриховой линией. Как известно, эта линия является невидимой. Нет объекта измерения. Вместе с тем эта же первая формула верна при иной (в работе) схеме, где продолжение круговой кривой показано как видимая линия — тонкая штрихпунктирная линия расчетной схемы [6, с. 324, рис. III-37]. Конечно, для результатов расчета это не будет иметь никакого значения. Ответы по обоим формулам совпадут. Но речь-то идет о пособии учебном.

Другая, более серьезная ошибка в этом же пособии. Если в случае с биссектрисой можно говорить лишь об исправлении формулы или схемы, то при расчете забегов неверными получаются и результаты. Неверные результаты расчета забегов дает пример для второй переходной кривой [6, с. 69]. Для рельса с номером 15, в частности, там приведен такой расчет:

$$1,6 \frac{(98,59^2 - 73,58^2)}{2 \cdot 800 \cdot 100} = 43$$

Должен же быть расчет таковым:

$$1,6 \frac{(26,42^2 - 1,41^2) 1000}{2 \cdot 800 \cdot 100} = 7$$

Меня не очень удивило то, что в предыдущем учебнике [7], выпущенном 18 лет назад (1990 г.), расчет представлен с этими же ошибками. И только в пособии, выпущенном 36 лет назад [8, с. 63], данный расчет верен.

Теперь о стрелочных переводах. Почему не во всех эпюрах действующей инструкции указываются координаты обоих концов брусьев? Почему в состав стрелочного перевода не принято включать участок после крестовины? Почему для шпал на данном участке после крестовины не всегда определяются координаты? Этот участок, я его называю участком обратного разворота шпал, не может быть отнесен к примыкающим путям. У него иной порядок раскладки шпал, иные длины рельсов. Тут невольно возникает следующий вопрос: а каков, собственно, этот порядок? У многих эпюр здесь нет никаких размеров. Одни картинки. Порой эти картинки просто страшные (с. 182). Элементарный расчет для этого места показывает, что разница расстояний по концам первой после бруса № 88 шпалы составляет 15 см. Какой уж тут равномерный разворот? Какие уж тут миллиметры?

И те размеры, которые указаны, порождают вопросы. При укладке стрелочного перевода на месте поэлемент-

но или при сборке его на звеносборочной базе вначале нужно правильно разложить опоры (шпалы и брусья). Рельсов еще нет. А все размеры для опор привязаны к рельсам. Как производить разбивку?

И последний вопрос. Почему расстояния между осями опор даются в миллиметрах? Почему не в сантиметрах? В целых сантиметрах. На с. 164 инструкции расстояние между брусьями с № 46 и 47, например, указано равным 501 мм, а отклонение от эпюрного значения допускается до 8 см (с. 45). Несопоставимо. Здесь я, конечно, этот допуск домисливаю. 8 см устанавливается только для шпал. Для брусьев допуск для этих расстояний вообще не установлен.

Кому нужно это ненужное реально невыполнимое, бумажное мельтешение миллиметров в эпюрах?! Сантиметры практичнее и вполне достаточны со всех точек зрения.

В настоящее время разработаны две программы расчета на ЭВМ, которые связаны с затронутыми вопросами. Они зарегистрированы [9, 10] в официальном реестре программ для ЭВМ ФИПС.

В них отмеченные недостатки устранены. Стрелочный перевод разбит на пять блоков: рамный блок, два блока соединительной части, крестовинный блок и блок с обратным разворотом шпал.

В них повышена точность вычислений. Угол крестовины, например, при марке 1/11 определился равным 5°11'39,94" вместо 5°11'40", расстояния между опорами вычислялись с точностью до 0,1 мм. Это позволило уточнить размеры стрелочного перевода. Вместе с тем благодаря возможностям программирования удалось сделать конечные результаты для расстояний между опорами более практичными — в виде целых сантиметров. И, несмотря на это, удалось также сделать раскладку опор более равномерно, чем это выполнено в ныне действующих типовых проектах.

В них произведен расчет расстояний между осями опор по обоим их концам. Этот расчет произведен также для участка обратного разворота шпал.

В них за счет применения предложенных шнуровых линий для бокового направления появилась возможность до укладки металлических частей стрелочного перевода произвести разбивку с точной фиксацией всех опор. На рис. 1 приведен пример раскладки опор стрелочного перевода типа Р65 марки 1/11. Положение этих опор определено по предложенной программе.

Чтобы убедиться в полезности предлагаемых здесь решений, необходимо, конечно, первый такой стрелочный перевод изготовить, уложить и испытать. При этом потребуются доработка многих деталей. Например, программа не определяет длины брусьев. Разработать такую программу, вероятно, можно, но гораздо быстрее и проще этот вопрос решить графически.

Хронометраж затрат времени на разбивочных и монтажных работах при сборке и укладке, замеры прогибов рельсов под поездами, замеры износа металлических частей и замеры фактической точности исполнения эпюр дадут материал для надежной оценки эффективности



предложений. Для возможности сравнительного анализа рядом необходимо уложить обычный стрелочный перевод того же типа, той же марки и с такими же замера-ми. Тогда эксплуатационные нагрузки и другие условия

практически будут совпадать. Можно будет сравнивать. Необходимо также с соответствующим сопоставлением проверить на деле предложенный метод расчета числа и порядка укладки укороченных рельсов.

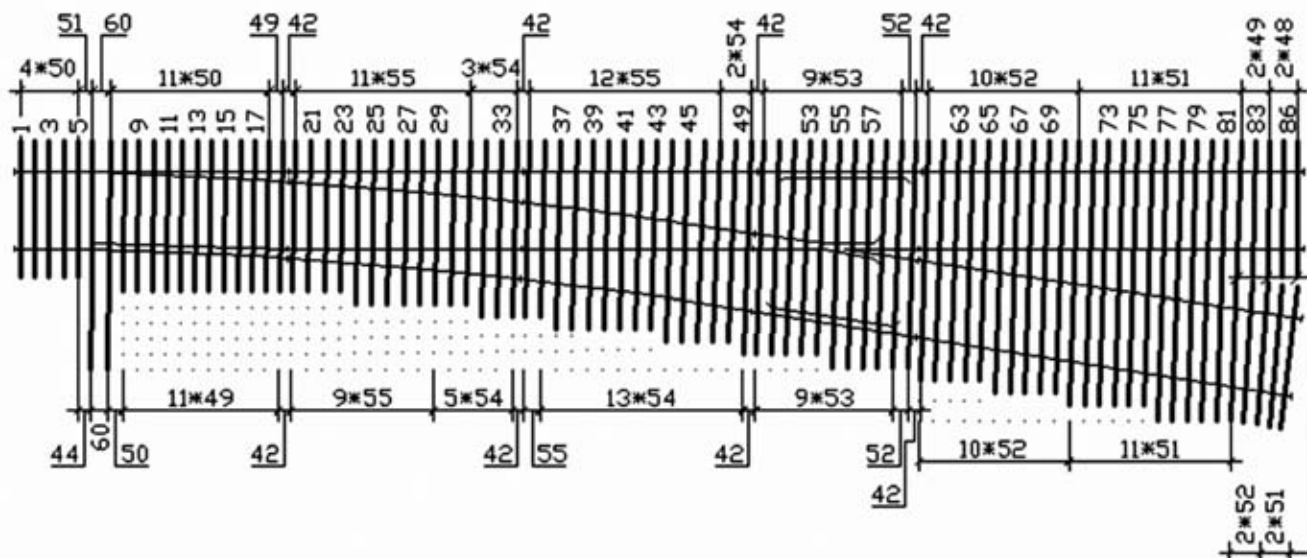


Рисунок 1 — Раскладка опор стрелочного перевода типа Р65 марки 1/11

## Литература

1. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации / МПС России. — М.: Изд-во РОО «ТЕХИН-ФОРМ», 2000. — 192 с.
2. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути / МПС России. — М.: Транспорт, 2000. — 223 с.
3. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути / МПС. — М.: Транспорт, 1972. — 224 с.
4. Смольников В.Т. Необходимые уточнения в документах, определяющих очертание рельсовой колеи // Сб. науч. трудов. — Екатеринбург: УрГУПС. — 2005. — Вып. 35 (118). — С. 61 — 64.
5. Расчеты и проектирование железнодорожного пути: Учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / В.В. Виноградов, А.М. Никонов, Т.Г. Яковлева и др.; Под ред. В.В. Виноградова и А.М. Никонова. — М.: Маршрут, 2003. — 486 с.
6. Шахуняц Г.М. Железнодорожный путь: Учебник для вузов ж.-д. трансп. — М.: Трансжелдориздат, 1961. — 615 с.
7. Основы устройства и расчета железнодорожного пути / Т.Г. Яковлева, В.Я. Шульга, С.В. Амелин и др.; Под ред. С.В. Амелина и Т.Г. Яковлевой. — М.: Транспорт, 1990. — 367 с.
8. Проектирование железнодорожного пути: Учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. Г.М. Шахуняца. — М.: Транспорт, 1972. — 320 с.
9. Свидетельство РФ о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2007610897. Расчет числа и порядка укладки укороченных рельсов / В.Т. Смольников — 2006613716; Заявл. 10.11.06; Зарегистр. 26.02.07.
10. Свидетельство РФ о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2008610038. Расчет обыкновенного одиночного стрелочного перевода / В.Т. Смольников — 2007614157; Заявл. 23.10.07; Зарегистр. 09.01.08.

## ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ БУНКЕРОВ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Бункера точечной разгрузки находят широкое применение на объектах железнодорожного строительства для хранения различных сыпучих материалов (уголь, щебень, песок). Условием надежности конструкций бункера и несущего каркаса служит правильная оценка взаимодействия их с сыпучим материалом, находящимся в бункере.

Этот вопрос исследован недостаточно, что иногда становится причиной повреждения и даже разрушения несущих конструкций. Данная работа посвящена некоторым аспектам взаимодействия сыпучего материала заполнения с несущими конструкциями бункера и каркаса.

Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено наличие диагонального распора в пирамидально-призматическом бункере, несимметричном относительно обеих осей в плане. Диагональный распор обусловлен особенностью взаимодействия сыпучего материала со стенками пирамидальной части бункера [1, 2].

В случае заполнения идеализированного бункера несвязным сыпучим материалом (жидкостью) диагональный распор воспринимается специальными связями, в том числе для наглядности, диагональной распоркой в направлении растяжения (рис. 1а).

В случае заполнения бункера реальным сыпучим материалом последний является естественной распоркой и воспринимает диагональный распор  $N$  в направлении сжатия (рис. 1б).

Характер воздействия диагонального распора на элементы воронки зависит от следующих факторов:

- конструктивного решения воронки (воронка с естественной распоркой и воронка с искусственной распоркой);
- материала заполнения бункера (естественный сыпучий материал и идеализированный сыпучий материал или жидкость).

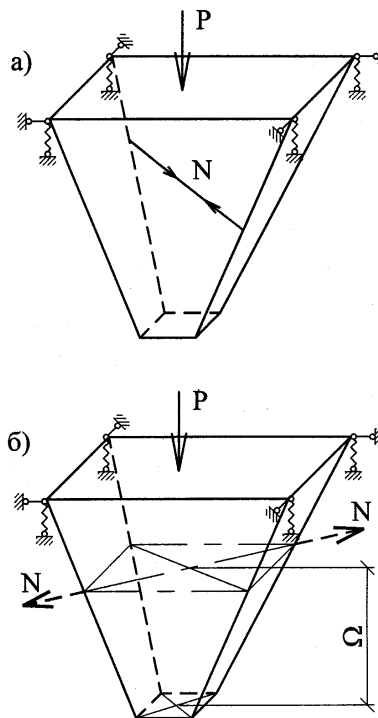
Роль естественной распорки выполняет или естественный сыпучий материал заполнения, обладающий достаточной жесткостью на сжатие, или жесткое сопряжение стенок воронки друг с другом при идеализированном сыпучем материале заполнения (жидкости), неспособном воспринимать сжимающие усилия.

Равнодействующая диагонального распора  $N$  с ординатой ее следа  $\Omega$  определяется статическим расчетом воронки (рис. 2а).

В случае заполнения бункера естественным сыпучим материалом диагональный распор создает давление на стенки воронки (рис. 2б, рис. 2в).

Для определения интенсивности этого давления достаточно равнодействующую диагонального распора  $N$  распределить (размазать) по стенкам воронки.

Интенсивность давления диагонального распора на стенки воронки принимают распределенной в горизонтальном направлении по закону треугольника. В произвольном горизонтальном сечении воронки на расстоянии  $z$  от верхнего



Условные обозначения:

$P$  - вес бункера;  $\leftarrow N$  - усилия в растянутой диагональной распорке;  $\rightarrow N$  - равнодействующая диагонального распора в сыпучем материале

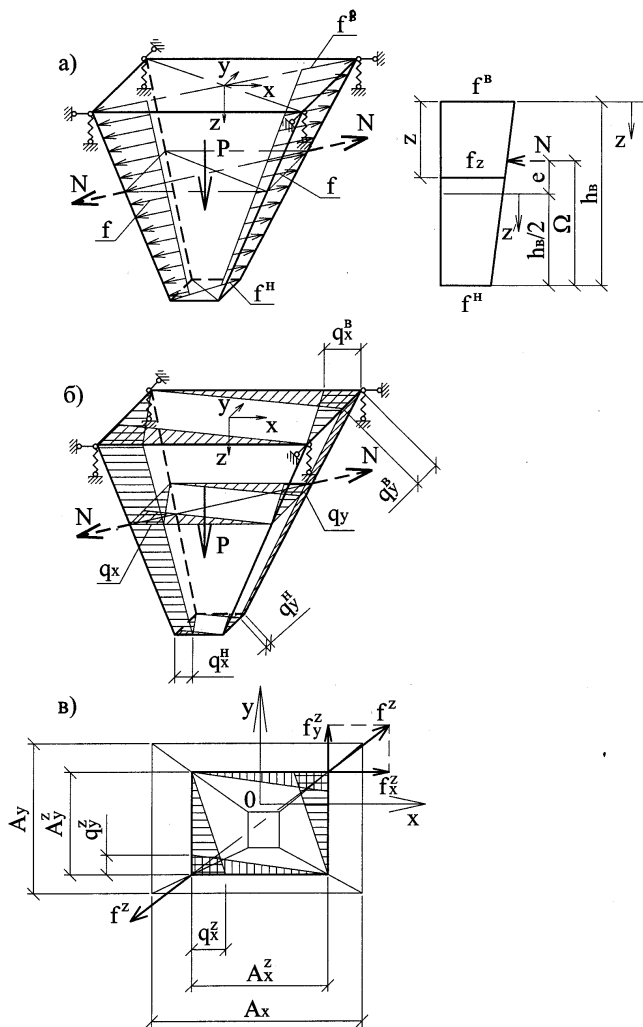
Рисунок 1 — Восприятие диагонального распора: а — диагональной растянутой распоркой в случае заполнения бункера жидкостью; б — сыпучим материалом в направлении сжатия

основания воронки давление диагонального распора создает равнодействующие  $f_{x(y)}$ , параллельные соответствующим стенкам (см. рис. 2в). Последние, в свою очередь, дают равнодействующую  $f^z$ , действующую по диагонали прямоугольника со сторонами  $A_{x(y)}^z$ , образованного следом стенок воронки в рассматриваемом горизонтальном сечении.

Равнодействующая  $f^z$  действует в направлении диагонали воронки и определяется выражением

$$f^z = \frac{N}{h_B} - \frac{M_P \cdot z'}{I_P}, \quad (1)$$





Условные обозначения:

$P$  - равнодействующая веса бункера;  $\leftarrow N$  - равнодействующая диагонального распора;

$q_x^z(y)$  - интенсивность давления диагонального распора на стенки воронки;

$f^z$  интенсивность давления диагонального распора на ребра воронки;

$f_{x(y)}^z$  - проекции диагонального распора на оси  $x, y$

**Рисунок 2 — Распределение равнодействующей диагонального распора: а — на ребра воронки; б, в — на стенке воронки**

где  $M_p = N \cdot e = N(\Omega - h_B / 2)$  — момент равнодействующей диагонального распора относительно вертикальной проекции ребра воронки;

$I_p = h_B^3 / 12$  — момент инерции вертикальной проекции ребра воронки при условно единичной толщине;

$z' = z - h_B / 2$  — ордината точки вертикальной проекции ребра воронки для системы координат с началом в середине высоты воронки.

С учетом приведенных выражений получают

$$f^z = \frac{N}{h_B} [1 - 3(2\Omega / h_B - 1)(2z / h_B - 1)]. \quad (2)$$

Конечные значения диагонального распора определяют по формуле (2) для сечений с ординатами  $z=0$  и  $z=h_B$ :

$$f^B = \frac{N}{h_B} [1 + 3(2\Omega / h_B - 1)]; \quad (3)$$

$$f^H = \frac{N}{h_B} [1 - 3(2\Omega / h_B - 1)]. \quad (4)$$

Максимальное значение давления диагонального распора на стенки воронки, параллельные осям  $y(x)$ , можно рассчитать по формуле

$$q_{x(y)}^z = \frac{2f_{x(y)}^z}{A_{y(x)}^z}, \quad (5)$$

где стороны прямоугольника, образованные следами стенок воронки в рассматриваемом сечении, равны

$$A_{x(y)}^z = A_{x(y)} - (\text{ctg} \alpha_{i+1} + \text{ctg} \alpha_{i-1})z, \quad (6)$$

где  $\alpha_{i+1}, \alpha_{i-1}$  — углы наклона противоположных стенок воронки к горизонту.

С учетом зависимостей

$$\frac{f_x^z}{f_y^z} = \frac{A_x^z}{A_y^z} \text{ и } f^z = \sqrt{(f_x^z)^2 + (f_y^z)^2} \quad (7)$$

получают закон распределения горизонтального давления диагонального распора на стенки воронки и соотношение этих давлений на смежные стенки:

$$q_{x(y)}^z = \frac{2f^z \cdot A_{x(y)}^z}{A_{y(x)}^z \cdot \sqrt{(A_x^z)^2 + (A_y^z)^2}}; \quad (8)$$

$$\frac{q_x^z}{q_y^z} = \left( \frac{A_x^z}{A_y^z} \right)^2. \quad (9)$$

Конечные значения интенсивности давления диагонального распора на стенки воронки, т. е. в уровне верхнего и нижнего оснований воронки, соответственно равны:

$$q_{x(y)}^B = \frac{2f^B \cdot A_{x(y)}}{A_{y(x)} \cdot \sqrt{(A_x)^2 + (A_y)^2}}; \quad (10)$$

$$q_{x(y)}^H = \frac{2f^H \cdot A_{x(y)}}{A_{y(x)} \cdot \sqrt{(A_x)^2 + (A_y)^2}}. \quad (11)$$

Приведенные выше формулы справедливы для воронки в виде усеченной пирамиды, т. е. когда направления всех диагоналей, образованных следами стенок воронки на горизонтальных сечениях, одинаковы.

У воронки в виде усеченного клина направление этих диагоналей меняется по высоте воронки, и соответственно меняется значение  $f^z$ . Это учитывается введением поправочного коэффициента в формулы (2) — (11).

Лотковый (например, гибкий) бункер разбивается по длине на температурные блоки. Температурные швы бункера совмещаются с температурными швами каркаса. Температурный зазор перекрывается традиционно стальной полосой, прикрепленной одной кромкой (с одной стороны температурного шва) к стенке бункера, а другая кромка свободно скользит по стенке.

В состоянии покоя, а также при раскрытии температурного шва бункер и далее несущий каркас испытывают горизонталь-

ное активное давление сыпучего материала с равнодействующей  $E_A$  (рис. 3а, рис. 3б).

При закрытии температурного шва (повышении температуры окружающей среды) приходится преодолевать уже пассивное давление сыпучего материала с равнодействующей  $E_{П}$ , которое примерно в 20 раз больше активного давления (рис. 3в).

Если прочности и жесткости несущего каркаса в продольном направлении недостаточно для восприятия пассивного давления сыпучего материала, то шов не закрывается полностью или частично. С каждым циклом изменения температуры окружающей среды остаточные перемещения конструкций из-за частичного незакрытия раскрывшегося температурного шва накапливаются. И так до разрушения несущих конструкций каркаса или нарушения целостности бункера.

Сказанное в полной мере подтвердилось при эксплуатации одного из наиболее крупных гибких бункеров на Качканарском ГОКе. Пролет бункера 18 м, высота 12,55 м, общая длина 540 м. Плотность руды 2,5 т/м<sup>3</sup> [3]. Бункер поддерживается каркасом, выполненным по рамно-связевой схеме.

Равнодействующие активного или пассивного давления и ординату точки их приложения можно определить по формулам:

$$E = 2 \int_0^f P(y) \cdot x \cdot dy; \quad (12)$$

$$\xi = \left( 2 / E \int_0^f P(y) \cdot x \cdot y \cdot dy \right), \quad (13)$$

где  $P(y) = \rho(f - y)m_{A(П)}$  — распределение горизонтального давления;

$q_a = 2 \cdot x \cdot \rho(f - y)m_A$  — распределение активного давления в поперечном сечении гибкого бункера (см. рис. 3а, б);

$q_n = 2 \cdot x \cdot \rho(f - y)m_{П}$  — распределение пассивного давления в поперечном сечении гибкого бункера (см. рис. 3в);

$\rho$  — удельный вес сыпучего материала;

$m_{A(П)} = \text{tg}^2(45^\circ \mp \varphi/2)$  — коэффициент активного (пассивного) давления сыпучего материала (знак плюс для пассивного давления);

$\varphi$  — угол внутреннего трения сыпучего материала.

Остальные обозначения даны на рис. 3а.

Для упрощения расчетов принимают очертания стенок гибкого бункера по квадратной параболе, т. е.  $x = \pm(b/2)\sqrt{y/f}$ . Это выражение подставляют в формулы (12) и (13) и после интегрирования получают:

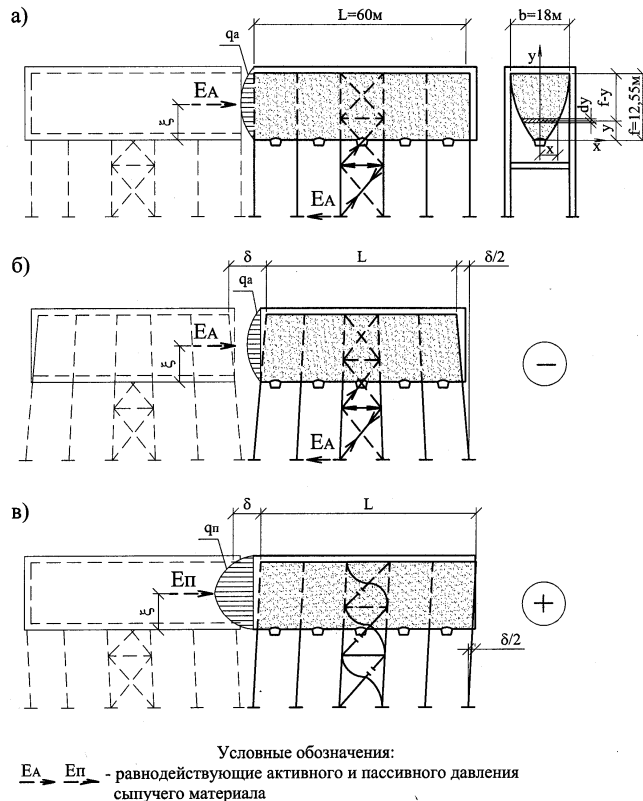
$$E = (4/15)b \cdot f^2 \cdot \rho \cdot m, \quad (14)$$

$$\xi = (3/7)f \quad (15)$$

Для бункера на Качканарском ГОКе  $\rho = 25$  кН/м<sup>3</sup>;  $b = 18$  м;  $f = 12,55$  м;  $\varphi = 40^\circ$ ;  $m_A = \text{tg}^2(45^\circ - 20^\circ) = 0,217$ ;  $m_{П} = \text{tg}^2(45^\circ + 20^\circ) = 4,6$ , с учетом которых равнодействующие активного и пассивного давления руды соответственно равны  $E_A = 4,1$  МН,  $E_{П} = 87$  МН, а ордината точки их приложения  $\xi = 5,38$  м. Равнодействующие усилия приложены на расстоянии примерно 30 м от верха фундамента.

