

# ТРАНСПОРТ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

УРАЛА

■ РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСЧЕТНО-ПЛАТЕЖНЫХ ОТНОШЕНИЙ В РЕГИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

■ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ КОМПАНИЙ ТРАНСПОРТА НА РЫНКЕ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ ПРЕДПРИЯТИЙ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

■ ПОВЫШЕНИЕ РЕГУЛЯРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГОРОДСКИХ МАРШРУТНЫХ АВТОБУСОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

■ ИНВЕСТИЦИОННЫЕ РИСКИ ПРИ СОЗДАНИИ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ЦЕНТРОВ



ТЕМА НОМЕРА:

**ПОСТРОЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЦЕССА  
УПРАВЛЕНИЯ ОБРАЩЕНИЕМ КОЛЬЦЕВЫХ МАРШРУТОВ**

## ПРАВИЛА НАПИСАНИЯ СТАТЕЙ

1. В редакцию направляется текст статьи с информацией об авторах, шифром УДК, двуязычной аннотацией, списком литературы, графиками, рисунками и таблицами. К тексту прилагается сопроводительное письмо и одна фотография каждого автора в цветном исполнении размером 10x15 см, подписанная простым карандашом на обороте. Фотографии должны быть контрастными, в качестве подложки иметь плотную глянцевую бумагу без заломов и повреждений. В редакцию необходимо прислать распечатку статьи в двух экземплярах (один из экземпляров подписывается всеми авторами, содержит их полные фамилию, имя и отчество, место работы и должность, научные звания, почтовый и электронный адреса и контактные телефоны) и электронный вариант на дискетах 3,5 дюйма CD или ZIP-носителях.
2. Текст статьи объемом не более 12–14 страниц представляется в формате \*.doc, \*.rtf (Microsoft Word). Формат страницы А4, шрифт Times New Roman Cyr, 14 кегль, полуторный интервал. Все поля по 2 см.
3. Рисунки представляются в оригинале и в электронном виде в форматах \*.tiff, \*.jpeg (Adobe Photoshop). Рисунки выполняются черной тушью на плотной белой бумаге. Электронные версии рисунков должны быть сохранены с разрешением не менее 300 dpi. Редакция не несет ответственности за возможные искажения информации, представленной только в электронном виде.
4. Схемы и графики представляются в оригинале и в электронном виде в формате \*.xls (Microsoft Excel).
5. 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.
6. В тексте статьи отмечаются места расположения дополнительного материала (фотографий, рисунков, графиков и т.д.), представленного в других файлах и в оригинальном виде. На обороте мест расположения дополнительного материала простым карандашом указываются фамилии авторов, номер иллюстрации.
7. 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 тексте в квадратных скобках, в соответствии с нумерацией в списке литературы.
8. Помимо целиком сохраненного в едином файле материала, каждый иллюстративный материал (таблица, рисунок, график, схема) сохраняется ОТДЕЛЬНЫМ ФАЙЛОМ с соответствующим названием.

### РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

- 1 Ефимов Александр Васильевич — главный редактор, ректор УрГУПС.  
 2 Сай Василий Михайлович — зам. главного редактора, проректор по научной работе (УрГУПС).  
 3 Асадченко Виталий Романович — зам. главного редактора, д.т.н., профессор (УрГУПС).  
 4 Силуков Юрий Дмитриевич — д.т.н., профессор (УГЛУ).  
 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 Ваксман Семен Аронович — к.т.н. УрГЭУ  
 9 Галкин Александр Геннадьевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 10 Глушко Марат Иванович — д.т.н., УО ВНИИЖТ (Екатеринбург)  
 11 Готлиб Борис Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 12 Грицык Валерий Иванович — д.т.н., РГУПС (Ростов-на-Дону)  
 13 Ковалев Рудольф Николаевич — д.т.н., УГЛУ (Екатеринбург)  
 14 Козлов Петр Алексеевич — д.т.н., ЗАО «Транспортный алгоритм» (Москва)  
 15 Коротаев Владимир Николаевич — д.т.н., ПГТУ (Пермь)  
 16 Коркунова Ольга Владимировна — к.ф.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 17 Кузнецов Константин Борисович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 18 Лапшин Василий Федорович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 19 Наговицын Виктор Степанович — к.т.н. (Москва)  
 20 Павлюков Александр Эдуардович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 21 Паршин Анатолий Васильевич — к.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)  
 34 Яровой Юрий Иванович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)

Выпускающий редактор — Неверова Людмила Васильевна.