Каркас не был рассчитан на воздействие пассивного давления руды, поэтому не обеспечивал закрытие температурного шва после предыдущего раскрытия.

В результате шов раскрывался со скоростью в среднем 1 см в год в течение 20 лет, пока повреждение не было об-



**Рисунок 3 — Взаимодействие сыпучего материала с несущими конструкциями: а — статика; б — понижение температуры окружающей среды — раскрытие температурного шва; в — понижение температуры окружающей среды — возникновение пассивного давления сыпучего материала при необходимости закрытия температурного шва**

наружено. Соответственно переместились (наклонились) колонны. Растянутые раскосы крестовых связей разорвались, а сжатые — потеряли устойчивость (см. рис. 3в).

В данном случае температурный шов в бункере следовало решить с устройством двух торцевых стенок, которые испытывают воздействие только активного давления сыпучего материала.

В рамках работы [4] выполнены экспериментально-теоретические исследования характера взаимодействия сыпучего материала с коническим бункером, запроектированным по пространственной схеме. Параметры бункера реальные: диаметр верхнего и нижнего основания 6,0 и 2,5 м соответственно, высота 6,43 м, четыре опоры, толщина опорной зоны стенок переменная 12 и 8 мм, на остальной части — 4 мм, плотность руды 3 т/м<sup>3</sup>.

Теоретические исследования проведены на программном комплексе «Лира — Windows». Рассмотрено два варианта заполнения бункера: условным несвязным сыпучим материалом (жидкостью) и реальным сыпучим материалом, представленным в расчетной схеме упругим полупространством по теории Винклера [5, 6] с коэффициентом постели 10 МН/м<sup>3</sup>.

Деформированное состояние состояния конического бункера для двух вариантов заполнения, т. е. жидкостью и сыпучим мате-



риалом, представлено на рис. 4, который показывает, что сыпучий материал стабилизирует стенки конического бункера.

Характер взаимодействия сыпучего материала заполнения с опорами бункера исследован экспериментально на установке с моделью бункера из чертежной бумаги (ватмана). Эксперимент показал, что сыпучий материал заполнения способен воспринимать горизонтальную составляющую опорной реакции бункера полностью или частично. Сила, воспринимаемая сыпучим материалом — отпор, — рассчитана методом сил по следующей схеме (рис. 5): стойка защемлена внизу и имеет упругоподатливую горизонтальную связь наверху; в средней части стойка имеет неподвижную горизонтальную опору, реализованную вертикальными связями; сыпучий материал представлен упругим полупространством; горизонтальная жесткость оболочки бункера не учитывается; стойка нагружена опорной реакцией  $V$ .

Используя интеграл Мора, определяют перемещения верха колонны от силы  $(H-F)$ . Эту задачу решают методом сил, перемножив эпюры от единичной силы  $M_1$  (рис. 6в) и грузовой  $M_p$  (рис. 6г),

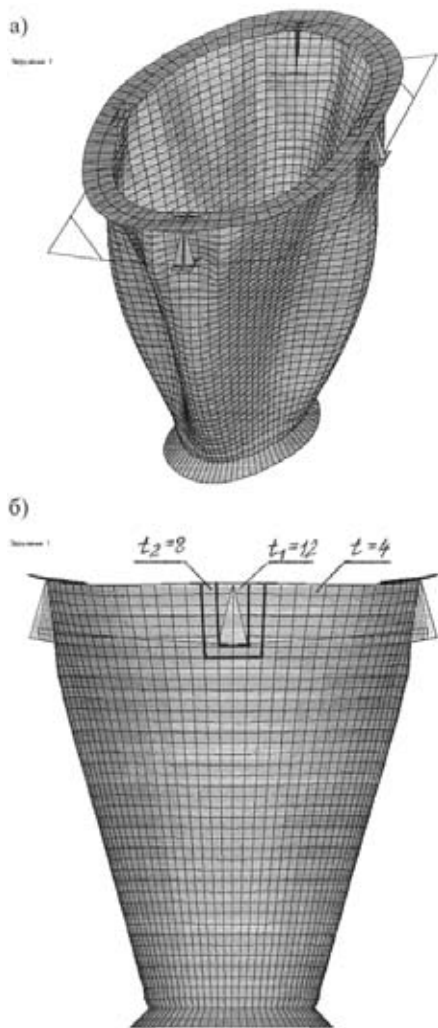


Рисунок 4 — Деформированная схема круглого бункера на четырех опорах при заполнении: а — жидкостью; б — сыпучим материалом

$$\Delta_{1p} = \frac{1}{EI} \cdot \left[ \frac{1}{3} \cdot l_1 \cdot l_1 (H-F) \cdot l_1 + \frac{1}{3} \cdot l_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot l_2 (H-F) \cdot l_1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot l_2 \cdot \frac{(H-F) \cdot l_1}{2} \right] = \frac{l_1^2 \cdot (H-F) \cdot \left[ l_1 + \frac{3}{4} \cdot l_2 \right]}{3EI} \quad (16)$$

Для определения величины силы  $F$  (отпор сыпучего материала) использовали уравнение совместности деформаций. Принятая модель грунтового основания описывается следующим уравнением — зависимостью между деформациями и коэффициентом постели

$$\Delta = \frac{p}{k_{II}}, \quad (17)$$

где  $p$  — давление на граничную поверхность сыпучего материала (грунта), кг/см<sup>2</sup>;

$k_{II}$  — коэффициент постели, кг/см<sup>3</sup>;

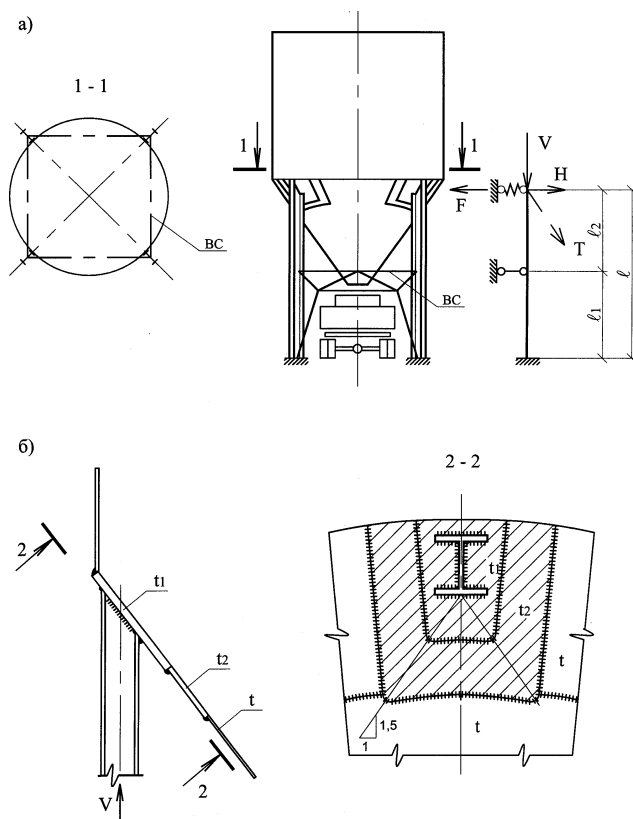
$\Delta = \Delta_B + \Delta_0$  — деформации сыпучего материала (грунта);

$\Delta_B$  — восстанавливаемая величина деформаций;

$\Delta_0$  — остаточная величина деформации (в нашем случае  $\Delta_0=0$ ).

Приравняв значения  $\Delta_{1p}$  и  $\Delta$ , определяют искомую величину отпора грунта  $F$

$$\Delta_{1p} = \Delta = F/A \cdot k_{II}, \quad (18)$$



Условные обозначения:  
BC - вертикальная связь по колоннам

Рисунок 5 — Схема круглого бункера с опиранием на колонны: а — общий вид бункера и расчетная схема колонны; б — опорный узел

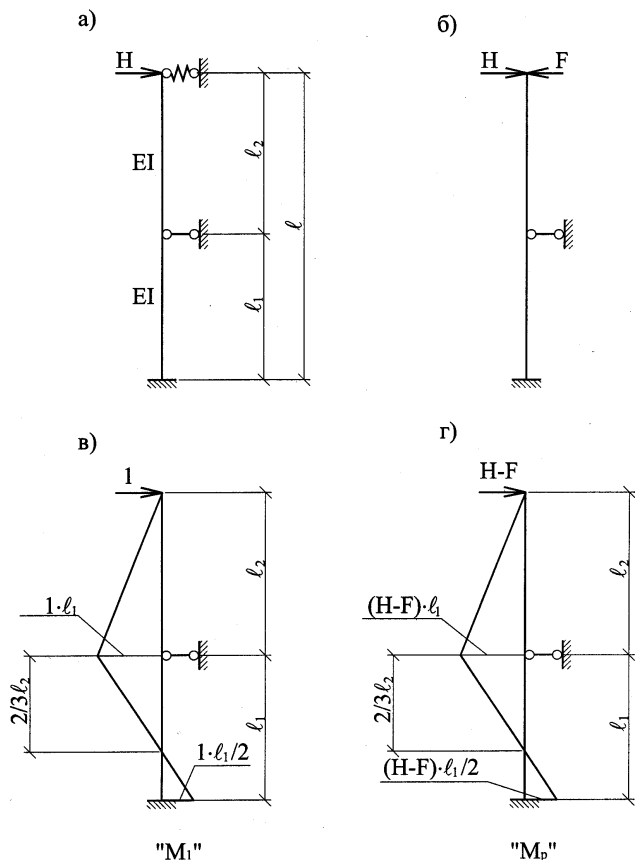


Рисунок 6 — Расчетная схема колонны: а — исходная система; б — основная система метода сил; в — единичная эпюра  $M_1$ ; г — грузовая эпюра  $M_p$

где  $A$  — площадь действия опорной реакции, принимается равной площади утолщенной части стенки бункера опорной зоны  $t_1$  и  $t_2$  (см. рис. 5б).

Приравняв величины перемещений, получают

$$\frac{1}{EI} \cdot \frac{1}{3} \cdot l_1^2 (H - F) [l_1 + 0,75 \cdot l_2] = \frac{F}{A \cdot k_{\Pi}} \quad (19)$$

Для дальнейших расчетов громоздкие значения множителей заменяют коэффициентом

$$L = l_1^2 (l_1 + 0,75 l_2) / 3 \quad (20)$$

и получают

$$\frac{L(H - F)}{EI} = \frac{F}{A \cdot k_{\Pi}} \quad (21)$$

Выражение (21) приводят к линейному виду

$$L \cdot H \cdot A \cdot k_{\Pi} - L \cdot F \cdot A \cdot k_{\Pi} = F \cdot EI \quad (22)$$

После приведения подобных получают

$$F(EI + L \cdot A \cdot k_{\Pi}) = L \cdot H \cdot A \cdot k_{\Pi} \quad (23)$$

Из формулы (23) выражают значение  $F$  — отпор сыпучего материала

$$F = \frac{L \cdot H \cdot A \cdot k_{\Pi}}{EI + L \cdot A \cdot k_{\Pi}} = \frac{H}{\frac{EI}{L \cdot A \cdot k_{\Pi}} + 1} \quad (24)$$

где  $H$  — горизонтальная составляющая опорой реакции бункера;

$EI$  — жесткость колонны на изгиб;

$L = l_1^2 (l_1 + 0,75 l_2) / 3$  — линейный параметр колонны (см. рис. 6);

$A$  — площадь действия опорной реакции принимается равной площади утолщенной части опорной зоны  $t_1$  и  $t_2$  стенки (защтрихована на рис. 5б);

$k_{\Pi}$  — коэффициент постели сыпучего материала.

#### Пример расчета по формуле (24)

По результатам расчета и конструирования стального круглого бункера имеем следующие данные:

$H = 1\,000$  кН;  $E = 2,06 \cdot 10^8$  кН/м<sup>2</sup>;  $l_1 = 5$  м;  $l_2 = 4$  м;  $I = 5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>4</sup>;

$A = 0,5$  м<sup>2</sup>;

$k_{\Pi} = 10\,000$  кН/м<sup>3</sup>;  $EI = 1,03 \cdot 10^5$  кН·м<sup>2</sup>.

По формуле (24) значение отпора сыпучего материала равно

$$F = \frac{H}{1 + \frac{EI}{L \cdot A \cdot k_{\Pi}}} = \frac{1000}{1 + \frac{1,03 \cdot 10^5}{66,7 \cdot 0,5 \cdot 10000}} = 764 \text{ кН}$$

где  $L = l_1^2 (l_1 + 0,75 l_2) / 3 = 5^2 (5 + 0,75 \cdot 4) / 3 = 66,7 \text{ м}^3$ .

При учете отпора сыпучего материала на колонну передается 236 кН горизонтальной нагрузки, сыпучий материал воспринимает 764 кН.

**Вывод.** Установлено, что влияние сыпучего материала заполнения на работу несущих конструкций бункера и каркаса существенно и это следует учитывать при проектировании, а по возможности использовать в качестве несущего элемента.

### Литература

1. Ягофаров Х. О расчетной схеме стальной пирамидальной воронки бункера // Изв. вузов. Строительство. — 1985. — № 12. — С. 4 — 8.
2. Ягофаров Х. Статическая несимметричность геометрически симметричного пирамидально-призматического бункера // Изв. вузов. Строительство. — 1997. — № 3. — С. 114 — 118.
3. Ягофаров Х., Захаров Н.П. Из опыта реконструкции гибких бункеров большой вместимости // Промышленное строительство. — 1988. — № 12. — С. 21 — 23.
4. Ягофаров А.Х. Совершенствование конструкции, уточнение расчета и оптимальные параметры стального круглого бункера: Дис. ... канд. техн. наук. — Екатеринбург, 2005. — 280 с.
5. Механика грунтов, основания и фундаменты / Под ред. С.Б. Ухова; 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 2002. — 566 с.
6. Березин Ю.Л., Брижак О.В. Расчет разгрузочных устройств бункеров с учетом физико-механических свойств руды // Обогащение руд. — 1967. — № 2. — С. 33 — 35.



# НЕСОПРЯЖЕННЫЕ СООТНОСИТЕЛЬНЫЕ РЕЛЬСОВЫЕ ЦЕПИ

**В качестве перспективных рельсовых цепей (РЦ) [1, 2] рассмотрим неограниченные с адаптивным приемником, к которым относятся соотносительные и комбинированные рельсовые цепи, способные работать при пониженном сопротивлении изоляции, иметь большую длину рельсовой линии (РЛ) и повышенную шунтовую чувствительность.**

Различают типовые (рис. 1, блок 1), соотносительные (рис. 1, блок 2) и комбинированные (рис. 1, блок 3) РЦ.

Соотносительные рельсовые цепи (СРЦ) — рельсовые цепи, контроль состояния которых осуществляется посредством сравнения значения контролируемого параметра рельсовой линии с одноименным параметром этой или близлежащих рельсовых линий, объединенных в контролируемую зону (КЗ). В зону контроля могут входить компактно расположенные две или более рельсовые линии.

Комбинированные рельсовые цепи (КРЦ) — рельсовые цепи, контроль состояния которых осуществляется методами СРЦ и относительных рельсовых цепей (ОРЦ), учитывающих текущее сопротивление изоляции.

Соотносительные рельсовые цепи могут быть несопряженными (СРЦ<sub>н</sub>) (рис. 1, блок 2.1) или сопряженными (СРЦ<sub>с</sub>). СРЦ<sub>с</sub> делятся на рельсовые цепи с парным (СРЦ<sub>сп</sub>) (рис. 1, блок 2.2) и групповым (СРЦ<sub>гр</sub>) сопряжением (рис. 1, блок 2.3).

Метод парного сопряжения основан на сравнении значений напряжений на приемных концах двух смежных РЛ, объединенных в одну РЦ.

Метод группового сопряжения отличается от метода парного тем, что значение напряжения на приемном конце одной рельсовой линии сравнивают с одноименными значениями напряжений одной или нескольких близлежащих РЛ, и в рельсовую цепь входит одна рельсовая линия.

Конструктивно наиболее простыми являются несопряженные соотносительные рельсовые цепи СРЦ<sub>н</sub>. Это такие РЦ, контроль состояния которых осуществляется посредством сравнения двух электрических параметров одной РЛ (см. рис. 1, блок 2.1).

Контроль состояния рельсовой линии может быть выполнен следующими методами:

- сравнением значений (определение разности или отношения) модулей или аргументов напряжений на конце РЛ при разных частотах сигнального тока;
- сравнением значений (определение разности или отношения) модулей или аргументов напряжений по концам РЛ при разных входных сопротивлениях начала или конца.

Ниже представлены схемы подключения приборов к РЛ и алгоритмы упомянутых методов контроля состояния РЛ.



Рисунок 1 — Классификация рельсовых цепей

**Метод контроля состояния РЛ по разности значений модулей или аргументов напряжений на конце РЛ при разных частотах сигнального тока.** Схема РЦ для пояснения работы метода с учетом значения модуля напряжения приведена на рис. 2 [3], где изображены следующие элементы:

- ГП<sub>1</sub> и ГП<sub>2</sub> — первый и второй путевые генераторы сигнальных частот  $f_1$  и  $f_2$  соответственно;
- ФП<sub>1</sub> и ФП<sub>2</sub> — первый и второй полосовые фильтры;
- $R_1, R_2$  — ограничивающие резисторы питающего и приемного концов;
- ПРУ — переключающее устройство;
- $R_{K1}, R_{K2}, \dots, R_{KN}$  — резисторы, эквивалентные сопротивлению кабеля;
- $УС_1, УС_2, \dots, УС_N$  — устройства согласования УС (первый, второй, ...,  $n$ -й путевые трансформаторы ТП<sub>1</sub>, ТП<sub>2</sub>, ..., ТП<sub>N</sub>);
- РЛ <sub>$i-1$</sub> , РЛ <sub>$i$</sub> , РЛ <sub>$i+1$</sub> , ..., РЛ <sub>$N$</sub>  —  $i-1$ -я,  $i$ -я,  $i+1$ -я, ...,  $n$ -я рельсовые линии;
- $V_1$  и  $V_2$  — первый и второй выпрямители;
- ФС<sub>1</sub> и ФС<sub>2</sub> — первый и второй сглаживающие фильтры;
- АЦП<sub>1</sub> и АЦП<sub>2</sub> — первый и второй аналогоцифровые преобразователи;
- ПП — путевой приемник.

Суть метода заключается в том, что при свободной РЛ каждому значению напряжения одной частоты соответствует напряжение другой.

Питание РЦ осуществляется от двух путевых генераторов ГП<sub>1</sub> и ГП<sub>2</sub>, которые подключены к РЛ через полосовой фильтр ФП<sub>1</sub>, резистор  $R_1$ , переключающее устройство ПРУ (Вх и ВВ<sub>1</sub>), резистор  $R_{K1}$ , устройство согласования УС<sub>1</sub>. К другому концу РЛ через согласующее устройство УС<sub>2</sub>, резистор  $R_{K2}$ , переключающее устройство ПРУ (ВВ<sub>2</sub> и Вых), резистор  $R_2$ , полосовой фильтр ФП<sub>2</sub>, выпрямители  $V_1$  и  $V_2$ , сглаживающие фильтры ФС<sub>1</sub> и ФС<sub>2</sub>, аналогоцифровые преобразователи АЦП<sub>1</sub> и АЦП<sub>2</sub> подключены первый (Вх<sub>1</sub>) и второй (Вх<sub>2</sub>) входы путевого приемника ПП.

В представленной схеме предусмотрено переключающее устройство ПРУ, которое поочередно подключает путевые генераторы ГП<sub>1</sub> и ГП<sub>2</sub> к одному концу рельсовых линий РЛ <sub>$i-1$</sub> , РЛ <sub>$i$</sub> , РЛ <sub>$i+1$</sub> , ..., РЛ <sub>$N$</sub> , путевой приемник ПП к другому концу этих же рельсовых линий. Схемы подключения приборов к РЛ приводятся для случаев, когда контролируемым параметром является модуль напряжения или тока приемного конца РЛ.

Блок-схемы алгоритмов контроля состояния РЛ при двухчастотном питании представлены на рис. 3 и 4, где  $U_{f1}$  и  $A_{f1}$  — модуль и аргумент напряжения приемного конца РЦ, создаваемые путевым генератором ГП<sub>1</sub> частотой  $f_1$ ;  $U_{f2}$  и  $A_{f2}$  — модуль и аргумент напряжения приемного конца РЦ, создаваемые путе-



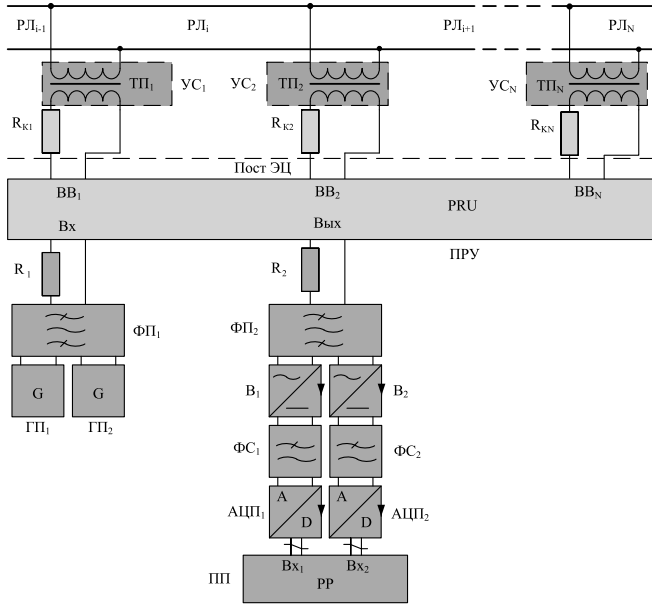


Рисунок 2 — Схема рельсовой цепи с питанием от двух генераторов

вым генератором ГП<sub>2</sub> частотой  $f_2$ ;  $U_{п0}$  и  $A_{п0}$  — модуль и аргумент порогового напряжения освобождения;  $U_{п3}$  и  $A_{п3}$  — модуль и аргумент порогового напряжения занятия;  $P$  — идентификатор состояния рельсовой цепи (здесь и далее: если  $P = 0$  — рельсовая цепь свободна, если  $P = 1$  — рельсовая цепь занята).

Действия алгоритмов контроля состояния РЛ по модулю напряжения приемного конца (см. рис. 3) и по аргументу напряжения приемного конца (см. рис. 4) осуществляются следующим образом. Вводятся значения модулей или аргументов напряжения приемного конца (блоки 1 и 2), проверяется условие освобождения РЦ (разность текущих значений модулей  $U_{f1} - U_{f2}$  или аргументов  $A_{f1} - A_{f2}$  должна превышать пороговое значение  $U_{п0}$  или  $A_{п0}$ ) (блок 3). При выполнении условия освобождения фиксируется свобода РЦ (блок 4), в противном случае проверяется условие занятия РЦ (блок 5), и если оно выполняется (разность текущих значений модулей  $U_{f1} - U_{f2}$  или аргументов  $A_{f1} - A_{f2}$  должна быть ниже порогового значения  $U_{п3}$  или  $A_{п3}$ ), то происходит фиксация занятия РЦ (блок 6).

**Метод контроля состояния РЛ по разности значений модулей или аргументов напряжений по концам РЛ при разных входных сопротивлениях начала.** Схема РЦ для пояснения работы метода с учетом значения модуля напряжения приведена на рис. 5 [4, 5], где изображены приборы, действия которых аналогичны одноименным приборам, представленным на рис. 2. Кроме того, дополнительно предусмотрены следующие приборы: конденсатор  $C$ , катушка индуктивности  $L$ , управляющее реле УП, резистор  $R$ .

Суть метода заключается в том, что напряжение на приемном конце при одном входном сопротивлении начала должно соответствовать одноименному напряжению при другом входном сопротивлении начала.

Питание РЦ осуществляется от путевого генератора ГП, который подключен к рельсовой линии РЛ<sub>i</sub> через первый полосовой фильтр ФП<sub>1</sub>, конденсатор  $C$  или индуктивность  $L$ ,

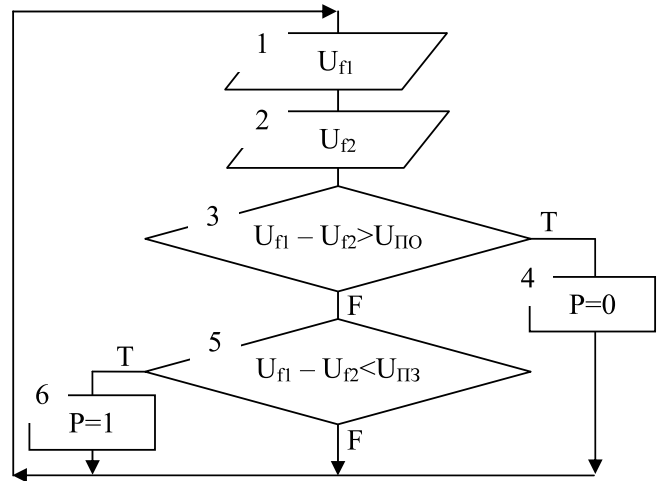


Рисунок 3 — Блок-схема алгоритма контроля состояния рельсовой линии по модулю напряжения приемного конца при двухчастотном питании

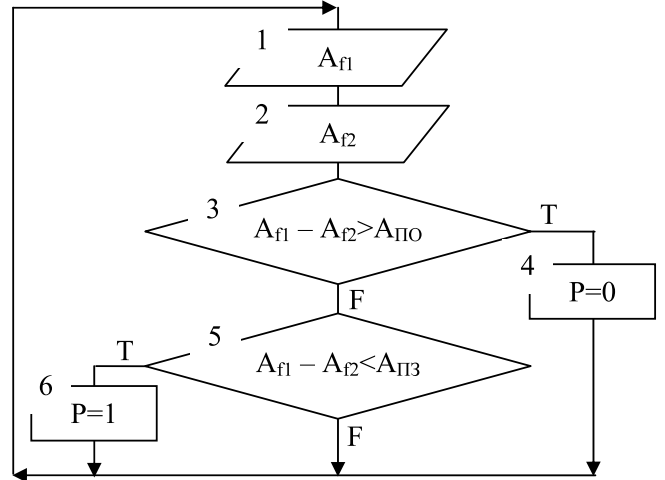


Рисунок 4 — Блок-схема алгоритма контроля состояния рельсовой линии по аргументу напряжения приемного конца при двухчастотном питании

контакт-реле УП, переключающее устройство ПРУ (Вх и ВВ<sub>1</sub>), резистор  $R_{к1}$ , первое устройство согласования УС<sub>1</sub>. К другому концу рельсовой линии РЛ<sub>i</sub> через второе устройство согласования УС<sub>2</sub>, резистор  $R_{к2}$ , переключающее устройство ПРУ (ВВ<sub>2</sub> и Вых), резистор  $R$ , второй полосовой фильтр ФП<sub>2</sub>, выпрямитель В, сглаживающий фильтр ФС, аналогоцифровой преобразователь АЦП подключен путевого приемник ПП.

Блок-схемы алгоритмов контроля состояния РЛ при разных входных сопротивлениях начала представлены на рис. 6 и 7, где  $U_c$  и  $A_c$  — модуль и аргумент напряжения приемного конца РЦ при емкостном входном сопротивлении начала;  $U_l$  и  $A_l$  — модуль и аргумент напряжения приемного конца РЦ при индуктивном входном сопротивлении начала;  $U_{п0}$  и  $A_{п0}$  — модуль и аргумент порогового напряжения освобождения;  $U_{п3}$  и  $A_{п3}$  — модуль и аргумент порогового напряжения занятия;  $P$  — идентификатор состояния рельсовой цепи.

Действия алгоритмов контроля состояния РЛ по модулю напряжения на конце РЛ (см. рис. 6) и по аргументу напряже-

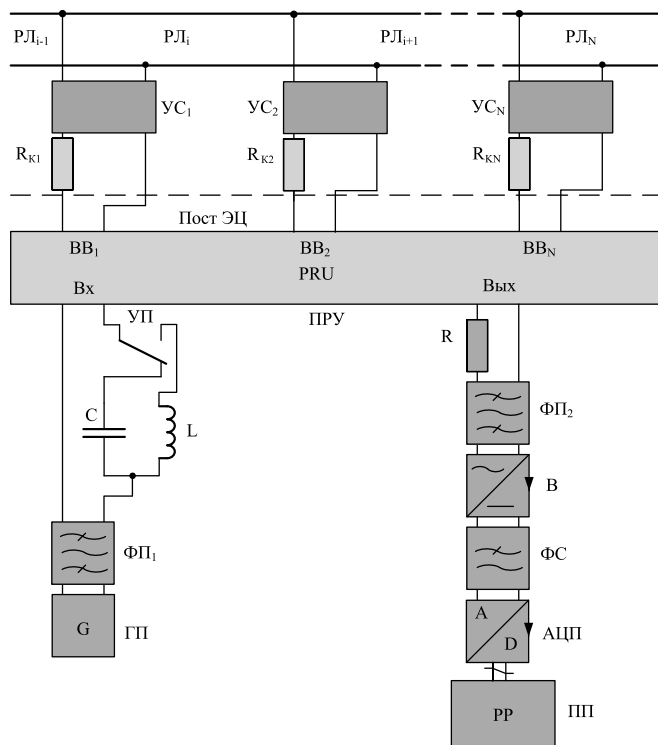


Рисунок 5 — Схема рельсовой цепи с контролем состояния рельсовой линии по разности модулей напряжений по концам РЛ при разных входных сопротивлениях начала

ния на конце РЛ (см. рис. 7) осуществляются следующим образом. Вводятся значения модулей или аргументов напряжения приемного конца РЦ при разных входных сопротивлениях начала (блоки 1 и 2), проверяется условие освобождения РЦ (разность текущих значений модулей  $U_c - U_L$  или аргументов  $A_c - A_L$  должна превышать пороговое значение  $U_{п0}$  или  $A_{п0}$ ) (блок 3). При выполнении условия освобождения фиксируется свобода РЦ (блок 4), в противном случае проверяется условие занятия РЦ (блок 5), и если оно выполняется (разность текущих значений модулей  $U_c - U_L$  или аргументов  $A_c - A_L$  должна быть ниже порогового значения  $U_{п3}$  или  $A_{п3}$ ), то происходит фиксация занятия РЦ (блок 6).

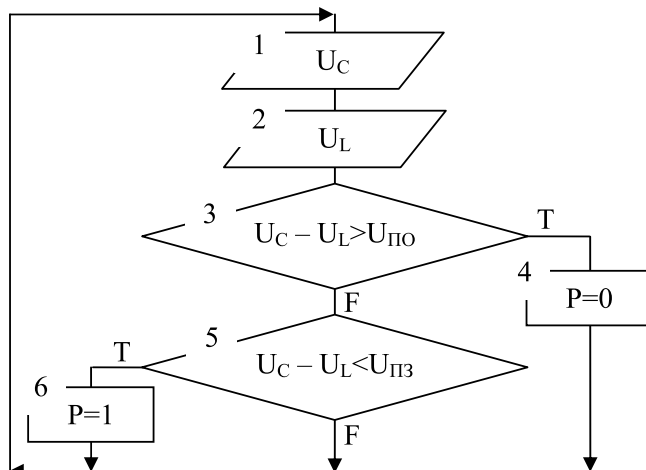


Рисунок 6 — Блок-схема алгоритма контроля состояния рельсовой линии по модулю напряжения на конце РЛ при разных входных

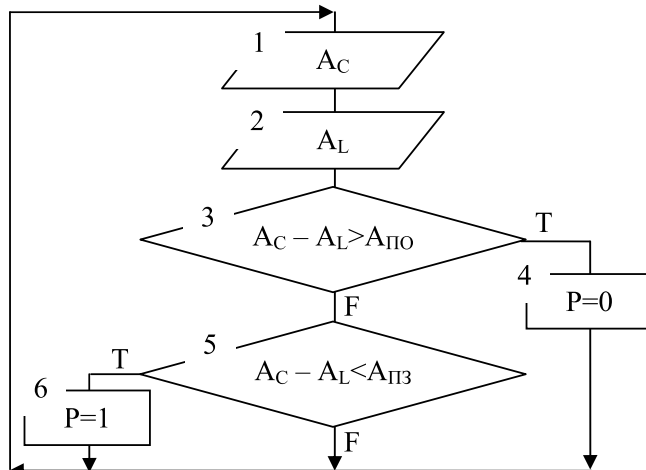


Рисунок 7 — Блок-схема алгоритма контроля состояния рельсовой линии по аргументу напряжения на конце РЛ при разных входных сопротивлениях начала

Исследование предложенных методов на ЭВМ показывает, что их использование позволяет увеличить длину РЛ и повысить шунтовую чувствительность.

## Литература

1. Полевой Ю.И. Совершенствование устройств контроля состояния железнодорожных путевых участков. — Самара: СамГАПС, 2005. — 134 с.
2. Полевой Ю.И., Трошина М.В., Ахмадуллин Ф.Р. Перспективные методы контроля состояния железнодорожных путевых участков // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Матер. 2-й Междунар. науч.-практ. конф. — Самара: СамГАПС, 2006. — С. 171 — 173.
3. Патент 2250850 РФ, МПК В 61 L 23/16. Способ контроля свободы путевых участков / Ю.И. Полевой, Л.В. Полевая, М.В. Трошина (РФ). — № 2003126194/11; Заявлено 26.08.03; Опубли. 27.04.05 Бюл. № 12; Приоритет 26.08.03. — 6 с.
4. Патент 2184044 РФ, МПК В 61 L 23/16. Рельсовая цепь / Ю.И. Полевой, В.Н. Яковлев, Е.М. Тарасов, И.Н. Звездин и др. (РФ). — № 2000119664/28; Заявлено 24.07.2000; Опубли. 27.06.02. Бюл. № 18. Приоритет 24.07.2000. — 6 с.
5. Патент 2185300 РФ, МПК В 61 L 23/16. Способ контроля свободного состояния рельсовой линии / Ю.И. Полевой, И.Н. Звездин, М.В. Трошина (РФ). — № 2000117110/28; Заявлено 27.06.2000; Опубли. 20.07.02. Бюл. № 20. Приоритет 27.05.2000. — 4 с.



## ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВЫСОКОЙ ПОМЕХОУСТОЙЧИВОСТИ И НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ АБ И АЛС

Скоростное движение поезда в любое время и при любых метеоусловиях вполне выполнимо, если машинист будет уверен в исправности пути, по которому он ведет поезд, и надежно осведомлен о показаниях путевого светофора, к которому приближается поезд. Именно эти сведения доставляла к локомотивному устройству разработанная в середине прошлого века система автоматической локомотивной сигнализации непрерывного типа (АЛСН) [1]. Она фиксировала состояние рельсовой цепи и передавала по ней на светофор, расположенный в кабине локомотива, показания путевого светофора в виде простого незащищенного кода из 2 — 3 импульсов постоянного или переменного тока.

Кодирование показаний путевого светофора осуществлялось маятниковым, электромашинным трансмиттером, затем трансмиттером на интегральных микросхемах. Для декодирования использовались схемы на электромагнитных реле.

Система существенно повышала пропускную способность железнодорожных участков и безопасность движения поездов по ним, обеспечивала комфортные условия работы поездной бригады.

На участках с паровозной и тепловозной тягой АЛСН успешно отвечала своему назначению, а на участках с электротягой в работе системы стали происходить сбои, обусловленные искажениями передаваемых кодов помехами, вызванными протеканием по рельсам тягового тока. На грузонапряженных скоростных электрифицированных участках из-за большого числа сбоев применение АЛСН оказалось бессмысленным.

В связи с этим появилась проблема резкого повышения помехоустойчивости систем автоматической локомотивной сигнализации. Ее пытались решить кодированием показаний путевых светофоров в виде двух синусоидальных сигналов разной частоты (в системе АЛСЧ [2]), использованием амплитудно-модулированных сигналов с несущими частотами 425 и 474 Гц и частотами модуляции 8 и 12 Гц (в системе АЛСТ [2]).

Однако таким образом достичь желаемого существенного повышения помехоустойчивости в системе АЛС не удалось.

В связи с этим даже появились сомнения в целесообразности применения рельсового тракта для АЛС. Выход из создавшегося положения нашли в переходе к системам интервального регулирования движением поездов с использованием счетчиков осей подвижных единиц [3].

Однако было бы большим упущением отказаться от использования такого повсеместно распространенного и объективно существующего канала передачи сигналов, каким являются рельсовые цепи. Поэтому исследования по изысканию методов повышения помехоустойчивости систем управления и обеспечения безопасности движения поездов, использующих рельсовый тракт передачи, продолжались на основе последних достижений теории связи, а также возможностей современной элементной базы.

Результатом этих исследований явилось создание в начале 80-х гг. прошлого столетия высокопомехоустойчивой сис-

темы АЛС-ЕН (АЛС единого ряда с непрерывным рельсовым каналом связи). В этой системе для кодирования показаний путевых светофоров и некоторых функций, необходимых для обеспечения безопасности движения поездов, были использованы 8-разрядные коды Бауэра, которые передавались по рельсовому каналу в форме сигналов двукратной фазоворазностной модуляции на несущей частоте 175 Гц [4]. Система реализована на современной элементной базе, что обеспечило ее высокую надежность, а также значительное уменьшение мощности передающих блоков системы, гарантировав тем самым ее надежную работу при уровне полезного сигнала, который в 8 — 10 раз меньше, чем в АЛСН.

Результаты испытаний АЛС-ЕН позволили рекомендовать ее для использования на грузонапряженных участках железных дорог.

Разработка системы АЛС-ЕН явилась примером того, что в настоящее время совершенствование и создание систем управления и обеспечения безопасности движения поездов должно опираться на достижения науки и микроэлектроники.

Теория связи устанавливает [5, 6] возможность оптимального (т. е. предельно достижимого по достоверности) обнаружения двоичного сигнала с известной структурой и «хорошей» автокорреляционной функцией (АКФ) в смеси сигнала с помехами, если для обнаружения применить корреляционный приемник в виде согласованного фильтра (СФ).

Такой способ обнаружения с успехом можно применить для достижения высокой помехоустойчивости как систем АЛС, так и АБ. Заметим, что, как показал обзор литературных источников, данный подход к решению проблемы высокой помехоустойчивости систем АЛС и АБ пока не нашел применения ни в Российской Федерации, ни за границей.

Согласованный фильтр СФ — фильтр, импульсная характеристика которого определяется формой входного сигнала (говорят, что импульсная характеристика СФ «согласована» с сигналом). Последний будем называть согласованным. Особенностью СФ является то, что при поступлении на вход СФ согласованного сигнала на его выходе появляется сигнал в виде автокорреляционной функции (АКФ) согласованного сигнала, при подаче любого другого сигнала — сигнал в виде взаимнокорреляционной функции (ВКФ) согласованного и другого сигнала.



Значит, если на вход СФ поступит аддитивная смесь согласованного сигнала и помехи, на выходе СФ появится сумма сигналов

$$U_{СФ}(t) = U_{АКФ}(t) + U_{ВКФ}(t). \quad (1)$$

К сигналам с «хорошей» АКФ относятся такие, у которых сигнал АКФ содержит один треугольный импульс большой амплитуды, причем ее максимальное значение приходится на момент  $T$  окончания действий на входе СФ двоичного сигнала, а вокруг треугольного импульса симметрично расположены несколько импульсов с малой амплитудой. Максимум амплитуды большого импульса, число и величины амплитуд малых импульсов зависят от структуры двоичного сигнала, согласованного с СФ.

Известно большое число двоичных сигналов, обладающих «хорошими» АКФ. К ним относятся сигналы Баркера [5] (рис. 1), М-последовательности и др.

Нетрудно заключить, имея в виду (1) и рис. 1, что при поступлении на вход СФ смеси сигнала Баркера (а в общем случае любого согласованного сигнала с «хорошей» АКФ) и помехи в момент времени  $T$  окончания согласованного сигнала на выходе СФ появится большой всплеск сигнала, возвышающегося среди других значений выходного сигнала СФ. Этот импульсный сигнал несложно выделить из выходного сигнала СФ.

Отсюда следует, что при поступлении на вход СФ периодической последовательности сигналов, каждый из которых, кроме помехи, будет содержать кодирующий текущее показание путевого светофора согласованный сигнал, из выходного сигнала СФ можно выделить периодическую последовательность коротких импульсов. Ее легко преобразовать в постоянное напряжение и подвести к лампе локомотивного светофора, соответствующей текущему показанию путевого светофора.

Сказанное позволяет обосновать функциональную схему помехоустойчивой системы АЛС, в которой для кодирования показаний путевого светофора применены сигналы с «хорошей» АКФ. Последние после передачи по рельсовому каналу воспринимаются корреляционным приемником в виде СФ, выходной сигнал которых преобразуется к виду, удобному для индикации показаний путевого светофора на локомотивном светофоре.

Функциональная схема помехоустойчивой АЛС приведена на рис. 2.

На рис. 2 обозначены: 1 — дешифратор сигналов АБ; 2 — путевого светофор, 3 (3', 3'', 3''') — блоки формирователей двоичных сигналов с «хорошей» АКФ для каждого показания путевого светофора; 4 — блок «ИЛИ»; 5 — модулятор; 6 — полосовой фильтр; 7 — усилитель мощности; 8 — локомотивные приемные катушки; 9 — колесная пара локомотива; 10 — полосовой фильтр; 11 — входной усилитель; 12 — демодулятор; 13 — блок, предотвращающий обратную работу приемного устройства; 14 — формирователь двоично-

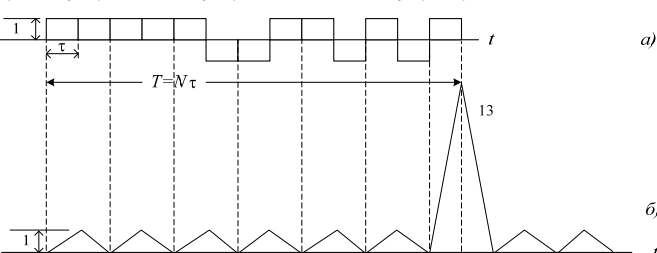


Рисунок 1 — Сигнал Баркера с числом импульсов  $N=13$  (а) и его АКФ (б)

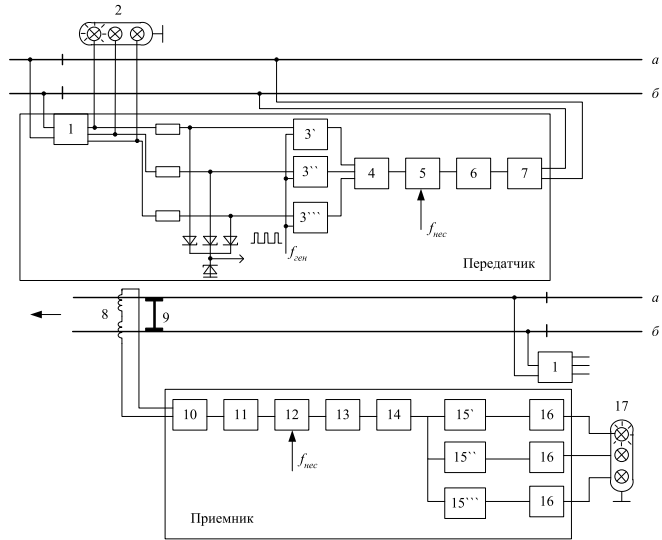


Рисунок 2 — Функциональная схема помехоустойчивой АЛС

го сигнала; 15 (15', 15'', 15''') — согласованные фильтры; 16 — преобразователь импульсного напряжения в постоянное; 17 — локомотивный светофор.

Систему АЛС составляют напольная (блоки 1 — 7) и локомотивная (блоки 8 — 17) части, соединенные рельсовым трактом передачи.

Напольная часть системы обеспечивает:

- управление показаниями светофора 2 по сигналам автоблокировки, осуществляемое блоком 1, вход которого подключен к концу рельсовой цепи блок-участка, расположенного после светофора 2;
- контроль занятости упомянутого блок-участка и исправности его рельсовой цепи; для этого используется сигнал, снимаемый со стабилитрона, включенного в цепь преобразователей уровней выходных сигналов блока 1 и входных уровней блоков 3', 3'', 3''';
- кодирование каждого показания путевого светофора 2 определенной периодической последовательностью двоичных сигналов с «хорошей» АКФ, осуществляемое тем блоком 3, на вход которого поступает сигнал с одного из выходов блока 1;
- преобразование упомянутой последовательности в периодическую последовательность сигналов двухфазной относительной модуляции (ДФОМн) блоками 4, 5, 6;
- доведение уровня мощности сигналов ДФОМн до необходимой величины блоком 7 и передача этих сигналов в рельсовую цепь.

Для кодирования показаний светофора предпочтительнее использовать двоичные сигналы с постоянной амплитудой парциальных импульсов и с АКФ, боковые лепестки которой имеют одинаковую амплитуду, в  $N$  раз меньшую амплитуды большого пика. Последнее требование является необходимым, потому что согласованный фильтр при таких сигналах обеспечивает значительное превышение отношения С/П (отношение мощности полезного сигнала к мощности сигнала помехи) на выходе СФ по сравнению с С/П на входе СФ:

$$\left(\frac{C}{P}\right)_{\text{вых}} \approx N^2 \left(\frac{C}{P}\right)_{\text{вх}}$$

В децибелах это превышение, например, при использовании сигнала Баркера с  $N = 13$ ,  $(C/\Pi)_{вх} = 1$  составит примерно  $10\lg 169 = 22,8$  дБ.

Это соответствует практически безошибочному приему полезного сигнала.

Другим преимуществом применения таких двоичных сигналов является простота схем, реализующих периодическую последовательность двоичных сигналов путем применения кольцевого сигнала на ИМС. На рис. 3 приведена схема кольцевого счетчика на ИМС несложного десятичного счетчика, временная диаграмма которого имеет вид рис. 3а.

Нетрудно заключить, что схема генерирует периодическую последовательность двоичных сигналов типа сигналов Баркера. Действительно, при поступлении тактовых импульсов с выхода ИМС DD1 сигнала работает счетчик DD2, а DD3 за счет задержки в виде каскада DD4.1, DD4.2 не успеет среагировать на первый тактовый импульс, после чего не будет вообще реагировать на тактовые импульсы, потому что на его вход R будет поступать «1» с выхода P ИМС DD2.

После 9-го тактового импульса эта «1» исчезнет и снимет запрет с DD3. ИМС DD3 станет реагировать на тактовые импульсы, одновременно подаст «1» со своего выхода P. Это будет продолжаться, пока не появится «1» с выхода Q<sub>6</sub> ИМС DD2. Тогда с этого выхода поступит «1» на вход R, отчего исчезнет «1» с выхода P этого ИМС и начнет реагировать на тактовые импульсы ИМС DD2, и описанный процесс повторится снова.

ИМС DD3 имеет свободные выходы 3, 4, 5 для того, чтобы обеспечить паузу между двоичными сигналами, равную 4τ. На входы операционного усилителя DA1 поступающие импульсы длительностью τ будут формировать сигнал Баркера. Ампли-

туды его импульсов будут определяться стабилитронами D16-D17.

Токи сигналов ДФОМн, протекая по рельсам возле катушек 8 по движущейся колесной паре, вместе с тяговым током и токами устройств автоматики создают вокруг рельсов переменное магнитное поле. В каждой катушке 8, находящейся в магнитном поле, индуцируется ЭДС. Суммарная ЭДС двух катушек действует на вход полосового фильтра 10. Полоса пропускания фильтра 10 устанавливается равной ширине основной части спектра сигнала ДФОМн, определенной частотами  $f_{нec} - \frac{1}{\tau}$  и  $f_{нec} + \frac{1}{\tau}$ . На выходе фильтра 10 появляется сложный сигнал

со спектром, представляющий собой сумму полезного сигнала ДФОМн и некоторой помехи. Этот суммарный сигнал будет усилен блоками 11, после чего подвергнется демодуляции блоками 12 и 13. Демодулированный сигнал, пройдя через блок 14, предотвращающий обратную работу приемного устройства, поступает на входы согласованных фильтров 15<sup>1</sup>, 15<sup>2</sup>, 15<sup>3</sup>.