Контактные телефоны: (343) 373-07-41, 245-31-88

E-mail: LNeverova@nis.usurt.ru

www.usurt.ru/ru/science

### В НОМЕРЕ

#### ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

- Журавская М.А. / ВОПРОСЫ ФОРМИРОВАНИЯ МЕЗОЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ПРИМЕРЕ ОПТИМИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ СЕТИ 2  
 Русаков А.С. / РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСЧЕТНО-ПЛАТЕЖНЫХ ОТНОШЕНИЙ В РЕГИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА Самуйлова Е.И. / К ВОПРОСУ О ЗАТРАТАХ НА ПЕРСОНАЛ ТРАНСПОРТНОЙ КОМПАНИИ 7  
 Дунаев О.Н., Дзигунов А.П. / КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ КОМПАНИЙ ТРАНСПОРТА НА РЫНКЕ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ ПРЕДПРИЯТИЙ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ 14  
 Румянцев С.А., Азаров Е.Б. / УЧЕТ ЭФФЕКТА ВЫТЕСНЕНИЯ ТОКА В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ВИБРОТРАНСПОРТИРУЮЩАЯ МАШИНА» 22  
 Безроднова Е.Г. / МОДЕЛИРОВАНИЕ РЫНКА УСЛУГ ПО ОХРАНЕ ТРУДА В РЕГИОНЕ С УЧЕТОМ КОРПОРАТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ОАО «РЖД» 27  
 34

#### ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТА

- Александров А.Э., Ковалев И.А. / ПОСТРОЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ОБРАЩЕНИЕМ КОЛЬЦЕВЫХ МАРШРУТОВ 41  
 Козлов П.А., Козлова В.П. / ИНВЕСТИЦИОННЫЕ РИСКИ ПРИ СОЗДАНИИ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ЦЕНТРОВ 48

#### ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО

- Архипов А.В., Смольянинов А.В. / КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗОНЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ КОТЛА ЦИСТЕРНЫ 53  
 Битюцкий А.А., Федоров С.А. / СОЗДАНИЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ НЕФТЕПРОДУКТОВ С УЛУЧШЕННЫМИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ 65  
 Соколов А.М. / СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ УПОРОВ АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА 72  
 Соколов А.М. / МЕТОДОЛОГИЯ СИНТЕЗА НЕЧЕТКИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА 76  
 Боголюбов Ю.С., Тюленев С.А., Архипов К.А. / МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ТЕПЛОВОЙ ДЕФОРМАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РЕМОНТЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА 81

#### СВЯЗЬ НА Ж/Д ТРАНСПОРТЕ

- Мейя Д.А., Волынский Д.Н. / ПРОТОТИП КОММУНИКАЦИОННОГО МОДУЛЯ БЕСПРОВОДНОЙ ВНУТРИПОЕЗДНОЙ СЕТИ СВЯЗИ 86

#### СТРОИТЕЛЬСТВО ДОРОГ, ПУТЬ И ПУТЕВОЕ ХОЗЯЙСТВО

- Куприянова А.В., Горелов Н.Г., Скоробогатов С.М., Бондарев Д.Н. / НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ОБЛОЧКИ ПОКРЫТИЯ НАД ЗДАНИЕМ ШКОЛЫ ФИГУРНОГО КАТАНИЯ «ЛОКОМОТИВ» НА ОСНОВЕ КОНЕЧНЫХ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ И ТРЕУГОЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ 90  
 Туранов Х.Т., Ситников С.А. / МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ ПРИ НЕСИММЕТРИЧНОМ РАЗМЕЩЕНИИ ОБЩЕГО ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ НЕГАБАРИТНОГО ГРУЗА ПОПЕРЕК ВАГОНА 97

#### ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ И ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТЬ

- Ефимов А.В., Галкин А.Г., Бунзя А.В. / РАЗРАБОТКА И ИСПЫТАНИЕ УСТРОЙСТВА УДАЛЕНИЯ ГОЛОЛЕДА С ДВОЙНЫХ КОНТАКТНЫХ ПРОВОДОВ ИМПУЛЬСНО-РЕЗОНАНСНЫМ СПОСОБОМ 105  
 Сухогозлов А.П., Косяков А.А., Васильев И.Л., Косякова А.Т. / АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ИЗОЛЯЦИИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО 10 КВ ТЯГОВОГО ПОДСТАЦИИ 113

#### ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ

- Мазнев А.С., Богдан А.А. / ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ ПОЛУПРОВОДНИКОВОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОКА ОБМОТК ВОЗБУЖДЕНИЯ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В РЕЖИМЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ 119  
 Глушко М.И., Другаль С.А. / ГРУЗОВЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ТОРМОЗНОГО НАЖАТИЯ И ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ 125

#### АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

- Ярков С.А. / ПОВЫШЕНИЕ РЕГУЛЯРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГОРОДСКИХ МАРШРУТНЫХ АВТОБУСОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ 134  
 Чумляков К.С. / ИДЕНТИФИКАЦИЯ УРОВНЕЙ ПРИСПОСОБЛЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ К СУРОВЫМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ 137  
 Нарadowый Д.И., Позин Б.М., Трояновская И.П. / НОВАЯ МОДЕЛЬ СТАЦИОНАРНОГО ПОВОРОТА КОЛЕСНОГО АВТОПОЕЗДА 140  
 Боровских А.М. / ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРА ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ПРИ ПОМОЩИ ПРОТИВОВЕСА 145

## ВОПРОСЫ ФОРМИРОВАНИЯ МЕЗОЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ПРИМЕРЕ ОПТИМИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ СЕТИ

**В настоящее время эффективное управление производством и распределением продукции на основе логистических подходов и принципов требует рассмотрения и рациональной организации логистических систем нового типа. Наряду с традиционно выделяемыми микро- и макрологистическими системами, активно формируется и приобретает значимость промежуточная структура, обладающая определенной спецификой и нуждающаяся в особых методах анализа и управления. Речь идет о так называемых мезологистических системах.**

### ПРОБЛЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ МЕЗОЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Под мезологистической системой (МЗЛС) понимаем систему, созданную в рамках сетевого предприятия, имеющего сложную организационно-технологическую структуру и включающего несколько территориально обособленных микрологистических систем, интегрированных в единый процесс производства и реализации продукта. Речь идет о сети однородных (производящих однотипную продукцию) экономических объектов, действующих согласованно и совместно удовлетворяющих потребительский спрос.

Проблемы эффективного текущего управления деятельностью МЗЛС, механизма взаимодействия и координации отдельных звеньев этой системы недостаточно проработаны в теоретическом и методическом плане. Не менее важным является комплекс вопросов, связанных с формированием подобных систем, выбором их оптимальной структуры и механизмом структурной адаптации к изменениям и нестабильности внешней и внутренней экономической среды.

Предметом рассмотрения в данной работе является одна из проблем формирования мезологистических систем, а именно определение оптимального количества звеньев МЗЛС. В качестве исследуемой системы выбрана сеть бетонно-растворных заводов (БРЗ) одной из строительных корпораций Уральского региона, обслуживаемых специальным автотранспортом – миксерами.

Спрос на бетонный раствор носит стохастический характер. Нестабильность спроса проявляется как в суточном разрезе, так и в разрезе более продолжительных временных интервалов – недель, месяцев. В силу этого имеющиеся производственные мощности трех функционирующих БРЗ не всегда загружены

заказами в полном объеме. С другой стороны, в отдельные периоды не все заказы удается удовлетворить существующими мощностями.