Из двух распространенных типов СФ — на многоотводной линии задержки и на сдвигающем регистре [7] — предпочтнее следует отдать последнему, поскольку он более технологичен при реализации СФ: для этого достаточно 1 — 2 ИМС. Однако для своей работы этот СФ требует подачи на один из его входов периодической последовательности продвигающих импульсов с периодом повторения τ, равным длительности парциальных импульсов согласованного сигнала.

Значение τ определяется исходя из значения несущей частоты  $f_{нec}$ , которая является частотой заполнения парциальных импульсов согласованного сигнала.

Несущая частота не должна совпадать с гармониками тягового тока и со спектрами сигналов устройств автоматики, используемыми рельсовый тракт передачи. Можно принять  $f_{нec} = 313$  Гц. Считая, что каждый парциальный импульс заполняется 10 периодами несущей частоты, находим

$$\tau = \frac{10}{313} = 0,0319 \text{ с.}$$

Сигнал Баркера содержит 13 импульсов. Значит, его длительность составит

$$T = 13\tau = 0,4147 \text{ с.}$$

Можно принять паузу между согласованными сигналами равной 4τ. Тогда длительность паузы будет

$$T_n = 4\tau = 0,12780 \text{ с,}$$

а период повторения сигналов с периодической последовательности составит

$$T' = T + T_n = 0,4147 + 0,1278 = 0,5425 \text{ с.}$$

Из сигнала, поступающего на вход регистровой ИМС, во избежание выхода ее из строя необходимо исключить отрицательные импульсы (рис. 4а). На рис. 4б представлена полная схема оконечной части локомотивного устройства АЛС с СФ, выполненным на триггерном регистре.

Корреляционный приемник (СФ) сигнала Баркера с  $N = 13$  представлен 13-триггерным сдвигающим регистром.

Каждый импульс входного сигнала устанавливает первый триггер в определенное состояние до прихода продвигающего

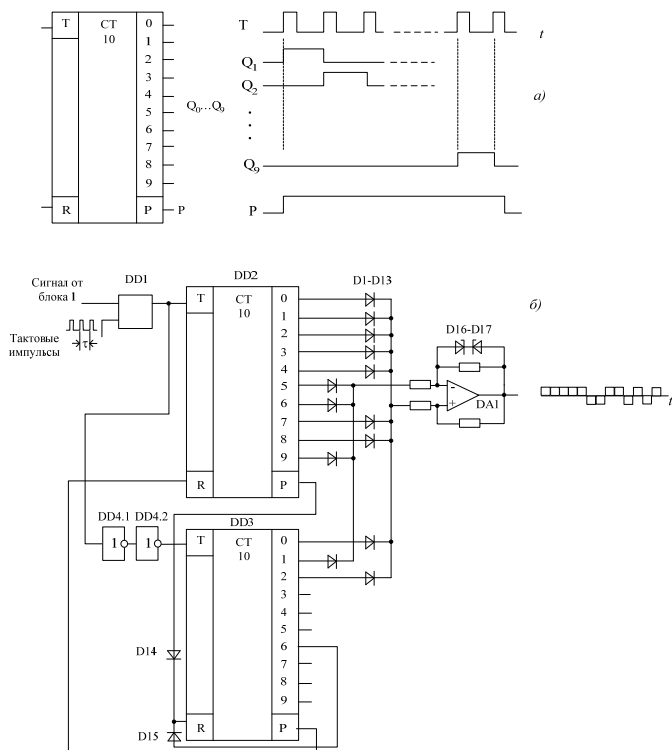


Рисунок 3 — Схема счетчика на ИМС

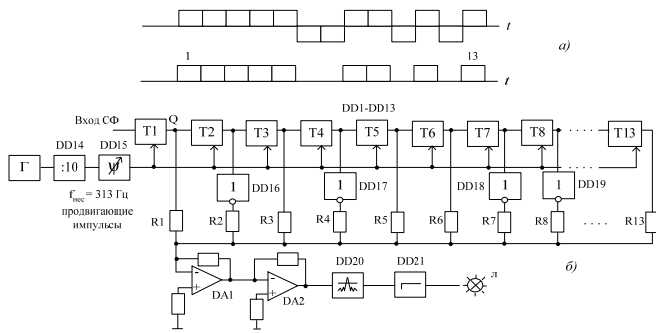


Рисунок 4 — Схема оконечной части локомотивного устройства АЛС с СФ на триггерном регистре

импульса. С приходом последнего состояние первого триггера передается второму триггеру, а первый устанавливается в состояние, соответствующее второму импульсу входного сигнала и т. д. Аналогично функционируют и остальные триггеры регистра, пока не зафиксируются все импульсы входного сигнала.

С выходов  $Q$  триггеров сигналы передаются к резисторам  $R1...R13$  сумматора, выполненного на операционных усилителях  $DA1$  и  $DA2$ , причем выходы триггеров, фиксирующих нулевые импульсы входного сигнала, соединяются с резисторами через инверторы  $DD16...DD19$ .

Можно обойтись без инверторов, если к резисторам подводить сигналы с выходов  $Q$  триггеров. К выходу сумматора каскадно подключены ограничитель выходного сигнала сумматора  $DD20$  и формирователь постоянного напряжения  $DD21$  из периодической последовательности импульсов для горения лампы локомотивного светофора.

Нетрудно реализовать СФ для двоичного сигнала любой структуры.

В системе АЛС нужно применять кварцованные генераторы несущей частоты. Тогда можно обойтись без каналов, синхронизирующих работу передающей и приемной частей системы, а также довольно редко проводить корректировку частот генераторов (как при пользовании кварцованными часами).

Из рис. 2 видно, что выполнение блока 1 в виде приемника АЛС и подключение его к концу рельсовой цепи позволяет реализовать систему АБ на той же основе, что и система АЛС.

В настоящее время разработчики электронной аппаратуры располагают широким ассортиментом ИМС практически

любого назначения (логические ИМС, преобразовательные, делительные и др.). Придерживаясь рекомендаций заводов — производителей ИМС по их использованию (допустимые пределы питающих напряжения, выполнение температурных условий и т. д.), можно создавать надежную и недорогую аппаратуру, в том числе аппаратуру АЛС и АБ.

Сейчас на грузонапряженных электрифицированных железнодорожных участках получает применение освоенная отечественными электротехническими заводами ОАО «РЖД» система АЛС-ЕН. Но имеется очень большая часть железнодорожных участков с малой и средней грузонапряженностью. Эти участки можно было бы с успехом оборудовать предложенной системой АЛС, выпуск оборудования которой мог бы освоить любой электротехнический завод.

### Выводы

1. Представлена новая высокопомехоустойчивая система АЛС, использующая рельсовый канал для передачи показаний путевых светофоров на локомотивный светофор.

2. Принцип работы системы, отличный от известных, состоит в том, что:

любое показание путевого светофора кодируется периодической последовательностью двоичных сигналов, характеризующихся «хорошей» автокорреляционной характеристикой (АКФ);

периодическая последовательность двоичных сигналов преобразуется в периодическую последовательность сигналов двоичной фазовой относительной манипуляции (ДФОМн) для передачи по рельсовой цепи;

в локомотивном приемном устройстве периодическая последовательность сигналов ДФОМн преобразуется в последовательность двоичных сигналов, каждый из которых подается на согласованный фильтр;

выходной сигнал СФ, представляющий периодическую последовательность сигналов АКФ, преобразуется в постоянное напряжение, необходимое для горения лампы локомотивного светофора, соответствующей показанию путевого светофора.

3. Представленная система АЛС реализуется интегральными микросхемами широкого применения, что при выполнении рекомендации заводов-изготовителей позволяет создать надежную и недорогую систему АЛС.

4. Принцип действия АЛС применим для построения высокопомехоустойчивой системы автоблокировки.

### Литература

1. Бубнов В.Д., Дмитриев В.С. Устройства СЦБ, их монтаж и обслуживание. Полуавтоматическая и автоматическая блокировка. — М.: Транспорт, 1989. — 336 с.
2. Казаков А.А. Автоблокировка, локомотивная сигнализация и автостопы. — М.: Транспорт, 1975.
3. Патент РФ № 2106993. Способ определения свободности от подвижного состава участка пути / И.Г. Тильк и др. — Публ. 1998. — БИ № 4. — 4 с.
4. Автоматическая локомотивная сигнализация частотного типа повышенной помехозащищенности и значности АЛС-ЕН / Всесоюз. науч.-техн. об-во железнодорожных и транспортных строителей. — М.: Транспорт, 1990. — 47 с.
5. Баскаков С.И. Радиотехнические цепи и сигналы. — М.: Высшая школа, 1998. — 448 с.
6. Тихонов В.И. Статистическая радиотехника. — М.: Радио и связь, 1982. — 624 с.
7. Фомин А.Д., Каллер М.Я. Теоретические основы транспортной связи. — М.: Транспорт, 1989. — 383 с.

# МОНИТОРИНГ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБРАТНОЙ ТЯГОВОЙ РЕЛЬСОВОЙ СЕТИ

Одно из условий обеспечения надежного и безопасного функционирования рельсовых цепей (РЦ) — выполнение нормативных требований при построении схем канализации обратного тягового тока (КОТТ) [1, 2]. Нарушение указанных требований может привести к невыполнению условий контрольного режима и соответственно к катастрофическим последствиям.

Однако схемы КОТТ обладают рядом присущих нормативно-технической документации недостатков. Во-первых, проектирование и анализ данных схем выполняется специалистами вручную, что приводит к ошибкам, допускаемым при проектировании и не выявляемым при эксплуатации. Во-вторых, схемы КОТТ представляют собой статическую структуру. Вместе с тем в реальных условиях эти схемы обладают динамикой, что требует непрерывного контроля на предмет их соответствия нормативным требованиям. Изъятие дроссель-трансформатора, обрыв междурельсовой, междупутной перемычки или стыкового соединителя, влияние асимметрии обратного тягового тока, замыкание изостыков колесными парами — вот неполный перечень факторов, влияющих на структуру схем КОТТ и соответственно на выполнение контрольного режима РЦ, входящих в состав обратной тяговой рельсовой сети (ОТРС).

Таким образом, вопрос контроля за текущим состоянием схемы КОТТ с точки зрения осуществления контрольного режима для каждой РЦ на станции является актуальным.

Рассмотрим схему замещения РЦ как множество каскадно включенных четырехполюсников (ЧП), а обходную цепь, которая в соответствии с нормативными указаниями [1, 2] представляет обходной замкнутой контур, — как параллельно подключенный ЧП (рис. 1).

Значения А-параметров эквивалентного ЧП получаются с использованием матричных операций умножения и сложения над значениями матрицы передачи каждого элементарного ЧП. Практически удобнее вначале получить матрицу Y-параметров, а затем — матрицу А-параметров.

Для исследования динамики изменения параметров рассматриваемой схемы замещения и, как следствие, осуществления контроля за текущим состоянием рельсовой линии в зависимости от ее первичных параметров определим коэффициенты матрицы передачи ЧП основной рельсовой линии

$$\begin{pmatrix} A_{рл} & B_{рл} \\ C_{рл} & D_{рл} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ch(\gamma \cdot L_{рл}) & Z_b \cdot sh(\gamma \cdot L_{рл}) \\ \frac{1}{Z_b} \cdot sh(\gamma \cdot L_{рл}) & ch(\gamma \cdot L_{рл}) \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Аналогичным образом найдем матрицу передачи ЧП обходной цепи

$$\begin{pmatrix} A_{обх} & B_{обх} \\ C_{обх} & D_{обх} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ch(\gamma \cdot L_{обх}) & Z_b \cdot sh(\gamma \cdot L_{обх}) \\ \frac{1}{Z_b} \cdot sh(\gamma \cdot L_{обх}) & ch(\gamma \cdot L_{обх}) \end{pmatrix}. \quad (2)$$

В соответствии с [3] параметры параллельного соединения ЧП основной и обходной рельсовой линии удобнее выразить

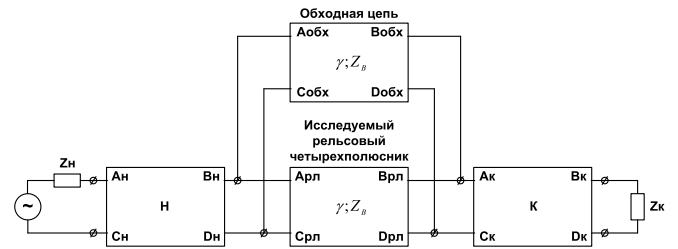


Рисунок 1 — Схема замещения РЦ с учетом обходной цепи

через Y-параметры. Рассмотрим получение матрицы проводимости для основной рельсовой линии

$$\begin{pmatrix} Y_{11} & Y_{12} \\ Y_{21} & Y_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{D_{рл}}{B_{рл}} & -\frac{\Delta_{рл}}{B_{рл}} \\ -1 & \frac{A_{рл}}{B_{рл}} \end{pmatrix}, \quad (3)$$

где  $\Delta_{рл} = A_{рл} \cdot D_{рл} - B_{рл} \cdot C_{рл}$  — определитель матрицы передачи.

Для обходной рельсовой линии матрица проводимости получается аналогичным образом.

С учетом соотношений (1) — (3) параметры эквивалентного ЧП определяются путем сложения матриц проводимости

$$Y_{экр} = Y_{рл} + Y_{обх} \quad (4)$$

и последующим преобразованием в параметры матрицы передачи

$$\begin{pmatrix} A_{экр} & B_{экр} \\ C_{экр} & D_{экр} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{Y_{22}^{экр}}{Y_{21}^{экр}} & -\frac{1}{Y_{21}^{экр}} \\ -\frac{\Delta_{экр}}{Y_{21}^{экр}} & -\frac{Y_{11}^{экр}}{Y_{21}^{экр}} \end{pmatrix}, \quad (5)$$

где  $\Delta_{экр} = Y_{11}^{экр} \cdot Y_{22}^{экр} - Y_{12}^{экр} \cdot Y_{21}^{экр}$  — определитель матрицы проводимости.

Таким образом, получены соотношения для исследования изменения параметров ЧП рельсовой линии с учетом влияния обходного замкнутого контура в зависимости от ее первичных параметров.

В качестве математического аппарата, позволяющего исследовать целиком область изменения значений входного сопротивления ЧП рельсовой линии, предлагается использовать быстрый и точный по сравнению с матричным аппаратом конформных отображений [4].

Конформным отображением называется биекция области Z на область W, такая, что в окрестности любой точки Z главная



часть взаимнооднозначного отображения есть ортогональное преобразование с сохранением ориентации [5].

Из этого определения следуют два основных свойства конформных отображений:

1) конформное отображение преобразует бесконечно малые окружности в окружности с точностью до малых высших порядков (круговое свойство);

2) конформное отображение сохраняет углы между кривыми в точках их пересечения (свойство сохранения углов).

Отображение множества выходных параметров рельсового четырехполюсника  $Z$  на множество входных  $W$  выполняется с использованием дробно-линейного преобразования

$$W = \frac{A \cdot Z + B}{C \cdot Z + D}, \quad (6)$$

где  $A, B, C, D$  — коэффициенты рельсового четырехполюсника.

Для пассивного четырехполюсника, каковым является рельсовая линия, имеем  $A \cdot D - B \cdot C = 1$ .

Дробно-линейное преобразование обладает следующими свойствами (рис. 2):

1) преобразует любую окружность полной  $Z$ -плоскости в окружность полной  $W$ -плоскости;

2) любую пару точек, симметричных относительно окружности  $C$ , преобразует в пару точек, симметричных относительно образа окружности  $C$  (свойство сохранения симметричных точек).

В качестве нагрузки рельсового четырехполюсника рассматривается область всевозможных значений с неотрицательной действительной частью комплексного сопротивления, представляющая правую полуплоскость комплексной плоскости. В результате конформного преобразования правой полуплоскости получаем множество значений входного сопротивления, имеющих форму окружности или сектора, лежащих в правой полуплоскости.

Нами предлагается автоматизировать процесс исследования рельсовой линии методом конформных отображений с использованием для вычислений и визуализации системы Matlab. Актуальность этих методов обусловлена сложностью математических расчетов, так как при анализе рельсовых цепей приходится оперировать комплексными величинами, многие из которых являются функциями комплексного переменного.

Используя аппарат конформных отображений, можно вычислить образы соответствующих окружностей. В [6] рассмотрены два возможных способа их построения на комплексной

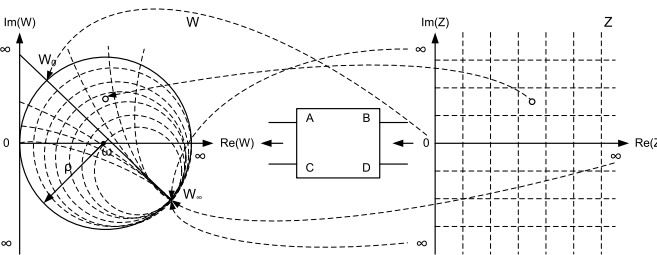


Рисунок 2 — Графическая интерпретация дробно-линейного преобразования правой полуплоскости

плоскости, которые производятся в соответствии с элементарными преобразованиями (поворот, растяжение, инверсия).

Исследуем движение области значений входных сопротивлений ЧП рельсовой линии в зависимости от изменения ее длины, величины обходного замкнутого контура, частоты сигнального тока и сопротивления изоляции (рис. 3). В качестве исходных данных примем длину рельсовой линии 0,6 км, частоту сигнального тока 25 Гц, величину обходного замкнутого контура 10 РЦ и величину сопротивления изоляции 0,5 Ом.км.

Правая полуплоскость  $Re Z \geq 0$  при конформном отображении перейдет на окружность (см. рис. 2). В результате такого преобразования получаем область значений входных сопротивлений данного ЧП исследуемой рельсовой линии. Для любой нагрузки значение измеренного входного сопротивления будет находиться в полученной области. Размер и место нахождения области полностью зависят от параметров ЧП. Нормальная область определяется как область входных сопротивлений, измеренных при свободной и исправной РЛ.

Анализ полученных зависимостей показывает: при увеличении длины рельсовой линии область входных сопротивлений сужается и в целом входное сопротивление ЧП уменьшается, с уменьшением величины обходного замкнутого контура область входных сопротивлений сужается и в целом входное сопротивление ЧП уменьшается, прослеживается процесс сужения области входных сопротивлений с приобретением все более выраженного емкостного характера с переходом частоты сигнального тока в область тональных частот, при уменьшении сопротивления изоляции область значений входного сопротивления сужается, и входное сопротивление ЧП уменьшается.

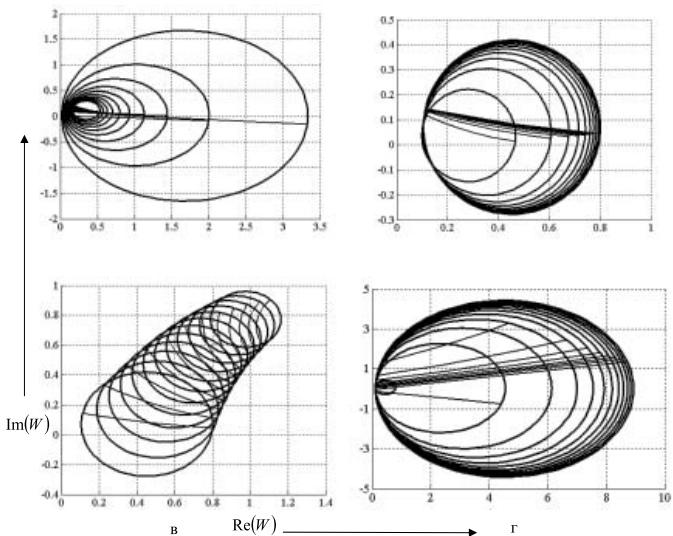


Рисунок 3 — Движение области входного сопротивления РЛ в зависимости от изменения:

а — длины РЛ в пределах от 0,1 до 1 км (интервал 0,1 км);

б — величины обходного замкнутого контура в пределах от 1 до 10 РЦ (интервал 1 РЦ);

в — частоты сигнального тока в пределах от 25 до 580 Гц (интервал 25 Гц);

г — величины сопротивления изоляции в пределах от 0,5 до 50 Ом.км (интервал 4,5 Ом.км)

Проанализируем поведение области в случае излома (изъятия) рельса, обрыва стыкового соединителя, т. е. при внесении продольного сопротивления, с учетом изменения величины обходного замкнутого контура для разных типов РЦ. В этом случае в соответствии с [3] параметры ЧП основной рельсовой линии определяются по формуле

$$\begin{pmatrix} A_{\text{рл\_кр}} & B_{\text{рл\_кр}} \\ C_{\text{рл\_кр}} & D_{\text{рл\_кр}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ch(\gamma L_2) & Z_B \cdot sh(\gamma L_2) \\ \frac{1}{Z_B} \cdot sh(\gamma L_2) & ch(\gamma L_2) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & Z_{\text{вн}} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} ch(\gamma L_1) & Z_B \cdot sh(\gamma L_1) \\ \frac{1}{Z_B} \cdot sh(\gamma L_1) & ch(\gamma L_1) \end{pmatrix}, \quad (7)$$

где  $L_1, L_2$  — расстояния от релейного и питающего концов до места повреждения (внесения дополнительного сопротивления).

Рассмотрим интерпретацию задачи классификации текущего состояния рельсовой линии и, как следствие, состояния рельсовой сети в целом на примере построения баз номографических образов. Обобщенная функция классификатора выражается функцией от нескольких переменных

$$Z_{\text{вх}} = f(L_{\text{рл}}, L_x, Z_{\text{вн}}, Z_{\text{см}}, f_c, r_i). \quad (8)$$

Области общих решений представлены зависимостями от величины сопротивления обходного контура и величины вносимого сопротивления, от длины рельсовой линии и частоты сигнального тока (рис. 4 и 5).

### Выводы

1. Номограмма может быть использована как наглядное и эффективное средство исследования функциональных зависимостей выходных электрических параметров рельсовых цепей от их внутренних (проводимость изоляции, изменение сопротивления токопроводящих и изолирующих стыков) и внешних (помехи от электрического тягового подвижного состава, линий электропередачи) параметров в широком диапазоне их изменения.

2. Геометрическое представление комплексной величины, отражающее состояние рельсового ЧП, позволяет не только определить по соответствующим областям выполнение усло-

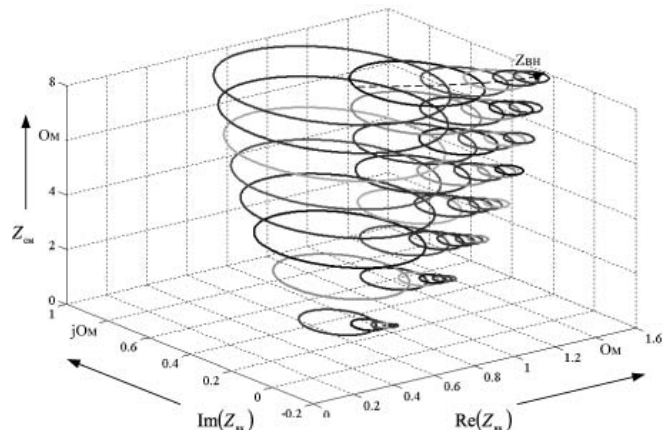


Рисунок 4 — База номографических образов зависимостей от величины обходного контура и величины вносимого сопротивления

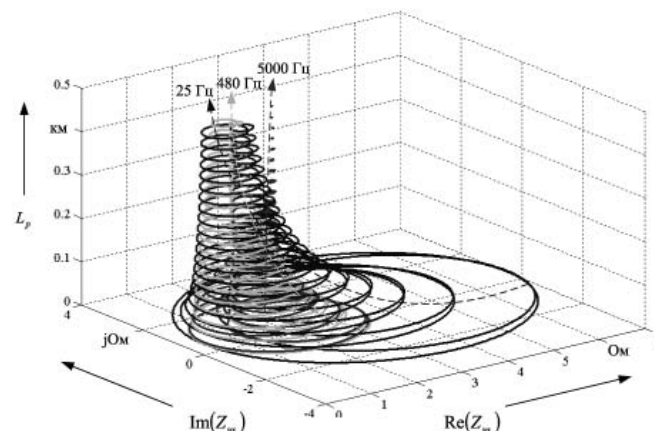


Рисунок 5 — База номографических образов зависимостей от длины РЛ и частоты сигнального тока

вий контроля излома (изъятия) рельса и изменения динамических параметров, но и помочь в решении вопроса анализа предотказной ситуации, что дает возможность определить текущее состояние ОТПС в целом.

### Литература

1. Нормы технологического проектирования устройств автоматики и телемеханики на федеральном железнодорожном транспорте. НТП СЦБ/МПС-99.
2. Указание № 1247/1545, шифр РЦ64. Проектирование двухточечных планов станций с электрическими рельсовыми цепями. Изменение № 1 410104-ТМП.
3. Тарасов Е.М. Математическое моделирование рельсовых цепей с распределенными параметрами рельсовых линий. — Самара: СамГАПС, 2003. — 118 с.
4. Сероштанов С.С., Лунев С.А. Применение математического аппарата конформных отображений для непрерывного контроля и прогнозирования состояния тональных рельсовых цепей // Омский научный вестник. — 2006. — № 9 (46). — С. 98 — 102.
5. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. — М.: Лань, 2002. — 688 с.
6. Аюпов Р.Ш. Анализ рельсовых цепей с использованием аппарата конформных отображений в системе Matlab // Сб. науч. статей аспирантов и студентов университета / Омский гос. ун-т путей сообщения. — Омск, 2007. — С. 7 — 13.

## КОНТРОЛЬ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ НЕТЯГОВЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ПЕРВОЙ КАТЕГОРИИ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕОРИИ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ И НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ

Ряд нетяговых потребителей электроэнергии на железнодорожном транспорте относится к первой категории, и их электроснабжение осуществляется от двух или более независимых источников. Примером могут служить устройства железнодорожной автоматики и телемеханики. Здесь два независимых источника электроэнергии часто дополняются третьим местным источником, в качестве которого используется дизель-генераторный агрегат.

Задача обеспечения надежного электроснабжения потребителей первой категории в настоящее время решается путем непрерывного контроля параметров напряжения всех доступных источников. В случае выхода какого-либо из контролируемых параметров за допустимые пределы (устанавливаемые [1], а также отраслевыми нормативными документами), выполняется переход на резервный источник электроэнергии. Вместе с тем в [1] не приводится никаких методик, в соответствии с которыми можно было бы сравнивать источники по качеству предоставляемой ими электроэнергии.

Повысить качество и надежность электроснабжения потребителей первой категории можно путем более точного контроля за электропитанием и разработки принципиально новых критериев принятия решения о выборе источника электропитания. Таким образом, необходимо изменить формулировку задачи обеспечения надежного электроснабжения потребителей первой категории. В общем виде эта задача может быть сформулирована как обеспечение наиболее оптимального в данных условиях эксплуатации режима электроснабжения нетяговых потребителей первой категории.

Для реализации сформулированных требований к обеспечению надежного электропитания предлагается перейти от контроля допустимых пределов по отдельным параметрам к комплексной оценке одновременно по всей совокупности основных параметров. Такая оценка проводится не только в случае выхода одного или нескольких параметров за пределы, установленные стандартом, но и при нахождении контролируемых параметров в допустимых пределах.

Получение комплексной оценки качества электроэнергии, дающей возможность сравнения источников, требует формулировки таких плохо представляемых алгоритмически понятий, как «нормальное для данного типа устройств напряжение», «не подходящая для данного типа устройств частота», «удовлетворительный коэффициент несинусоидальности», «качественное электропитание», «некачественное электропитание», «электропитание среднего качества» и др. Формализовать подобные понятия, сделать их более доступными для построения алгоритмов можно при помощи теории нечетких множеств [2]. Она нашла широкое применение при построении моделей и систем управления в условиях неопределенности, когда понятия имеют многозначный, неточный характер.

При формулировке предметной области в терминах теории нечетких множеств с целью обеспечения наглядности ог-

раничимся двумя параметрами электроэнергии — величиной напряжения и частотой. Однако все рассуждения могут быть обобщены на произвольное количество контролируемых параметров.

Основываясь на [2 — 4], приведем определение нечеткого множества. Нечетким множеством, определенным на некотором непустом четком множестве (пространстве), называется совокупность пар, составленных из значений, принадлежащих четкому множеству, и значений функции, называемой функцией принадлежности, с областью допустимых значений от нуля до единицы. Значение функции принадлежности интерпретируется как степень принадлежности к нечеткому множеству. Соответственно при единице полагается полная принадлежность, при нуле — полное отсутствие принадлежности, при всех остальных значениях из области допустимых значений — частичная принадлежность.

Пусть имеются два четких множества:

$X_1$  — множество возможных значений напряжения (или пространство значений напряжения);

$X_2$  — множество возможных значений частоты (или пространство значений частоты).

Определим на каждом из непустых пространств по нечеткому множеству, которые позволят формализовать различные качественные высказывания относительно выбранных контролируемых параметров:

$$A_1 = \{(U, \mu_{A_1}(U)); U \in X_1\}; \quad (1)$$

$$A_2 = \{(f, \mu_{A_2}(f)); f \in X_2\}, \quad (2)$$

где  $U$  — значение напряжения из пространства значений напряжения;

$f$  — значение частоты из пространства значений частоты;

$\mu_{A_1}(U)$  — функция принадлежности значения  $U$  к нечеткому множеству  $A_1$ ;

$\mu_{A_2}(f)$  — функция принадлежности значения  $f$  к нечеткому множеству  $A_2$ .

Сформулируем понятие качества электропитания, позволяющее проводить сравнение источников. В настоящий момент не существует терминологии, его определяющей. По мнению авторов, качество электропитания можно выразить в виде некоторой функции и назвать ее «характеристическая функция качества электропитания». Характеристическая функция качества электропитания (обозначим ее латинской буквой  $H$ ) — это функция нескольких переменных, имеющая область допустимых значений на интервале  $[0,1]$  и определенная на

декартовом произведении множеств возможных значений контролируемых параметров. Значение характеристической функции качества электропитания интерпретируется как степень соответствия контролируемых параметров оптимальным значениям. Для формализации высказываний о качестве электропитания введем нечеткое множество на пространстве возможных значений характеристической функции качества электропитания

$$K = \{(H, \mu_K(H)); H \in [0, 1]\}, \quad (3)$$

где  $H$  — значение характеристической функции качества электропитания;

$\mu_K(H)$  — функция принадлежности значения характеристической функции качества электропитания к нечеткому множеству  $K$ .

Приведенные выше качественные высказывания о параметрах напряжения образуют значения лингвистических переменных [5] и выражаются с помощью нечетких множеств. Согласно [5], лингвистическая переменная определяется набором из пяти параметров: названия переменной, множества лингвистических значений этой переменной (так называемое терм-множество), универсального множества, синтаксического правила, порождающего члены терм-множества, семантического правила, определяющего для каждого лингвистического значения нечеткое подмножество универсального множества.

Введенные нечеткие множества (1) и (2), определенные на пространствах возможных значений напряжения и частоты, позволяют выражать значения двух лингвистических переменных — «напряжения» и «частоты». Терм-множества этих лингвистических переменных могут иметь бесконечное число элементов, однако все они могут быть получены из нескольких первичных термов. В качестве первичных термов для каждой лингвистической переменной предлагается использовать такие высказывания, как «нормальное значение величины», «большое значение величины», «малое значение величины». Соответственно названию лингвистической переменной в каждом из первичных термов слово «величина» заменяется словом «напряжение» или «частота».

Сформулированное понятие характеристической функции качества электропитания, а также определенное на множестве ее допустимых значений нечеткое множество (3) позволяют ввести лингвистическую переменную «электропитание». Особенность этой переменной — то, что числовое значение характеристической функции качества электропитания не является результатом строгих вычислений, а выражает субъективное представление о степени оптимальности сочетания параметров питающего напряжения.

Нечеткие множества, выражающие значения лингвистических переменных, определяются на счетном универсальном множестве. Входящий в определение каждой переменной первичный терм «нормальный» подразумевает совершенно конкретное значение параметра (номинальное в соответствии с [1]). Из этого следует, что для математического представления термов хорошо подойдут специальные виды нечетких множеств, называемые нечеткими числами и нечеткими интервалами [3, 4].

В работе [6] предложено задание нечетких чисел и интервалов в форме аналитической аппроксимации с помощью специальных функций, называемых  $(L-R)$ -функциями или функциями  $L$ - и  $R$ -типа. Эти функции определяются как произвольные функции, отображающие множество действительных чисел на интервал  $[0, 1]$ , являющиеся невозрастающими на подмножестве неотрицательных чисел и удовлетворяющие условиям четности и нормирования:

$$L(-x) = L(x); \quad R(-x) = R(x); \quad (4)$$

$$L(0) = R(0) = 1. \quad (5)$$

В качестве примера  $(L-R)$ -функции, которая будет использована далее, возьмем функцию, удовлетворяющую условиям (4) и (5) и выраженную следующей формулой:

$$L(x) = R(x) = \frac{1}{1 + |x|^p}, \quad (6)$$

где  $p$  — параметр, удовлетворяющий условию  $p > 0$ .

Общий вид функций принадлежности нечетких множеств, выражающих значения введенных лингвистических переменных, приведен в следующих формулах:

$$\mu_A(x) = \begin{cases} L\left(\frac{a-x}{\alpha}\right), & \text{если } x < a \\ R\left(\frac{x-a}{\beta}\right), & \text{если } x \geq a \end{cases}, \quad (7)$$

где  $a$  — модальное значение нечеткого числа;

$\alpha$  — положительный левый коэффициент нечеткости;

$\beta$  — положительный правый коэффициент нечеткости;

$$\mu_B(x) = \begin{cases} L\left(\frac{a-x}{\alpha}\right), & \text{если } x \leq a \\ 1, & \text{если } a < x < b \\ R\left(\frac{x-b}{\beta}\right), & \text{если } x \geq b \end{cases}, \quad (8)$$

где  $a$  — нижнее модальное значение;

$b$  — верхнее модальное значение.

Формула (7) представляет собой задание функции принадлежности нечеткого числа, а формула (8) — нечеткого интервала.

В силу субъективности определения понятия качества функции принадлежности выражающие термы лингвистической переменной «электропитание», могут принимать различные формы. Наиболее простым и очевидным будет представление термина «качественное электропитание» с помощью треугольного нечеткого числа с модальным значением, равным единице, носителем которого будет вся область допустимых значений характеристической функции качества электропитания. С помощью такого числа можно выразить общую закономерность, данную в определении характеристической функции качества электропитания и состоящую в том, что более качественному электропитанию соответствуют большие значения функции. В данном случае зависимость будет прямо пропорциональной. Формула такой функции принадлежности имеет тривиальный вид





$$\mu_k(H) = \begin{cases} 0, & \text{если } H < 0 \\ H, & \text{если } 0 \leq H \leq 1 \\ 0, & \text{если } H > 1 \end{cases} \quad (9)$$

В качестве алгоритмического базиса для реализации вычислений при комплексной оценке электропитания предлагается использовать систему нечеткого вывода, использующую классический алгоритм нечеткого вывода Мамдани.

Алгоритм Мамдани включает в себя несколько этапов. Первый — формирование базы правил системы нечеткого вывода — является этапом времени разработки системы. Он выполняется до начала эксплуатации системы и заключается в записи набора правил нечеткого вывода, представляющих собой нечеткие продукции, в качестве условий и заключений которых выступают нечеткие высказывания. Для рассматриваемой системы достаточно ограничиться всего одним правилом нечеткой продукции, формальная запись которого имеет следующий вид:

*ПРАВИЛО 1: ЕСЛИ "напряжение имеет нормальное значение" И "частота имеет нормальное значение", ТО "электропитание качественное".* (10)

В качестве функций принадлежности нечетких множеств, выражающих значения лингвистических переменных «напряжение» и «частота», используем функции вида (6) с подстановкой их в формулу (8). Для термина «нормальное значение напряжения» их параметры примем следующими:  $a = 218$ ,  $b = 222$ ,  $\alpha = 11$ ,  $\beta = 11$ ,  $p = 4$ , а для термина «нормальное значение частоты» —  $a = 49,95$ ,  $b = 50,05$ ,  $\alpha = 0,2$ ,  $\beta = 0,2$ ,  $p = 4$ . Для значения «качественное электропитание» лингвистической переменной «электропитание» в заключении правила (10) используем нечеткое множество с функцией принадлежности заданной формулой (9).

Второй этап называется фаззификацией. Он представляет собой вычисление функций принадлежности нечетких множеств для лингвистических выражений в условиях нечетких правил продукции на основе обычных исходных параметров, полученных в данном случае при измерении значений напряжения и частоты. До начала этого этапа предполагается, что известны значения напряжения  $U$  и частоты  $f$ , принадлежащие множествам возможных значений напряжения и частоты  $X_1$  и  $X_2$ . Далее эти значения подставляются в качестве аргументов функций принадлежностей нечетких множеств  $A_1$  и  $A_2$  для соответствующих подусловий правила (10), соединенных логической связкой «И». Этап фаззификации считается законченным, когда для каждого из подусловий правила (10) вычислено конкретное значение функции принадлежности.

На этапе агрегирования определяется степень истинности составного условия правила (10). Так как значения степеней истинности отдельных подусловий известны, а также известен тип логической связи между подусловиями, то степень истинности составного условия может быть вычислена по одной из нескольких формул для нечеткой логической конъюнкции [3, 4], например по формуле

$$T(A \wedge B) = \min(T(A), T(B)), \quad (11)$$

где  $A, B$  — нечеткие высказывания;  
 $T$  — отображение истинности нечеткого высказывания.

Этап активизации заключается в определении (с учетом степени истинности условия) функции принадлежности заключения в правиле (10). Определение функции принадлежности заключения принципиально возможно на основе нескольких формул, являющихся модификацией методов нечеткой композиции, например

$$\mu'(H) = \min(c, \mu(H)), \quad (12)$$

где  $\mu'(H)$  — итоговая функция принадлежности нечеткого множества, выражающего заключение правила нечеткой продукции;

$\mu(H)$  — функция принадлежности нечеткого множества, выражающего значение термина в заключении правила нечеткой продукции;

$c$  — вычисленная на этапе агрегирования степень истинности условия правила нечеткой продукции.

Формула (12) считается классической и применяется наиболее часто на этапе активизации. Она явно отражает смысл заключения при определении итоговой функции принадлежности с учетом вида выбранной исходной функции принадлежности.

Целью этапа аккумуляции является нахождение итоговых функций принадлежности для каждой лингвистической переменной заключения. Если в системе нечеткого вывода несколько правил и одна и та же лингвистическая переменная присутствует в заключении нескольких правил, то итоговая функция принадлежности находится путем объединения нечетких множеств, соответствующих значениям лингвистической переменной, полученным в каждом правиле. Так как в предлагаемой системе нечеткого вывода присутствует всего одно правило, то этап аккумуляции как таковой отсутствует, а функция принадлежности для значения лингвистической переменной «электропитание» получается на этапе активизации.

Заключительным, т. е. тем, на котором получается числовое значение комплексной оценки электропитания, является этап дефаззификации. Его цель состоит в преобразовании в числовое значение полученного в заключении правила (10) нечеткого множества для лингвистической переменной «электропитание». Для выполнения численных расчетов на этом этапе могут быть применены различные методы [3, 4], такие как метод центра тяжести, метод центра площади, метод левого модального значения, метод правого модального значения и др. В рассматриваемом случае с учетом выбранной функции принадлежности для нечеткого множества, выражающего терм «качественное электропитание», целесообразно применить метод левого модального значения как наиболее простой и адекватно учитывающий изменения функции принадлежности. Он заключается в выборе наименьшего модального значения для нечеткого множества, выражающего значение лингвистической переменной, полученное на этапе аккумуляции (в рассматриваемом случае — на этапе активизации).

Предложенная система нечеткого вывода, рассчитывающая значение характеристической функции качества электропитания и тем самым выполняющая комплексную оценку электропитания, была смоделирована в системе компьютерной математики Matlab с использованием пакета расширения Fuzzy Logic Toolbox. На рис. 1 приведена поверхность, гене-

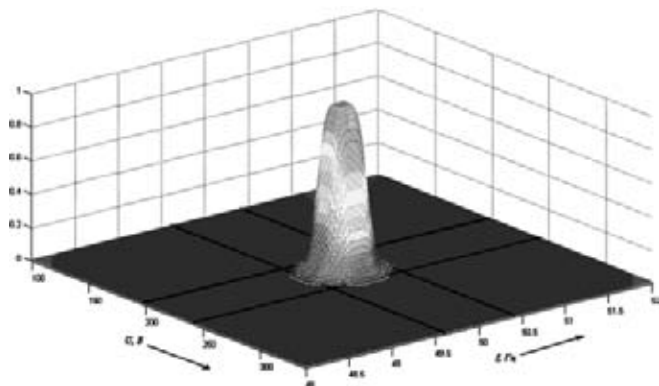


Рисунок 1 — Поверхность, генерируемая системой нечеткого вывода на декартовом произведении множеств возможных значений напряжения и частоты

рируемая системой нечеткого вывода, при подаче на ее вход кортежей, взятых из декартова произведения множеств возможных значений напряжения и частоты.

На рис. 2 представлен график реакции системы нечеткого вывода при подаче на ее входы значений напряжения и частоты, полученных при моделировании электроснабжения нетяговых потребителей и представляющих собой в общем случае значения случайных процессов.

Из рис. 1 видно, что реакция системы нечеткого вывода тем ближе к единице, чем ближе к оптимальным значениям контролируемые параметры. Отклонение от оптимального значения любого (одного или нескольких) параметра отражается на реакции системы (ее значение уменьшается).

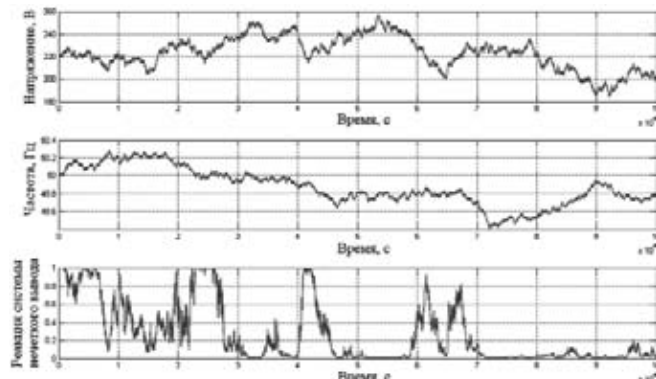


Рисунок 2 — График, демонстрирующий работу системы нечеткого вывода как средства комплексной оценки электропитания

Таким образом, рассмотренная система нечеткого вывода вычисляет одну из многих возможных реализаций характеристической функции качества электропитания. Реакция системы полностью определяется выбранными функциями принадлежности, а также типом выполняемых на каждом этапе алгоритма нечеткого вывода операций. С помощью систем нечеткого вывода можно реализовать гораздо более широкий класс функций, имеющих разную модальность и размерность и отражающих различные аспекты электроснабжения нетяговых потребителей. Способ же построения системы и ее структура остаются неизменными, что позволяет сделать вывод о высоком потенциале представленного методологического базиса в области комплексного контроля электропитания.

## Литература

1. ГОСТ 13109-97. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения.
2. Zadeh L.A. Fuzzy Sets // *Information and Control*. — 1965. — V.8. — P. 338 — 353.
3. Рутковская Д., Пилиньский М., Рутковский Л. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Пер. с польск. И.Д. Рудинского. — М.: Горячая линия — Телеком, 2006. — 452 с.
4. Леоненков А.В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. — СПб: БХВ-Петербург, 2005. — 736 с.
5. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений. — М.: Мир, 1976. — 164 с.
6. Dubois D., Prade H. Operations on Fuzzy Numbers // *International Journal System Science*. — 1978. — V. 9. — P. 613 — 626.



# АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Основная цель энергетической стратегии железнодорожного транспорта на период до 2010 г. и на перспективу до 2030 г. — энергетическое обеспечение перспективных объемов перевозок, требуемых развитием экономики страны и населения, при минимальных реально достижимых удельных расходах энергоресурсов, основанных на использовании достижений технического прогресса в области транспортной энергетики, наиболее энергоэффективных для транспорта видов энергоносителей и новых энергооптимальных технологий.

Стратегия направлена на снижение энергоемкости перевозочного процесса, минимизацию энергетической составляющей себестоимости перевозок и энергетическое обеспечение жизнедеятельности инфраструктуры железнодорожного транспорта в условиях одновременного реформирования железных дорог и энергетики страны [1].

К числу наиболее эффективных направлений в области снижения энергоемкости перевозочного процесса и обеспечения энергетической жизнедеятельности инфраструктуры железнодорожного транспорта относятся контроль и улучшение показателей качества электрической энергии на электрифицированных железных дорогах.

В общем случае превышение показателей качества электрической энергии снижает технико-экономические показатели функционирования как отдельных железных дорог, так и железнодорожного транспорта в целом.

В настоящее время для ОАО «Российские железные дороги» первостепенное значение приобретает вопрос энергосбережения. Доля затрат на оплату электроэнергии для тяги в 2007 г. составила в тарифах на перевозку грузов на железных дорогах от 7 до 15%. Именно поэтому снижение затрат на оплату электрической энергии, а следовательно, повышение качества электрической энергии и улучшение условий электромагнитной совместимости являются первоочередными задачами всей отрасли.

В настоящее время применение надбавок и скидок к оплате за качество электрической энергии (КЭ) сдерживается по причине разработки более строгой нормативно-правовой базы в этой области. Однако предварительная оценка показателей качества электрической энергии (ПКЭ) представляет определенный интерес, так как позволяет определить размеры предполагаемых надбавок и скидок к тарифам на электроэнергию и, что самое главное, правильно выбрать мероприятия и средства повышения ее качества.

Для сети, питающей тяговые подстанции дороги, характерно в большинстве случаев, что в ней отсутствуют мощные несимметричные и нелинейные нагрузки промышленных предприятий, соизмеримые по степени влияния на КЭ с тяговой нагрузкой, поэтому основным источником искажений является железная дорога.

Например, для сети, питающей тяговые подстанции переменного тока, выпрямители электроподвижного состава (ЭПС) вызывают повышение коэффициента искажения синусои-

дальности кривой напряжения питающего напряжения в точке присоединения к сети общего назначения ( $K_U$ ). Значение его зависит от многих факторов, учесть которые в полном объеме невозможно, но к основным из них относятся:

- мощность источника питания или установившийся ток трехфазного короткого замыкания  $I_{кз}$ ;
- среднее значение полной потребляемой мощности на тягу за период измерений  $S_{cp}$ ;
- фазность или пульсность выпрямителей электрического подвижного состава  $M$ .

Тяговые подстанции переменного тока в сети внешнего энергоснабжения являются нелинейной и несимметричной нагрузкой, поэтому, кроме повышения несинусоидальности, они дополнительно вызывают несимметрию питающего напряжения, которая характеризуется коэффициентом обратной последовательности напряжения  $K_{2U}$ .

Для анализа снижения технико-экономических показателей функционирования железнодорожного транспорта были проведены полномасштабные эксперименты по измерению ПКЭ на шинах 220, 110, 35, 27,5 и 10 кВ тяговых подстанций переменного тока по сети железных дорог. Перечень железных дорог и тяговых подстанций переменного тока, на которых были выполнены экспериментальные исследования ПКЭ, приведен в табл. 1.