Увеличение количества БРЗ может повысить доходы за счет более полного удовлетворения спроса на продукцию, однако создание дополнительных БРЗ требует затрат и, кроме того, неизбежно увеличиваются потери, связанные с непроизводительными простоями при отклонениях спроса в меньшую сторону и недогрузке имеющихся и вводимых мощностей. На этом основана возможность и целесообразность оптимизации суммарной производственной мощности сети.

Поскольку значимое влияние на выбор оптимума оказывает поведение спроса, базой для поиска наилучшего решения должны стать анализ и прогнозирование спроса на бетонный раствор.

### АНАЛИЗ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СПРОСА НА ПРОДУКЦИЮ БЕТОННОГО ЗАВОДА

Прогнозирование спроса на бетон осуществляется в два этапа: сначала прогнозируется темп прироста годового спроса на основе его динамики за последние годы; учитываются мнения экспертов. Прогнозирование осуществляется по временному тренду с использованием метода скользящего среднего. Примечательно, что экспертные оценки приводят к близким результатам. Величина темпа прироста на прогнозный год (в расчетах – 2007-й) оценивается на уровне 44,6%.

Затем исследуется закон распределения спроса на базе его поведения за последние годы помесечно. Подбор закона распределения по статистическим данным и оценка адекватности эмпирического распределения теоретическому закону производятся при помощи критерия согласия Пирсона (критерия  $\chi^2$ ) [1-3].



Итоговый прогноз спроса заключается в выявлении параметров закона распределения, скорректированных на прогнозируемый темп прироста спроса. При этом в параметрах распределения сохраняется степень нестабильности, выражаемая коэффициентом вариации и оцененная по статистическим данным.

По виду гистограммы распределения месячного спроса (рис. 1) можно предположить нормальность его закона распределения.

Статистические параметры выборки получились следующими: среднее значение  $D_{\text{сред}} = 15692,1 \text{ м}^3$ , стандартное отклонение  $S_D = 5592,9$ . Близость эмпирических и теоретических частот в предположении нормального распределения рассматриваемой случайной величины с рассчитанными параметрами оценена по критерию  $\chi^2$ . Выборочное значение статистики  $\chi^2$  равно 1,18, а критическое значение для уровня значимости 0,01; составляет  $\chi_{\text{кр}}^2 = 6,25$ . Таким образом,  $\chi^2 < \chi_{\text{кр}}^2$ , следовательно, нет оснований отвергать выдвинутую гипотезу.

В результате проведенного анализа делаем вывод, что месячный спрос на бетонный раствор имеет нормальный закон распределения с рассчитанными выше параметрами  $D_{\text{сред}}$  и  $S_D$ .

Поскольку закон распределения получен на основе ретроспективного анализа, а в соответствии с выявленной тенденцией спрос ежегодно повышается, то для использования данного закона распределения в прогнозных целях необходима его корректировка. Суть корректировки заключается в повышении значения среднемесячного спроса на прогнозируемый темп прироста, т.е. на 44,6%, и сохранении прежней степени колеблемости спроса, измеряемой коэффициентом вариации. По выборке коэффициент вариации составил 35,6%.

С учетом приведенных соображений прогнозные параметры нормального закона распределения ме-

сячного спроса следующие: среднее значение  $D_{\text{сред}} = 22691 \text{ м}^3$ , стандартное отклонение  $S_D = 8087$ .

Выявленный закон распределения является основой для оптимизации структуры сети.

### МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ОПТИМИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ СЕТИ БРЗ

Для расчета оптимального количества элементов сети можно воспользоваться соответствующими экономико-математическими моделями и методами.

Возможность моделирования ситуации языком теории массового обслуживания (ТМО) определяется тем, что каждый БРЗ можно рассматривать как систему массового обслуживания (СМО), обслуживающую нуждающихся в бетоне клиентов. Процесс поступления заявок на обслуживание существенно стохастичен, время обслуживания также в достаточной мере случайно. Все это свидетельствует о возможности анализа рассматриваемых процессов в терминах ТМО и на основе ее моделей.

Однако процесс поступления и обслуживания заявок на бетон существенно определяется не временем (или не только временем), а объемными параметрами получаемых заявок. Несколько поступающих заявок независимо от их поведения во временном аспекте могут реально с точки зрения СМО вести себя как одна заявка, в случае если удастся одним рейсом миксера удовлетворить их потребность. И неважна с точки зрения реальной ситуации динамика поступления этих заявок во времени.

Возможен и обратный вариант: одна большая заявка требует для своего выполнения больших производственных ресурсов, влияя на возможность выполнения других заявок, и нескольких единиц подвижного состава для доставки бетона.

Учет этих моментов только через показатель длительности процесса обслуживания, причем одинаково

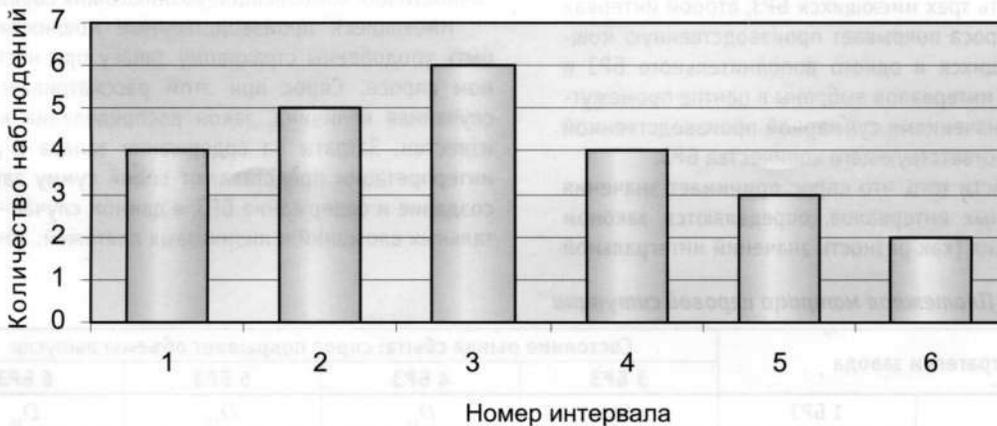


Рисунок 1 – Гистограмма распределения месячного спроса на бетон

распределенный для всех потенциальных клиентов (а ТМО не имеет иных инструментов дифференциации таких ситуаций), не обеспечивает адекватность модели.

Таким образом, моделирование средствами ТМО приводит к потере существенных аспектов реальной ситуации, обрекая формируемые модели на неадекватное описание исследуемых процессов. Необходимо применение моделей, которые позволят учесть в большей мере именно объемные характеристики спроса на бетон, не исключая полностью и временного аспекта.

Поскольку решение по количеству БРЗ приходится принимать в условиях неопределенности рыночного спроса, усложняющей процесс выбора оптимального решения и приводящей к неполной предсказуемости результатов принятого решения, можно воспользоваться подходами теории игр. Этот раздел исследования операций позволяет обосновать оптимальные решения в условиях неопределенности, противоположных интересов различных сторон, конфликтных ситуаций.

В терминах теории игр ситуация может быть интерпретирована как игра с природой в условиях статистической неопределенности. Стратегии руководства бетонного завода заключаются в дополнительном (к имеющимся трем БРЗ) вводе нескольких БРЗ. Стратегии природы – различный уровень спроса на рынке сбыта бетонного раствора.

Для описания стратегий природы (состояний рынка) и их вероятностей можно воспользоваться полученным законом распределения спроса, сформировав на его основе интервальные оценки возможных значений.