**Таблица 1 — Перечень железных дорог и тяговых подстанций переменного тока, на которых были выполнены экспериментальные исследования ПКЭ**

Железная дорога	Тяговые подстанции
Дальневосточная	Фридман, Сибирцево, Ядрин, Партизанск
Юго-Восточная	Таловая, Отрожка, Усмань
Северо-Кавказская	Степная, Курсавка, Замчалово
Забайкальская	Ружино, Могзон, Шимановская
Южно-Уральская	Гудрон, Айдырля
Северная	Кадниковский, Харовская, Явенга, Печаткино, Скалино, Данилов
Красноярская	Крол, Щетинкино, Саянская, Мана, Кравченко, Теба, Чарыш, Бискамажа, Югачи, Камышта, Ташеба, Крупская, Курагино, Кошурниково

Для анализа состояния качества электрической энергии были построены зависимости коэффициента искажения синусоидальности кривой питающего напряжения по шинам 110 кВ (рис. 1) и по шинам 27,5 кВ (рис. 2) от активной мощности на

примере тяговой подстанции Данилов Северной железной дороги. Также на рис. 3 приведена зависимость коэффициента несимметрии напряжения по обратной последовательности по шинам 27,5 кВ от активной мощности.

На рис. 1 штриховой линией показаны нормально допустимые (2%) и предельно допустимые (3%) значения коэффициента искажения синусоидальности кривой питающего напряжения. На рис. 1 — 3 приведены линии тренда зависимости коэффициента искажения синусоидальности кривой питающего напряжения от активной мощности. Как видно из рис. 1, по фазе А присутствует возврат электрической энергии, обусловленный протеканием уравнительного тока (рис. 4). Векторная диаграмма токов и напряжений на шинах 27,5 кВ тяговой подстанции Данилов изображена на рис. 5.

Как видно из представленных зависимостей, при увеличении потребления активной мощности показатели качества электрической энергии ухудшаются.

Аналогичным образом выполняется анализ ПКЭ для всех тяговых подстанций переменного тока. Результаты экспериментальных исследований показателей качества электрической энергии на тяговых подстанциях переменного тока приведены на рис. 6.

На рис. 6 показаны усредненные значения ПКЭ (установившееся отклонение напряжения, коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения, коэффициент несимметрии напряжения по обратной последовательности) на шинах высшего напряжения (110 — 220 кВ) для тяговых подстанций электрифицированных железных дорог переменного тока.

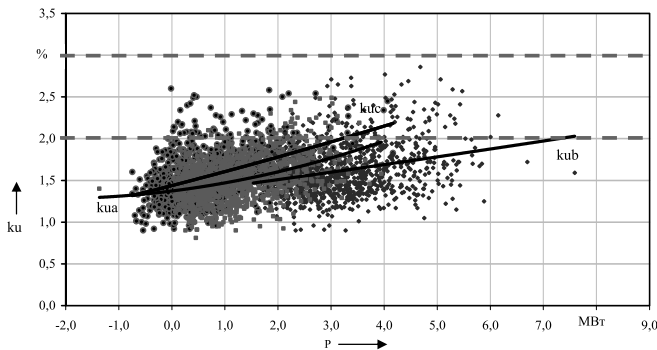


Рисунок 1 — Зависимость коэффициента искажения синусоидальности кривой питающего напряжения по шинам 110 кВ тяговой подстанции Данилов от активной мощности

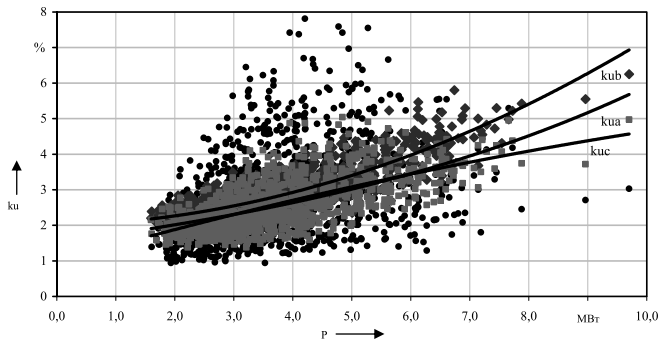


Рисунок 2 — Зависимость коэффициента искажения синусоидальности кривой питающего напряжения по шинам 27,5 кВ тяговой подстанции Данилов от активной мощности

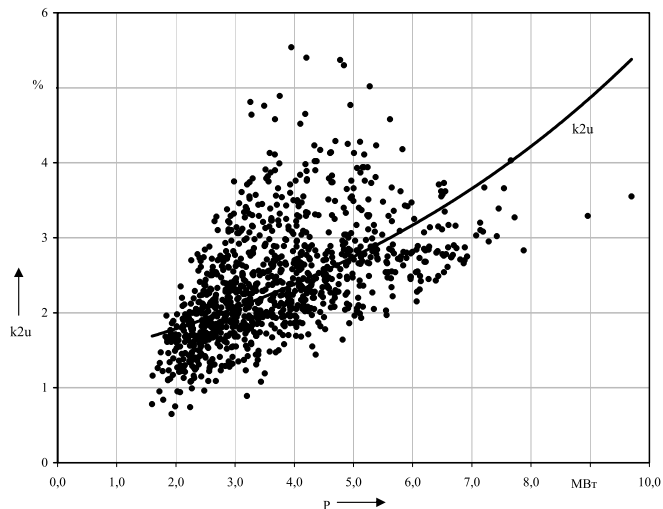


Рисунок 3 — Зависимость коэффициента несимметрии напряжения по обратной последовательности по шинам 27,5 кВ тяговой подстанции Данилов от активной мощности

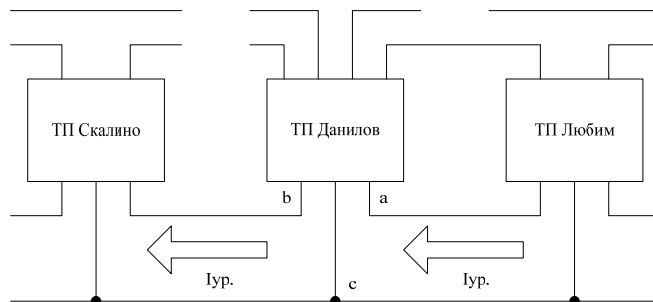


Рисунок 4 — Схема внешнего электроснабжения исследуемого участка Скалино — Любим Северной железной дороги

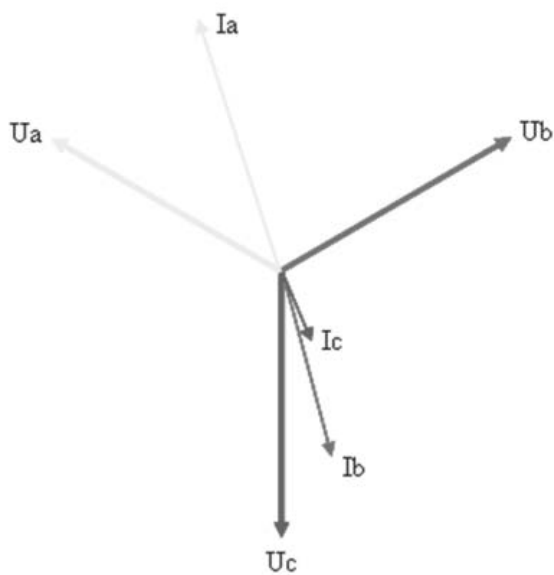
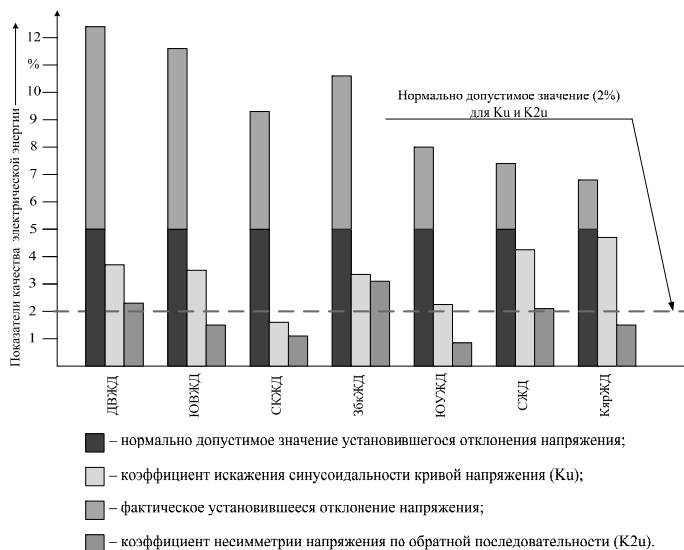


Рисунок 5 — Векторная диаграмма токов и напряжений на шинах 27,5 кВ тяговой подстанции Данилов



**Рисунок 6 — Результаты экспериментальных исследований ПКЭ на тяговых подстанциях переменного тока**

Экспериментальные исследования ПКЭ на дорогах переменного тока на стороне высшего напряжения (220 — 110 кВ) показали, что на 21 из 35 проверенных тяговых подстанциях установившееся отклонение напряжения превышало нормально допустимые значения, а в некоторых случаях (на 8 тяговых подстанциях) наблюдалось превышение предельно допустимых значений, установленных в [2]. На 23 тяговых подстанциях отмечено превышение коэффициентов искажения синусоидальности кривой напряжения как над нормально допустимыми, так и над предельно допустимыми значениями, установленными стандартом [2]. По коэффициенту несимметрии напряжения по обратной последовательности на всех тяговых подстанциях наблюдалось кратковременное превышение нормально и предельно допустимых значений, установленных в ГОСТ 13109-97.

На шинах районной и тяговой нагрузок тяговых подстанций переменного тока отмечены отклонения от норм трех ПКЭ (установившееся отклонение напряжения, коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения, коэффициент несимметрии напряжения по обратной последовательности), это обусловлено влиянием электротяговой нагрузки.

В результате проведенных экспериментальных и теоретических исследований можно отметить следующее:

1) несимметричные и несинусоидальные режимы являются длительными установившимися режимами в современных электрических сетях класса напряжения 220, 110, 35, 27,5, 10 кВ;

2) показатели качества электрической энергии в точках проведения экспериментальных исследований не соответствуют нормам, установленным ГОСТ 13109-97;

3) энергосистемы предоставляют электрическую энергию железным дорогам переменного тока несоответствующего качества по такому показателю, как установившееся отклонение напряжения;

4) железнодорожный транспорт оказывает негативное влияние на электроэнергию во внешних сетях электроснабжения по двум параметрам — коэффициенту искажения синусоидальности кривой напряжения и коэффициенту несимметрии напряжения по обратной последовательности;

5) основными гармониками, определяющими высокое значение коэффициента искажения высших гармоник, являются третья и пятая, которые соизмеримы с основной гармоникой и, как правило, превышают допустимые значения, установленные государственным стандартом [2];

6) качество электрической энергии, отпускаемой потребителям, получающим питание от шин тяговых подстанций, не соответствует нормам, установленным ГОСТ 13109-97, по таким показателям, как:

установившееся отклонение напряжения прямой последовательности;

коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения;

коэффициент несимметрии напряжения по обратной последовательности;

7) по распределительным сетям, принадлежащим ОАО «РЖД», тяговая нагрузка влияет на качество электрической энергии, передаваемой другим потребителям (транзит мощности);

8) на всех тяговых подстанциях электрифицированных железных дорог переменного тока необходимо не только контролировать, но и улучшать показатели качества электрической энергии. Это напрямую поспособствует увеличению технико-экономических показателей функционирования железнодорожного транспорта.

## Литература

1. Привалов С.Я. Экспериментальные исследования перетоков мощности на Орской дистанции электроснабжения Южно-Уральской железной дороги // Повышение эффективности работы железнодорожного транспорта: Сб. науч. статей аспирантов и студентов университета / Омский гос. ун-т путей сообщения. — Омск. — 2007. — Вып. 8. — С. 134 — 139.
2. ГОСТ 13109-97. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в сетях электроснабжения общего назначения. — М.: Изд-во стандартов, 1998. — 30 с.

# ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ РАДИАЛЬНЫХ СИЛ И НЕСООСНОСТИ ЯКОРЯ И ОСТОВА В ТЯГОВОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ

В процессе движения локомотива ось тягового электродвигателя (ТЭД) совершает пространственные колебания, вызванные несимметрией геометрических параметров рельсового пути и колесной пары, а также неоднородностью физических параметров пути вдоль рельсового полотна [1, 2]. При этом якорь ТЭД наряду с собственным вращением совершает повороты вокруг центра тяжести, т. е. ось якоря совершает прецессионное движение.

Так как скорость вращения якоря намного больше скорости прецессии его оси, а сам якорь обладает значительной массой, то возникают существенные гироскопические моменты, стремящиеся совместить ось прецессии с осью якоря. В результате появляются угловое смещение осей якоря и остова тягового двигателя и силы реакции в моторно-якорных подшипниках.

Динамическое поведение оси якоря в каждый момент времени можно представить совокупностью поступательного движения вместе с центром тяжести и вращательного движения вокруг некоторой оси, проходящей через этот центр. Рассмотрим вращательное движение якоря. В качестве системы отсчета выберем оси симметрии якоря (рис. 1).

Вращение якоря описывается вектором

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_я + \bar{\omega}_q. \quad (1)$$

Вектор  $\bar{\omega}_я = \{0, \omega_я, 0\}$  определяет собственное вращение.

Вектор  $\bar{\omega}_q = \{\dot{\theta}_я, \dot{\phi}_я, \dot{\psi}_я\}$  возникает в результате динамических колебаний.

Скорости вращения  $\dot{\theta}_я$  и  $\dot{\psi}_я$  вокруг осей  $OX$  и  $OY$  формируются колебаниями виляния и боковой качки колесно-моторного блока (КМБ). Эти скорости будем считать внешними воздействиями. Скорость  $\dot{\phi}_я$  определяется микропроскальзыванием колесной пары, постоянно присутствующим при движении локомотива,  $\dot{\phi}_я \ll \bar{\omega}_я$ .

Динамическое поведение оси якоря исследуем с помощью закона изменения кинетического момента  $\bar{L}_0$

$$\frac{d\bar{L}_0}{dt} = \bar{M}_0^{(B)}, \quad (2)$$

где  $\bar{L}_0$  — кинетический момент якоря;

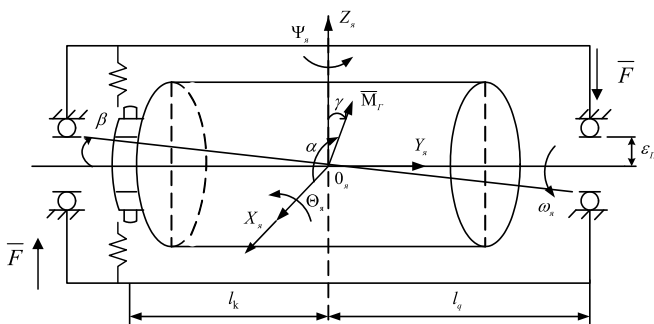


Рисунок 1 — Расчетная схема для определения динамических параметров якоря

$\bar{M}_0^{(B)}$  — главный момент внешних сил, приложенных к якорю.

Кинетический момент рассчитывается по формуле

$$\bar{L}_0 = \int \bar{r} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}) dm = T_J \bar{\omega}^T. \quad (3)$$

Если пренебречь технологической несимметрией тягового электродвигателя, то оси симметрии его якоря совпадут с главными осями инерции. В этом случае центробежные моменты инерции равны нулю и тензор инерции имеет вид

$$T_J = \begin{pmatrix} J_X & 0 & 0 \\ 0 & J_Y & 0 \\ 0 & 0 & J_Z \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Скорость вращения якоря задана вектором  $\bar{\omega} = \{\dot{\theta}_я, \omega_я + \dot{\phi}_я, \dot{\psi}_я\}$ , так как  $\omega_я \gg \dot{\phi}_я$  то можно принять

$$\bar{\omega}_я^T \approx \begin{pmatrix} \dot{\theta}_я \\ \omega_я \\ \dot{\psi}_я \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Тогда вектор  $\bar{L}_0$  имеет вид

$$\bar{L}_0 = \{J_X \dot{\theta}_я; J_Y \omega_я; J_Z \dot{\psi}_я\}. \quad (6)$$

Частоты колебаний виляния и боковой качки КМБ намного меньше частоты вращения ТЭД  $\left( \omega_я \gg \begin{matrix} \dot{\theta}_я \\ \dot{\phi}_я \end{matrix} \right)_{\max}$ . Тогда кинетический момент определяется вектором

$$\bar{L}_0 = \{0; J_Y \omega_я; 0\}. \quad (7)$$

Так как ось якоря совершает вращательное движение с угловой скоростью  $\bar{\omega}_q = \{\dot{\theta}_я; 0; \dot{\psi}_я\}$ , то момент внешних сил

$$\bar{M}_0^{(B)} = \bar{\omega}_q \times \bar{L}_0. \quad (8)$$

Этот момент порождает момент сил реакции  $M_\Gamma$  (гироскопический момент)

$$\bar{M}_\Gamma = \bar{M}_0^{(B)} = \bar{\omega}_q \times \bar{L}_0 = J_Y \omega_я \{-\dot{\psi}_я; 0; \dot{\theta}_я\}. \quad (9)$$

Гироскопический момент расположен в плоскости  $X_я O Y_я$  и имеет направляющие косинусы:

$$\cos(\bar{M}_\Gamma; OX) = \frac{-\dot{\psi}_я}{\omega_q}; \quad (10)$$

$$\cos(\bar{M}_\Gamma; OZ) = \frac{\dot{\theta}_я}{\omega_q}, \quad (11)$$



где  $\omega_q = (\dot{\theta}_я^2 + \dot{\psi}_я^2)^{0,5}$ .

Под действием гироскопического момента в опорных подшипниках возникают значительные по величине силы

$$F = \frac{|\bar{M}_Г|}{\ell_q} \quad (12)$$

Направления этих сил определяются единичными векторами

$$\bar{n}_{0\pm} = \frac{\bar{\omega}_q}{\omega_q} \quad (13)$$

Так как  $|\bar{M}_Г| = J_Y \omega_я \omega_q$  то получаем

$$\bar{F} = \frac{J_Y \omega_я \omega_q}{\ell_q} \quad (14)$$

Из теории контактного взаимодействия тел известно, что упругий прогиб  $\delta$  связан со сжимающей силой  $F$  зависимостью

$$\delta = CF^{\frac{2}{3}} \quad (15)$$

Постоянная  $C$  определяется геометрией подшипника и физико-механическими свойствами его материала.

Под действием сил  $F$  ось якоря стремится отклониться от оси двигателя на угол  $\beta$ , который можно представить как

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\varepsilon_{п} + \delta}{\ell_q} = \frac{\varepsilon_{п} + C \left( \frac{J_Y \omega_я \omega_q}{\ell_q} \right)^{\frac{2}{3}}}{\ell_q} \quad (16)$$

При отсутствии внешних воздействий  $\dot{\psi}_я$  и  $\dot{\theta}_я$  могут появиться только за счет технологического несовершенства ремонта и сборки узлов ТЭД. Замеряя на стенде величины  $\dot{\psi}_я$  и  $\dot{\theta}_я$  для эксплуатационных значений  $\omega_я$  по формулам (14), (16), можно получить оценки величин радиальных сил в моторно-якорных подшипниках и угла несимметрии осей якоря и остова ТЭД, которые возникнут в процессе эксплуатации за счет несовершенства технологии его ремонта.

## Литература

1. Глушенко А.Д., Юшко В.Т. Динамика тяговых электродвигателей тепловозов. — Ташкент: ФАН УзССР, 1980. — 168 с.
2. Шантаренко С.Г. Динамическое поведение тягового электродвигателя при движении магистрального электровоза // Проблемы безопасности на транспорте: Тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. / Белорусский гос. ун-т транспорта. — Гомель, 2002. — С. 104 — 105.

## КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА УЛЬТРАЗВУКОВЫМ МЕТОДОМ ДИАГНОСТИКИ

Одна из насущных проблем электрифицированных железных дорог — уменьшение количества простоев электроподвижного состава по причине обрыва контактного провода. В качестве превентивной меры против такого явления необходим постоянный контроль и прогнозирование его состояния.

Анализ работы контактного провода позволяет выделить основные виды причин ухудшения его эксплуатационных характеристик. Это уменьшение сечения контактного провода за счет механического трения, вырывов при схватывании, образования каверн, выплываний и разупрочнения контактного провода в результате теплового действия электродуговых процессов.

Состояние контактного провода в условиях эксплуатации в большинстве случаев оценивается по остаточному сечению. Влияние электродуговых процессов на изменение структуры в настоящее время не определяется, хотя такая необходимость назрела давно.

Возможность оценки структурных изменений меди показана профессором Л.Г. Меркуловым еще в 1956 г. на базе использования ультразвуковых методов диагностики [1].

В настоящее время есть успешный опыт применения ультразвуковой дефектоскопии в различных отраслях промышленности, и необходимо исследовать возможность его использования для контроля эксплуатационного состояния элементов и устройств контактной сети.

Для проведения исследований, связанных с определением характера теплового воздействия, создана физическая мо-

дель воздействия электрической дуги на провода контактной подвески [2] (рис. 1).

Созданный испытательный стенд для токопроводящих образцов позволяет имитировать эксплуатационные воздействия на испытываемый образец провода — одновременное воздействие электрической дуги, регулируемой растягивающей нагрузкой, тепловое воздействие от протекающего транзитного тока и ветровое воздействие.

**Методика эксперимента.** Для анализа использовались образцы медного контактного провода марки МФ-85 и МФ-100, изготовленного по ГОСТ 2584-86. В соответствии с планом проведения эксперимента на поверхность провода, находящегося под токовой и растягивающей нагрузками, воздействовали электрической дугой. Энергию дугового воздействия регулировали путем изменения величины тока и продолжительности воздействия.

Акустические параметры контактных проводов регистрировались ультразвуковым дефектоскопом А1212. В качестве реализуемого метода ультразвуковой локализации использовался ультразвуковой эхо-метод, наиболее информативно (качественно) отображающий изменения акустических параметров проводов. В качестве акустических датчиков использовались прямые совмещенные и раздельно-совмещенные преобразо-

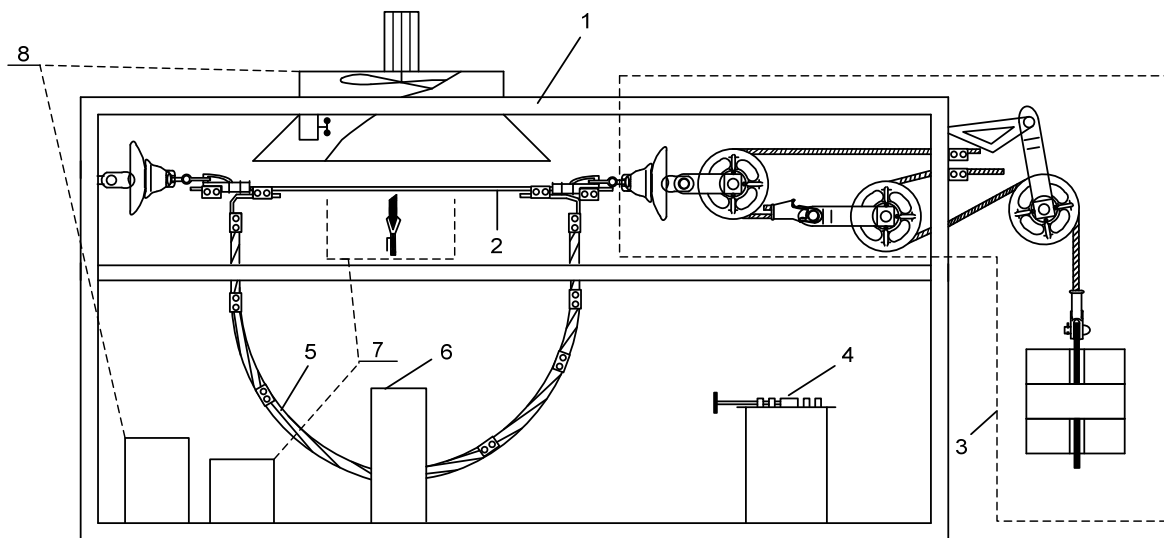


Рисунок 1 — Испытательный стенд:

1 — металлический каркас; 2 — испытываемый образец; 3 — устройство натяжения; 4 — регулировочный трансформатор; 5 — шлейф параллельного провода; 6 — трансформатор тока; 7 — устройство воздействия электрической дуги; 8 — устройство охлаждения





ватели (для обеспечения акустического контакта использовалась контактная смазка).

Преобразователи устанавливались в интересные точки исследования по зоне распространения дефекта, как показано на рис. 2. Расстояние  $a$  между точками составляет 10 мм. Центральная точка 4 соответствует месту воздействия электрической дуги.

Опытным путем было установлено, что наиболее полно требованиям по чувствительности и информативности удовлетворяют раздельно-совместные преобразователи ультразвуковых колебаний на 5 и 10 МГц.

Статистическая обработка полученных сигналов проводилась путем определения коэффициента ослабления сигнала  $\alpha$  для каждой точки методом наименьших квадратов (полагая, что измерения сопряжены с погрешностями) с учетом дифракционной расходимости ультразвуковых колебаний.

**Методика определения коэффициента ослабления.** При измерении амплитуд сигналов, испытавших многократные переотражения от «дна» образца (в нашем случае — от поверхности провода со стороны, противоположной расположению преобразователя), необходимо учитывать влияние следующих факторов: размера преобразователя  $a$ ; толщины образца  $d$ ; частоты ультразвуковых колебаний  $f$ ; коэффициента затухания ультразвуковых колебаний  $\alpha$ ; номера переотражения эхо-сигнала  $n$ ; дифракционной расходимости ультразвуковых колебаний  $D(a, d, f, n)$ ; коэффициента прохождения ультразвуковых колебаний через границу раздела «преобразователь — образец» и обратно  $W$ ; коэффициента отражения от границы раздела «преобразователь — образец»  $V$ ; коэффициента отражения от «дна» образца  $V_{\text{дно}}$ ; коэффициента передачи сигнала системы «преобразователь — аппаратура»  $B(f)$ .

Полагая, что форма ограничивающих поверхностей образца имеет вид плоскости и  $V_{\text{дно}} = 1$ , для модуля амплитуды сигнала  $n$ -го переотраженного ультразвукового импульса получим следующее выражение:

$$A_n(f) = |WA_0B(f)V^{n-1}y^{2n}D(a, d, f, n)|, \quad (1)$$

где  $n = 1, \dots, N$ ;

$A_0$  — амплитуда сигнала на входе в образец;

$y = \exp(-ad)$ ;

$$W = \frac{4Z_1Z_2}{(Z_1 + Z_2)}, \quad (2)$$

где  $Z_1, Z_2$  — акустические импедансы протектора преобразователя и образца соответственно;

$$Z_1 = \rho_1 C_1;$$

$$Z_2 = \rho_2 C_2;$$

где  $\rho$  — плотность материала;

$C$  — скорость распространения ультразвуковых колебаний;

$$V = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2}. \quad (3)$$

Функция  $D(a, f, n)$  определяется следующим соотношением [3, 4]:

$$D(a, f, n) = 1 - \left[ \left( 1 - \frac{\xi_n}{ka} \right) J_0(\xi_n) + j \left( 1 + \frac{\xi_n}{ka} \right) J_1(\xi_n) \right] \exp(-j\xi_n), \quad (4)$$

$$\text{где } \xi_n = \frac{kd}{2} \left[ \sqrt{(2n)^2 + \left( \frac{2a}{d} \right)^2} - (2 \cdot n) \right];$$

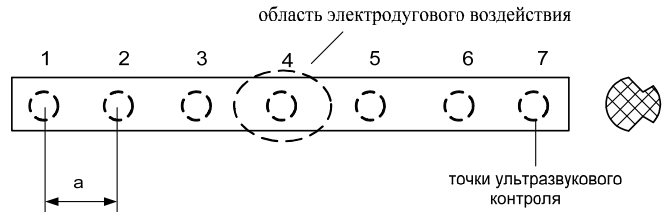


Рисунок 2 — Схема проведения ультразвукового контроля

$J_0(\xi), J_1(\xi)$  — функции Бесселя нулевого и первого порядков соответственно;

$$k = \frac{2\pi f}{C} \text{ — волновое число.}$$

$$\xi_n = \frac{kd}{2} \left[ \sqrt{(2n)^2 + \left( \frac{2a}{d} \right)^2} - (2 \cdot n) \right]. \quad (5)$$

Для упрощения процедуры нахождения параметра  $\alpha$  по экспериментальным данным нормируем выражение (1) к амплитуде  $A_1(f)$ , при этом получим (учитывая, что  $|V| = V$  и  $|y| = y$ )

$$\frac{A_n(f)}{A_1(f)} = V^{n-1} y^{2(n-1)} \frac{D(a, d, f, n)}{D(a, d, f, 1)}. \quad (6)$$

Имея набор экспериментальных данных для амплитуд переотраженных эхо-импульсов  $(A_n)_\varepsilon$ , применяя метод наименьших квадратов, с учетом выражения (6) для коэффициента затухания определяем

$$\alpha = \frac{1}{2d} \cdot \frac{\sum_{n=2}^N \left[ (n-1) \ln \left( \frac{D(a, d, f, n)}{D(a, d, f, 1)} V^{n-1} \right) \right] - \sum_{n=2}^N \left[ (n-1) \ln \left( \frac{(A_n)_\varepsilon}{(A_1)_\varepsilon} \right) \right]}{\sum_{n=2}^N (n-1)^2}. \quad (7)$$

Полученное выражение позволяет производить вычисление коэффициента ослабления сигнала по результатам экспериментальных исследований микроструктуры провода ультразвуковым зондированием.

Обработка экспериментальных и расчетных данных показала, что изменения коэффициента ослабления ультразвуковых колебаний разных образцов имеют общие закономерности.

**Результаты исследований и обсуждение.** Отраженный акустический сигнал медного контактного провода (рис. 3) в состоянии поставки характеризуется наличием семи ярко выраженных гармонических составляющих, описываемых плавно уменьшающейся огибающей (рис. 4а). Для образцов, в материале которых произошли структурные изменения, характеризующие уменьшение прочностных свойств контактных проводов в результате дугового воздействия, обнаружено ярко выраженное затухание акустического сигнала после второй гармонической составляющей (рис. 4б — г).

Одним из результатов воздействия электрической дуги на поверхность контактного провода являются эрозионные следы. Металлографические исследования провода в таких местах выявили изменения внутренней структуры материала провода, оцениваемые размерами кристаллитов, коррелирующими с коэффициентами ослабления ультразвуковых сигналов.

По структуре материал в месте эрозионного следа разделяется на зону с признаками расплавленного металла и граничащую с ней зону термического влияния.

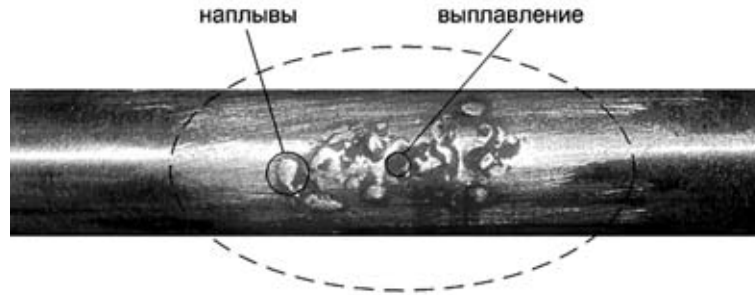


Рисунок 3 — Испытуемый образец провода

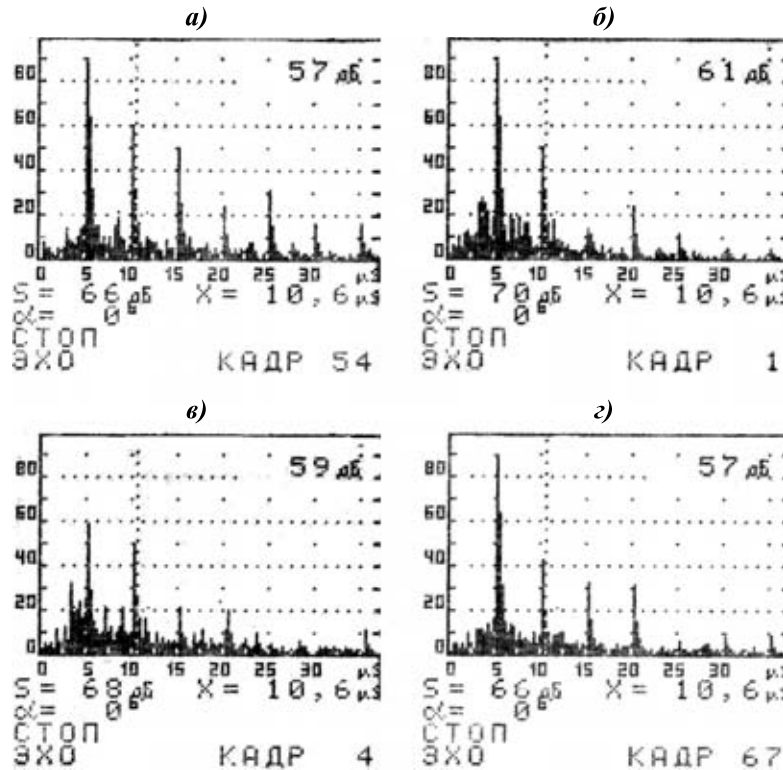


Рисунок 4 — Результаты ультразвукового исследования контактного провода (по схеме на рис. 2):

а — образец провода в состоянии поставки; б — место дефекта, ток дуги  $I = 210$  А; в — точка 1, ток дуги  $I = 210$  А; г — точка 1, ток дуги  $I = 80$  А

Причем при увеличении энергии дугового воздействия эти зоны увеличиваются. В зоне переплавленного металла обнаружены пустоты в виде пор, идентифицируемые как газовая пористость, — дефект, характерный для литого металла. Необходимо отметить, что размеры зоны расплавленного металла значительно меньше зоны термического влияния. Структурные изменения в последней предопределили изменения гармонического состава акустического сигнала.

О наличии структурных изменений материала провода свидетельствует также появление «шумового сигнала» в зоне первой — третьей гармоник, обусловленного рассеянием на поликристаллах (см. рис. 4).

На рис. 5 показана зависимость коэффициента ослабления ультразвукового сигнала  $\alpha$ , являющегося показателем, характеризующим структурные изменения по длине образца контактного провода, подверженного точечному воздействию теплового импульса электрической дуги.

В результате экспериментальных исследований установлено, что коэффициент ослабления ультразвукового сигнала медного контактного провода в состоянии поставки находится в пределах 4-12,5 Нп/м. Рост коэффициента ослабления  $\alpha$  непосредственно в точке воздействия дуги зависит от степени разупрочнения провода в результате рекристаллизации структуры провода. Полученные зависимости свидетельствуют о том, что рекристаллизация носит локальный характер и свойства материала провода изменяются на небольшом участке.

По ранее проведенным исследованиям установлено, что у проводов, бывших в эксплуатации, наряду со снижением временного сопротивления разрыву наблюдается также и снижение поверхностной твердости [5]. Для подтверждения тезиса о возможности диагностирования состояния контактного провода измерением поверхностной твердости получены результаты, показанные на рис. 6.

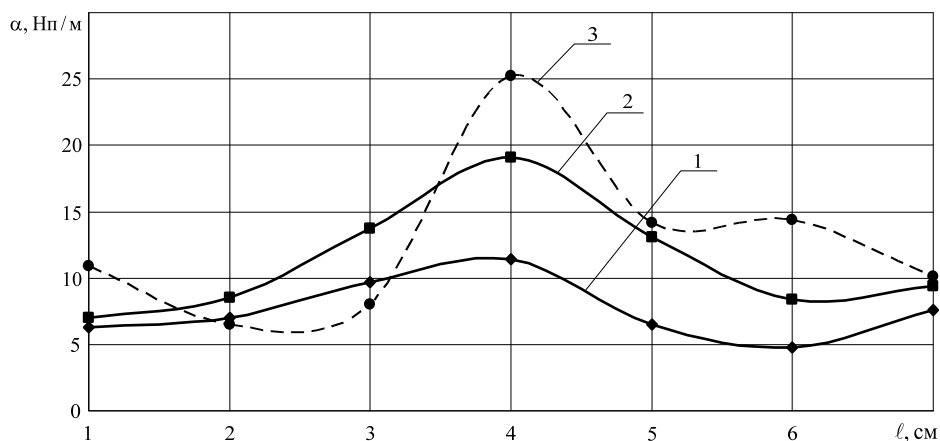


Рисунок 5 — Значения коэффициента ослабления ультразвукового сигнала в точках контроля по рис. 2: 1 — до дугового воздействия; 2 — дуговое воздействие продолжительностью 3 с (10 воздействий); 3 — дуговое воздействие продолжительностью 10 с (100 воздействий)

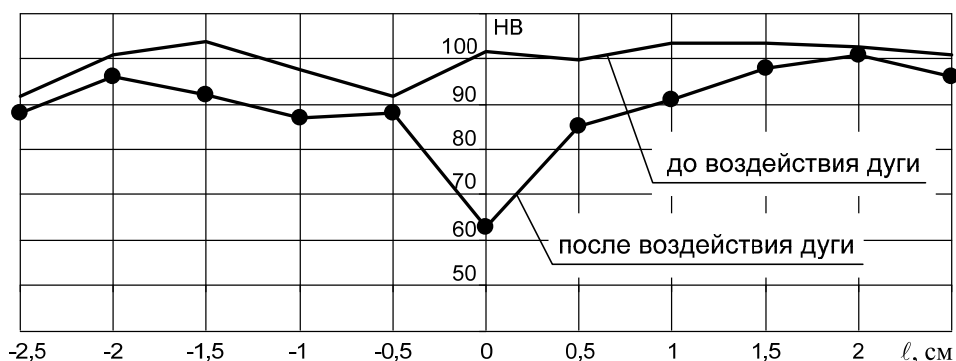


Рисунок 6 — Поверхностная твердость испытуемого образца провода по его длине до и после воздействия электрической дуги

Испытания осуществлялись ультразвуковым твердомером УЗИТ-3 на расстоянии 2,5 см слева и справа от точки дугового воздействия (0) с интервалом 0,5 см.

Поверхностная твердость образцов контактного провода в состоянии поставки находится в пределах 90 — 110 единиц по шкале Бринелля. Результатом дугового воздействия является уменьшение поверхностной твердости в точке воздействия дуги на 40%, этим также подтверждается локальность характера разупрочнения контактного провода.

Контроль по значению твердости контактного провода наиболее удобен для использования в реальной эксплуатации,

так как не требует демонтажа образца провода из контактной подвески.

Таким образом, в результате исследований выявлено [6]:

- разупрочнение провода при электродуговом воздействии на поверхность контактного провода носит локальный характер и зависит от мощности и повторяемости воздействия электрической дуги;

- контроль за изменением прочностных характеристик контактных проводов можно производить путем определения коэффициента ослабления ультразвукового сигнала или поверхностной твердости.

## Литература

1. Меркулов Л.Г. Исследование рассеяния ультразвука в металлах // Журнал технической физики. — 1956. — Т. 26. — Вып. 1. — С. 64 — 75.
2. Патент на полезную модель 64568 РФ, U1 МПК В60М 1/12. Испытательный стенд для образцов токоподающего провода / В.Н. Ли, С.Н. Химухин, Е.А. Титов, И.В. Игнатенко (РФ). — Оpubл. 10.07.07. — Бюл. № 19.
3. Bass R. Diffraction Effects in the Ultrasonic Field of a Piston Source // J. Acoust. Soc. America. — 1958. — V. 36. — № 7. — P. 602 — 605.
4. Бреховских Л.М. Волны в слоистых средах. — М.: Наука, 1973. — 373 с.
5. Порцелан А.А. Исследование нагрева и механических характеристик контактных проводов // Совершенствование контактной сети и токосъема на электрифицированных железных дорогах: Тр. ВНИИЖТ. — М.: Транспорт, 1968. — Вып. 337. — С. 44 — 46.
6. Ли В.Н., Кондратьев А.И., Химухин С.Н., Муромцева Е.В. Контроль микроструктуры контактного провода акустическим методом // Дефектоскопия. — 2003. — № 12. — С. 39 — 45.

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПРИСПОСОБЛЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ К НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРИ РАБОТЕ НА РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

В период быстрого увеличения цен на жидкое топливо (бензин, дизельное топливо) становится актуальным вопрос перевода транспорта на газовое топливо. Анализируя ситуацию на рынке нефтепродуктов и осознавая, что запасы нефти ограничены, можно сделать вывод, что в ближайшее время другой альтернативы газовому топливу не существует.

Работа транспорта на топливе, получаемом из сельскохозяйственных культур, скорее всего, не может быть альтернативой нефтяному, так как вызовет всплеск цен на продукты питания, к тому же использование данного вида энергоносителя будет ограничено на международном уровне.

До полномасштабного перехода на газовое топливо есть определенное время, но уже сейчас необходимо решать некоторые проблемные вопросы, с которыми сталкиваются при работе транспорта на газе. В частности, возникают сложности при эксплуатации газобаллонных автомобилей в условиях низких температур. При работе в таких условиях изменяется расход топлива, что связано с изменением процессов смесеобразования и сгорания. Это изменение, в частности, приводит к неверной корректировке норм и нормативов технической эксплуатации, в том числе норм расхода топлива. Более объективную корректировку норм расхода топлива можно получить, основываясь на приспособленности автомобилей при работе на сжиженном нефтяном (СНГ) и компримированном природном газе (КПГ) к условиям низких температур воздуха. Эта оценка позволит выявить, при работе на каком газообразном топливе автомобиль более приспособлен к температурному изменению условий эксплуатации.

В качестве предмета исследования был выбран автомобиль ГАЗ-3110 с двигателем ЗМЗ-406.2.10, переведенный на СНГ и КПГ. Эксперимент проводился в условиях г. Тюмени в 2005-2008 гг. Диапазон температур воздуха изменялся в пределах  $-39,6 \dots 20^\circ\text{C}$ . Топливная экономичность автомобилей оценивалась при равномерном движении с постоянной скоростью 90 км/ч на прямой передаче. Дистанция выбега — 10 км. Измерение расхода топлива проводилось методом доливки бака (баллона) до полного.

Эксперимент позволил построить графические зависимости влияния температуры воздуха на расход топлива (рис. 1). Анализируя построенные зависимости, можно выявить, что автомобиль наименее восприимчив к изменению температуры воздуха при работе на компримированном природном газе. Работа автомобиля на сжиженном нефтяном газе в условиях низких температур оказывает большее влияние на расход топлива. Однако наименее всего с точки зрения топливной экономичности автомобиль приспособлен к изменению природно-климатических условий при работе на бензине.

Приведенные на рис. 1 графические зависимости описываются такими математическими моделями:

$$q_{\text{бенз.}} = 9,54 + 1,2 \cdot 10^{-3} (x - 0)^2; \quad (1)$$

$$q_{\text{СНГ}} = 10,41 + 0,9 \cdot 10^{-3} (x - 1)^2; \quad (2)$$

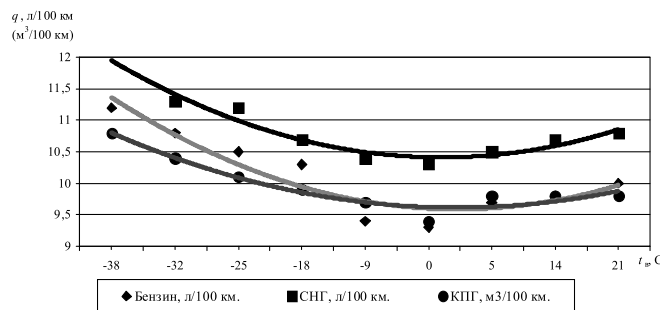


Рисунок 1 — Зависимость влияния температуры воздуха на расход топлива

$$q_{\text{КПГ}} = 9,60 + 0,6 \cdot 10^{-3} (x - 4)^2. \quad (3)$$

Вывод можно сделать следующий. При работе на бензине остро встает вопрос качественного распыла топлива и обеспечения его смешивания с воздухом для создания горючей смеси. В условиях низких температур процесс смесеобразования затрудняется, так как часть бензина оседает, конденсируется на стенках впускного коллектора, камеры сгорания в период такта наполнения. Тем самым требуется больше топлива для производства единицы работы. При работе на газовых топливах вопрос смесеобразования стоит менее остро, поскольку газ легко смешивается с воздухом, не оседает на стенках впускного тракта и более полно сгорает. При работе на СНГ стоит проблема подачи топлива в цилиндр двигателя. Процесс наполнения обеспечивается давлением в газовом баллоне, однако с понижением температуры воздуха это давление снижается из-за физических особенностей газов (пропан, бутан), составляющих сжиженный нефтяной газ. Как показал эксперимент, при температуре воздуха, равной  $-38^\circ\text{C}$ , не удалось обеспечить работу автомобиля на данном виде топлива. Эксплуатация автомобилей на КПГ облегчает использование автомобиля на этом виде топлива в условиях отрицательных температур воздуха. Этот газ по своей структуре более однороден и состоит на 98% из метана, а также подача газа из баллона обеспечивается высоким давлением, под которым газ помещен в баллон, а не изменением агрегатного состояния, как в случае СНГ.

Основываясь на теории адаптации [1], можно определить уровень приспособленности автомобилей при работе на различных топливах в условиях отрицательных температур воздуха. Под приспособленностью понимается свойство объекта (автомобиля) сохранять показатели качества на номинальном



уровне при отклонении условий эксплуатации от стандартных. В качестве стандартных температурных условий эксплуатации принимается температура воздуха, равная +25°C. Таким образом, приспособленность автомобиля  $A$  к изменению температуры окружающего воздуха  $t_{в}$  может быть определена по формуле

$$A = \frac{q_n}{q_{\phi}}, \quad (4)$$

где  $q_n$  – номинальное значение расхода топлива в стандартных условиях, л/100 км ( $\text{м}^3/100 \text{ км}$ );

$q_{\phi}$  – фактический расход топлива в заданных условиях эксплуатации, л/100 км ( $\text{м}^3/100 \text{ км}$ ).

Имея данные по значениям расхода топлива при конкретной температуре окружающего воздуха, можно построить графическую зависимость изменения коэффициента приспособленности при различных значениях температуры воздуха (рис. 2).

Приведенные выше графические зависимости описываются следующими математическими моделями:

$$A_{\text{бенз.}} = 0,97 - 1,1 \cdot 10^{-4} (x - 0)^2; \quad (5)$$

$$A_{\text{СНГ}} = 0,98 - 8,0 \cdot 10^{-5} (x - 1)^2; \quad (6)$$

$$A_{\text{КПГ}} = 0,98 - 6,0 \cdot 10^{-5} (x - 4)^2. \quad (7)$$

Анализируя графические и математические модели влияния температуры воздуха на изменение коэффициента при-

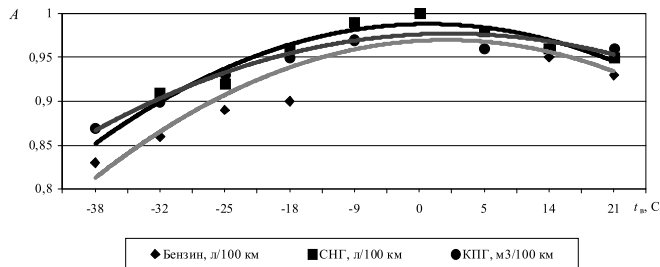


Рисунок 2 – Зависимость влияния температуры воздуха на коэффициент приспособленности по расходу топлива

способности, можно подтвердить гипотезу о том, что при работе на КПГ и СНГ автомобиль более приспособлен к изменению температурных условий эксплуатации по расходу топлива относительно его эксплуатации на бензине.

Практический выход данного исследования может заключаться, в частности, в определении надбавок к норме расхода топлива применительно не к периоду времени, а к конкретному числу месяца на основе значения фактической температуры воздуха.

Конечно, от истинных значений расхода топлива значения, заложенные в математические модели, далеки, однако они дают более объективную картину с точки зрения нормирования расхода топлива относительно тех методов, которые существуют в настоящее время.

## Литература

1. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Приспособленность автомобилей к низким температурам воздуха: Учебное пособие. — Тюмень: ТГУ, 1985. — 105 с.

## ВЛИЯНИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ НЕКОТОРЫХ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Запасы углеводородного сырья на земле безграничны, и они не восполняются. Потребность в продуктах нефти растет с каждым днем в связи с увеличением количества машин, потребляющих бензин, дизтопливо, минеральные масла. Некоторые страны, желая снизить зависимость от импорта нефтепродуктов, разрабатывают и внедряют технологии получения альтернативных, преимущественно биологических, топлив на основе растительной массы и получаемых из нее масел, в том числе и для дизельных двигателей [1].

Существуют два пути применения растительных масел для дизелей. Один из них предполагает переработку масел до кондиций дизельного топлива, а второй — использование их вместо топлива. Однако применение масел вместо дизтоплива порождает технические проблемы. Масла не могут длительно использоваться в обычных двигателях, так как сгорают не полностью. Это приводит не только к их смешиванию со смазочным маслом, но и к отложению продуктов коксования на форсунках, поршнях и поршневых кольцах. Причиной тому является высокая вязкость масел, которую можно понизить нагреванием или разжижением минеральным дизтопливом. Так, в предкамерных двигателях за счет дополнительного подогрева масла перед воспламенением и более интенсивного завихрения воздуха обеспечивается его лучшее смешивание с воздухом и более полное сгорание. Но и такие двигатели выходят из строя. Следовательно, для использования растительных масел как топлив требуется создание специальных конструкций двигателей. Тем более что только в таких двигателях возможен меньший расход масел по сравнению с минеральным дизтопливом.

Ряд европейских фирм-производителей уже предлагают специальные дизельные моторы, способные эффективно работать на масле, которые, однако, отличаются высокой стоимостью. В качестве биотоплива чаще всего применяется метанол — метиловый эфир, обладающий свойствами горючего топлива. Он отличается хорошей воспламеняемостью, обеспечиваемой высоким цетановым числом. Если для минерального дизельного топлива цетановое число равно 50 — 52, то у метанола оно составляет 56 — 58. Это позволяет использовать его в дизелях без других стимулирующих воспламенение веществ.

Однако производство метанола довольно дорогой процесс, требующий специального оборудования и технологии. Поэтому в последнее время для экономии дизельного топлива стали применять добавки различных растительных масел к этому топливу. В качестве добавок чаще всего используют рапсовое или соевое масло как самые распространенные в сельском хозяйстве либо вообще применяют смеси дизельного топлива и различных масел. Влияние разных типов смеси на работу двигателя изучено недостаточно, а их воздействие на пусковые качества двигателя практически совсем не исследовано.

В связи с этим в лаборатории двигателей УрСХА были проведены соответствующие эксперименты, в ходе которых опре-

делялось влияние различных типов топливо-масляных смесей на основные показатели работы двигателя. Опыты проводились на двигателе Д-144 воздушного охлаждения, установленном на испытательном стенде КИ-1363Б. В качестве топлива применялись масло-дизельные смеси в пропорции 25/75, 50/50, 75/25 (первая цифра — процент соевого масла, вторая — дизельного топлива) и стандартное дизельное топливо группы А. Была снята регуляторная характеристика, изучались возможность и продолжительность пуска, крутящий момент, эффективная мощность, часовой и удельный расход топлива. Результаты опытов показаны на рис. 1.

Как видно из графиков рис. 1, крутящий момент и эффективная мощность двигателя при работе на стандартном дизельном и на разных типах смеси топлива и соевого масла

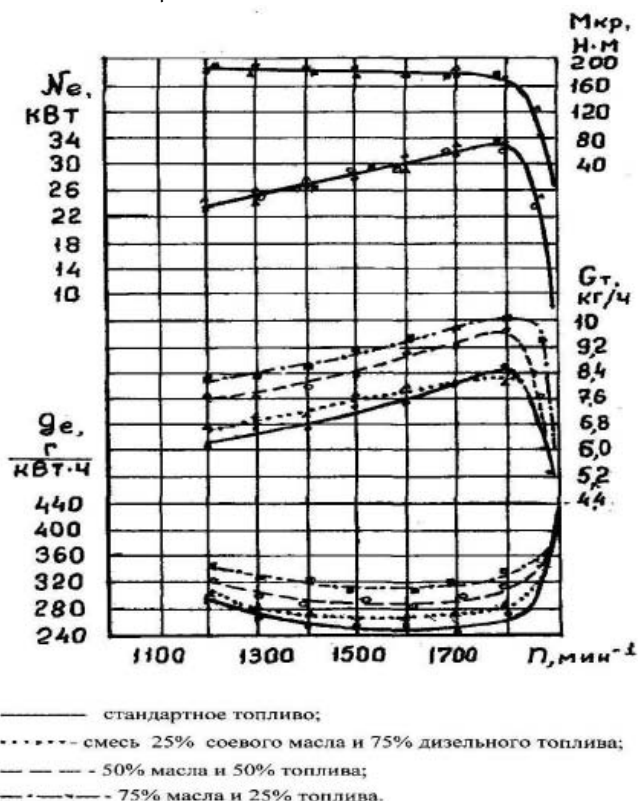


Рисунок 1 — Регуляторная характеристика дизеля Д-144



остались неизменными. Часовой и удельный расход топлива при работе на разных типах смеси значительно увеличился по сравнению с работой двигателя на одном дизельном топливе. Кроме того, можно сделать вывод и о том, что с повышением в смеси доли масла часовой и удельный расходы топлива увеличиваются (см. рис. 1). Такое положение можно объяснить частично тем, что плотность масла больше, чем дизельного топлива. Так, если плотность дизельного топлива марки А при температуре 20°С равна 827 кг/м<sup>3</sup>, то плотность соевого масла составляет 905 кг/м<sup>3</sup>.

Но поскольку цикловая подача измеряется в см<sup>3</sup>, то даже при постоянной подаче с увеличением доли масла в топливе подача по массе будет увеличиваться.

А так как часовой и удельный расход смеси измеряются в весовых единицах, следовательно, по массе они тоже будут возрастать. Однако это только одна из причин увеличения данных расходов. Их возрастание связано, видимо, с процессами смесеобразования и сгорания, но влияние этих факторов изучено явно недостаточно, так как вопрос весьма сложный и новый.

В работе изучалось и влияние топливных смесей на пусковые качества двигателя. Необходимо отметить, что при положительных температурах пуск двигателя на дизельном топливе и на трех разных типах смесей осуществлялся без заметных изменений, практически одинаково. При понижении температуры условия пуска двигателя меняются. Они во многом зависят от вязкости топлива и температуры его помутнения, при котором в топливе начинают выпадать мелкие кристаллы парафина. При этом оно не прокачивается через фильтр тонкой очистки, и, естественно, пуск двигателя и его работа становятся невозможными. При концентрации соевого масла в топливо-масляной смеси 25, 50 и 75% температура помутнения составила соответственно —21, —18 и —16°С.

В связи с этим возможность пуска и работы двигателя на этих типах смеси возможна только до температуры —15 и —20°С.

По этому вопросу в УрСХА на двигателе, установленном под легким навесом на стенде КИ-1363Б, в числе многих других испытаний были проведены исследования устойчивости работы и запуска при низких отрицательных температурах [2]. Двигатель работал на зимнем дизельном топливе марки З, ГОСТ 305-82. Оказалось, что при температуре —30, —35°С пуск двигателя был затруднен, а работа его становилась неустойчивой. При анализе причин этих неисправностей оказалось, что топливо плохо проходит через фильтр тонкой очистки. В нем появляются мелкие кристаллы парафина, которые не проходят фильтр. При этом топливо становилось мутным. После подогрева топлива двигатель начинал работать устойчиво и легче запускаться.

Таким образом, применение смесей дизельного топлива с соевым маслом (в любой концентрации) при низких температурах ухудшает пусковые качества двигателя вследствие повышенной температуры помутнения, а следовательно, и более затрудненной прокачиваемости смеси через фильтры тонкой очистки.

#### **Выводы**

1. Применение альтернативных топлив в настоящее время актуально.
2. Использование смесей дизельного топлива и растительных масел в двигателях незначительно увеличивает часовой и удельный эффективный расходы топлива.
3. В связи с повышенной вязкостью масла и более высокой температурой помутнения несколько ухудшаются пусковые качества при низких температурах окружающей среды.
4. В целом применение смесей дизтоплива и растительных масел при определенных условиях экономически выгодно.

#### **Литература**

1. Новопашин Л.А., Денежко Л.В., Бонк В.М. *Использование спиртобензиновых, маслодизельных топливных композиций для Д.В.С.: Отчет по договору № 13-2006 г. — Екатеринбург, 2007.*
2. Боровских А.М. *Исследование возможности облегчения пуска тракторного дизеля при помощи свечей накаливания в условиях низких температур: Дис. ... канд. техн. наук. — Свердловск, 1975.*

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Выполненные исследования дают возможность уменьшить погрешность результатов при экспертизе ДТП. Предложенные зависимости приводят к упрощению процедуры определения траектории движения транспортных средств при ДТП.

Даже неспециалисту понятно, что в России в течение еще многих лет сохранится тенденция увеличения количества транспортных средств на дорогах, повышения интенсивности движения, что создает дополнительные предпосылки для ухудшения обстановки в сфере обеспечения безопасности дорожного движения.

Актуальным в наши дни в связи с количеством автомобилей на дорогах в час пик становится вопрос о соблюдении минимально безопасного расстояния между двумя автомобилями, движущимися в попутном направлении с одинаковой скоростью. Предложенные методы [1] определения минимально безопасного расстояния при попутном движении транспортных средств позволяют последовательно рассматривать все возможные случаи движения двух автомобилей при торможении — вплоть до полной остановки. Очень важно, что эти методы дают возможность находить минимально безопасное расстояние в общем виде с учетом множества параметров движения.

Пусть рассматривается вопрос нахождения минимально безопасного расстояния между автомобилями  $A_1$  и  $A_2$ , движущимися в попутном направлении с одинаковой скоростью  $V_a$  при выполнении следующих неравенств:

$$j_1(T_1 - t_{13n}) - j_2(T_2 - t_{23}) > 0; \quad (1)$$

$$j_1(T_1 - t_{13n}) - 2V_a \geq 0; \quad (2)$$

$$2V_a - j_2(T_2 - t_{23}) > 0 \quad (3)$$

и неравенств  $0 < t_{13n} < t_{1ocm}^{(1)} \leq t_{23} < T_2 < t_{2ocm}^{(2)}$ ,  $(4)$

где  $t_{13n}$  — время запаздывания тормозного привода автомобиля  $A_1$ ;

$j_1$  — замедление автомобиля  $A_1$ ;

$$T_1 = t_{13n} + t_{1нз}$$

$t_{1нз}$  — время нарастания замедления автомобиля  $A_1$ ;

$t_{1ocm}^{(1)}$  — время движения автомобиля  $A_1$  до полной остановки;

$j_2$  — замедление автомобиля  $A_2$ ;

$$t_{23} = t_{2p} + t_{23н}$$

$t_{2p}$  — время реакции водителя автомобиля  $A_2$ ;

$t_{23н}$  — время запаздывания тормозного привода;

$t_{2нз}$  — время нарастания замедления автомобиля  $A_2$ ;

$$T_2 = t_{23} + t_{2нз}$$

$t_{2ocm}^{(2)}$  — время движения автомобиля  $A_2$  до полной остановки.

При выполнении неравенств (1), (2), (3) законы изменения скорости и пути для автомобилей  $A_1$  и  $A_2$  соответственно примут вид:

$$V_1(t) = \begin{cases} V_a, & 0 \leq t \leq t_{13n}; \\ \left( V_a + \frac{j_1}{2} t_{13n} \right) - \frac{j_1}{2} t, & t_{13n} < t \leq t_{1ocm}^{(1)}; \\ 0, & t > t_{1ocm}^{(1)}, \end{cases} \quad (5)$$

$$S_1(t) - S^0 = \begin{cases} V_a t, & 0 \leq t \leq t_{13n}; \\ -\frac{j_1}{4} t^2 + \left( V_a + \frac{j_1}{2} t_{13n} \right) t - \frac{j_1}{4} t_{13n}^2, & t_{13n} < t \leq t_{1ocm}^{(1)}; \\ t_{13n} V_a + \frac{V_a^2}{j_1}, & t > t_{1ocm}^{(1)}. \end{cases} \quad (6)$$

$$V_2(t) = \begin{cases} V_a, & 0 \leq t \leq t_{23}; \\ V_a - \frac{j_2}{2} (t - t_{23}), & t_{23} < t \leq T_2; \\ \left[ V_a + \frac{j_2}{2} (T_2 + t_{23}) \right] - j_2 t, & T_2 < t \leq t_{2ocm}^{(2)}; \\ 0, & t > t_{2ocm}^{(2)}. \end{cases} \quad (7)$$

$$S_2(t) = \begin{cases} V_a t, & 0 \leq t \leq t_{23}; \\ -\frac{j_2}{4} t^2 + \left( V_a + \frac{j_2}{2} t_{23} \right) t - \frac{j_2}{4} t_{23}^2, & t_{23} < t \leq T_2; \\ -\frac{j_2}{2} t^2 + \left[ V_a + \frac{j_2}{2} (T_2 + t_{23}) \right] t - \frac{j_2}{4} (T_2^2 + t_{23}^2), & T_2 < t \leq t_{2ocm}^{(2)}; \\ \frac{(T_2 + t_{23}) V_a + \frac{V_a^2}{2j_2} - \frac{j_2}{8} (T_2 - t_{23})^2}{2}, & t > t_{2ocm}^{(2)}. \end{cases} \quad (8)$$

Отметим, что в рассматриваемом случае при экстренном торможении автомобиля  $A_2$  будут следы юза, а у автомобиля  $A_1$  следов юза не будет.

Используя равенства (5), (6), (7), (8) и неравенство (4), записав выражения функций  $\Delta V(t) = V_1 - V_2$  и  $s(t) = \Delta S(t) - S_0 = S_1 - S_0 - S_2$  [2] на отрезке времени  $[0; t_{2ocm}^{(2)}]$ , получим выражения для нахождения минимально безопасного расстояния, приведенные в табл. 1.

Таблица 1 — Уравнения для расчета минимально безопасного расстояния между движущимися автомобилями

Условия	Минимально безопасное расстояние
$t_{1ocm}^{(1)} < t_{23}$	$S_{\min}^0 = \left( \frac{j_1 - 2j_2}{2j_1 j_2} \right) V_a^2 + \left( \frac{1}{2} (T_2 + t_{23}) - t_{13n} \right) V_a - \frac{j_2}{8} (T_2 - t_{23})^2$
$t_{1ocm}^{(1)} = t_{23}$	$S_{\min}^0 = \left( \frac{j_1 + 2j_2}{2j_1 j_2} \right) V_a^2 + (T_2 - t_{23}) \frac{V_a}{2} - \frac{j_2}{8} (T_2 - t_{23})^2$

Найденные формулы могут автоматически информировать водителя об опасной близости к автомобилю-лидеру, что позволит снизить аварийность на дорогах. Полученные данные дают возможность уменьшить погрешность результатов при экспертизе ДТП и приводят к упрощению процедуры определения траектории движения транспортных средств при ДТП.

## Литература

1. Карев Б.Н., Сидоров Б.А., Недоростов П.М. Методы расчета безопасных расстояний при попутном движении транспортных средств. — Екатеринбург: УГЛТУ, 2005.
2. Карев Б.Н., Сидоров Б.А. Анализ возможностей столкновения автомобилей, движущихся в попутном направлении // Матер. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов УГЛТУ. — Екатеринбург: УГЛТУ, 2004.



# АЛГОРИТМ ОЦЕНКИ ПРИСПОСОБЛЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ К СУРОВЫМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО РАСХОДУ ТОПЛИВА

Основная масса автомобилей, эксплуатируемых в нашей стране, рассчитана на надежное и эффективное использование зимой при температуре окружающего воздуха не ниже минус 30°С [1].

При понижении температуры ниже минус 30°С эксплуатация автомобилей значительно усложняется. С изменением условий эксплуатации изменяются показатели эффективности автомобилей. Большинство авторов отмечают негативное воздействие низкотемпературных условий эксплуатации на эффективность работы автомобиля, в результате чего наблюдается увеличение расхода топлива [1–5], а для экономии энергетических ресурсов снижение расхода топлива автомобилями имеет первостепенное значение.

Степень влияния суровых низкотемпературных условий на автомобиль зависит от уровня его приспособленности к этим условиям и различна для автомобилей разных марок и моделей, имеющих свои конструктивные и эксплуатационные особенности.

С точки зрения практического использования очевидна необходимость оценки приспособленности автомобилей к заданным условиям эксплуатации, подразумевающая классификацию автотранспортных средств по уровню приспособленности к тем или иным условиям эксплуатации, учитывающая интервалы суровости низкотемпературных условий эксплуатации и диапазоны приспособленности автомобилей к этим условиям.

На основе теоретических и экспериментальных исследований в области приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации разработаны практические рекомендации, которые могут быть применимы для автомобилей и автобусов различных марок и моделей.

Предлагаемая оценка позволяет охарактеризовать и научно обосновать возможность эффективного использования

автомобиля и определить, в какой мере его конструкция отвечает условиям эксплуатации.

Алгоритм действий, определяемых данной оценкой, представлен на рис. 1.

Решение задачи по определению уровня приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации возможно разбить на несколько этапов.

На первом этапе формируется список критериев оценки автомобиля, определяющих его уровень приспособленности, — составляется классификация эксплуатационных и конструктивных особенностей, каждая из которых характеризуется набором технических и технологических параметров.

На втором этапе устанавливается «важность» отдельных критериев оценки автомобиля одним из многомерных статистических методов.

При установлении рациональных интервалов суровости (третий этап) низкотемпературных условий эксплуатации предлагается использовать 12-бальную шкалу Л.Г. Резника [5]. Диапазон низкотемпературных условий эксплуатации автомобилей разбивается на четыре интервала: умеренный, умеренно-суровый, суровый, очень суровый.

На четвертом этапе определяются рациональные диапазоны приспособленности. Для обеспечения удобства практического использования определены и научно обоснованы три диапазона приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации. Каждому диапазону соответствует свой уровень приспособленности: I — низкий уровень приспособленности; II — средний уровень приспособленности; III — высокий уровень приспособленности.



Рисунок 1 — Алгоритм оценки приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации по расходу топлива

Таблица 1 — Краткие характеристики диапазонов приспособленности

№ п/п	Конструктивные особенности	Эксплуатационные особенности	Диапазон
1	Двигатель автомобиля оснащен системой электронного впрыска топлива, наличие нейтрализатора и электровентилятора системы охлаждения	Применение средств утепления подкапотного пространства. Применение низкотемпературных охлаждающих жидкостей для систем охлаждения.	Высокий
2	Карбюраторный двигатель. Двигатель автомобиля оснащен системой подогрева воздуха на впуске или механизмом автоматического регулирования температуры воздуха на впуске	Постоянно работающий вентилятор системы охлаждения. Наличие утеплительного чехла. Установка шланга забора воздуха в положении "зима"	Средний
3	Карбюраторный двигатель. Отсутствие пунктов 1... 2	Отсутствие пунктов 1... 2	Низкий

Характерные признаки, определяющие принадлежность автомобиля к диапазонам приспособленности, представлены в табл. 1.

Отнесение автомобиля к тому или иному диапазону приспособленности производится на основании конструктивных и эксплуатационных аналогий.

На пятом этапе определяется совокупная оценка уровня приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации по расходу топлива.

В качестве показателя, оценивающего приспособленность автомобиля к суровым низкотемпературным условиям, используется совокупный показатель приспособленности автомобиля к условиям эксплуатации, зависящий от единичных показателей, которые характеризуют эксплуатационные и конструктивные особенности автомобиля.

Совокупный показатель определяется по формуле

$$K = \frac{\sum K_i \cdot K_{oi}}{\sum K_{oi}}, \quad (1)$$

где  $K_i$  — коэффициент приспособленности, учитывающий приспособленность автомобиля по отдельным эксплуатационным и конструктивным особенностям к низкотемпературным условиям эксплуатации по расходу топлива с учетом критериев оценки;

$K_{oi}$  — коэффициенты весомости показателей;

$i$  — номер коэффициента ( $i = 1, 2, \dots, n$ ).

Совокупный показатель приспособленности  $K$  изменяется в интервале от 0 до 1. Если  $K = 0$ , то автомобиль не приспособлен к данным условиям эксплуатации. Если  $K = 1$ , то автомобиль абсолютно приспособлен к данным условиям эксплуатации. Более высокая приспособленность автомобиля определяет более высокую его сравнительную эффективность использования в переменных условиях эксплуатации.

Для расчета совокупного показателя по отдельному критерию оценки используется следующая формула:

$$K = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n K_{ij}}, \quad (2)$$

где  $K_{ij}$  — коэффициент приспособленности, учитывающий приспособленность автомобиля по под свойству его отдельной особенности (эксплуатационной или конструктивной) к низкотемпературным условиям эксплуатации по расходу топлива с учетом критериев оценки;

$j$  — число под свойств, принадлежащих  $i$ -му коэффициенту приспособленности.

Таким образом, данные практические рекомендации позволят выявить, в какой степени будет надежен автомобиль при его эксплуатации в условиях низких температур, как будет изменяться расход топлива с изменением температуры окружающего воздуха, а следовательно, определить автомобиль или комплектацию автомобиля оптимального уровня, соответствующего условиям его эксплуатации.

## Литература

1. Бакуревич Ю.Л., Толкачев С.С., Шевелев Ф.Н. Эксплуатация автомобилей на Севере. — М.: Транспорт, 1973. — 180 с.
2. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. — М.: Транспорт, 1990. — 135 с.
3. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. — М.: Транспорт, 1989. — 128 с.
4. Токарев А.А. Топливная экономичность и тяговоскоростные качества автомобиля. — М.: Машиностроение, 1982. — 224 с.
5. Резник Л.Г. Индекс суровости условий эксплуатации машин // Изв. вузов. Нефть и газ. — 2000. — № 1. — с. 112 — 115.

Стоимость одного номера с 2009 года – 180 рублей. Периодичность 4 номера в год.

Министерство связи Российской Федерации Ф СП - 1

АБОНЕМЕНТ на \_\_\_\_\_ **46463**  
(индекс издания)

**Транспорт Урала** Количество комплектов \_\_\_\_\_

На 20\_\_ год по месяцам

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Куда        
(почтовый индекс) (адрес)

Кому \_\_\_\_\_

Линия отреза \_\_\_\_\_

ДОСТАВОЧНАЯ КАРТОЧКА **46463**  
(индекс издания)

На \_\_\_\_\_

Стои- мость	подписки перед- рессовки	_____ руб.	_____ коп.	Количество комплектов
		_____ руб.	_____ коп.	

На 20\_\_ год по месяцам

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

почтовый индекс					
код улицы					
дом	корпус	квартира			

город \_\_\_\_\_

село \_\_\_\_\_

область \_\_\_\_\_

район \_\_\_\_\_

улица \_\_\_\_\_

Фамилия И. О. \_\_\_\_\_

Научно-технический журнал «Транспорт Урала».  
Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати,  
телерадиовещания и средств массовых коммуникаций 27 мая 2004 г.  
Свидетельство ПИ №77-18098.

Адрес редакции:  
Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66. Тел.: (343) 245-31-88, 245-01-34  
e-mail: vsay@nis.usurt.ru, lneverova@nis.usurt.ru

Учредитель: Уральский государственный университет путей сообщения.

С 1 января 2007 года журнал включен ВАКом в перечень периодических, научных и научно-технических изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора наук.

Отпечатано в типографии ООО «Издательский Дом «Филантроп»  
624090, Свердловская обл., г. Верхняя Пышма, ул. Ленина, 97а