Целесообразно выделить интервалы значений спроса в соответствии с тем, какой объем производственной мощности дополнительно вводимых БРЗ будет покрыт этим спросом. Первый интервал значений будет соответствовать сохранению прежнего состояния рынка: спрос покрывает только производственную мощность трех имеющихся БРЗ, второй интервал значений спроса покрывает производственную мощность имеющихся и одного дополнительного БРЗ и т.д. Границы интервалов выбраны в центре промежутков между значениями суммарной производственной мощности соответствующего количества БРЗ.

Вероятности того, что спрос принимает значения из выделенных интервалов, определяются законом распределения (как разность значений интегральной

функции распределения в правой и левой границах интервалов). Полученные дискретные оценки приводятся в последней строке табл. 3.

Вид платежной матрицы игры, представляющей доходы завода при различных комбинациях стратегий приведен в табл. 1.

$D_{ij}$  – кумулятивный чистый дисконтированный доход корпорации при вводе  $I$  дополнительных БРУ ( $I=1, 2, 3$ ) и состоянии спроса, покрывающем объем производства  $j$  БРУ ( $j=3, 4, 5, 6$ ).

Период расчета ЧДД может быть выбран исходя из инвестиционной политики руководства корпорации (ориентировочно от 3 до 7 лет). Поскольку для каждого из четырех состояний спроса имеется оценка вероятности  $P_j$ , далее для каждой стратегии можно оценить средний ожидаемый доход при применении данной стратегии. Он определяется как средневзвешенная величина (в качестве весов выступают вероятности четырех уровней спроса):

$$\bar{D}_i = \sum_{j=3}^6 D_{ij} \cdot P_j. \quad (1)$$

Оптимальной является стратегия, для которой средний ожидаемый доход максимален, т.е.

$$D = \max_{i=1,2,3} \{\bar{D}_i\}.$$

Данная методика определения оптимальной структуры сети основана на дискретных прогнозных оценках спроса, что является некоторым упрощением ситуации.

Оптимизация количества БРЗ может быть реализована и с использованием другого математического аппарата исследования операций – на основе подхода теории управления запасами. При выборе оптимального объема страхового запаса принято ориентироваться на минимум суммарных затрат (потерь), связанных с созданием и содержанием запаса, и убытков при возникновении дефицита в случае его недостаточности для компенсации возникающих сбоев.

Имеющиеся производственные мощности могут быть уподоблены страховому запасу при нестабильном спросе. Спрос при этом рассматривается как случайная величина, закон распределения которой известен. Затраты на содержание запаса в данной интерпретации представляют собой сумму затрат на создание и содержание БРЗ, в данном случае – капитальных вложений и лизинговых платежей. Убытки от

Таблица 1 – Платежная матрица игровой ситуации

Стратегии завода		Состояние рынка сбыта: спрос покрывает объемы выпуска			
		3 БРЗ	4 БРЗ	5 БРЗ	6 БРЗ
Ввести дополнительно	1 БРЗ	$D_{13}$	$D_{14}$	$D_{15}$	$D_{16}$
	2 БРЗ	$D_{23}$	$D_{24}$	$D_{25}$	$D_{26}$
	3 БРЗ	$D_{33}$	$D_{34}$	$D_{35}$	$D_{36}$



дефицита (упущенная выгода) – это та прибыль, которая могла бы быть получена с неудовлетворенного спроса, превышающего производственные мощности.

В соответствии с положениями теории управления запасами страховой запас оптимален, когда он обеспечивает вероятность бездефицитной работы, равную плотности убытков от дефицита. Под плотностью убытков от дефицита понимается отношение убытков от дефицита (на какой-либо объем ресурса в некоторую единицу времени)  $h$  к сумме этих убытков и затрат на хранение страхового запаса  $S$  на тот же объем ресурса за тот же интервал времени

$$\rho = h / (h + S).$$

Интерпретируя данный результат для рассматриваемой ситуации, оптимальное количество БРЗ можно определить из следующего условия: вероятность отсутствия дефицита (непревышения спроса над производственными мощностями имеющихся и вводимых БРЗ) должна быть равна плотности убытков от дефицита.

Как уже отмечено, роль затрат хранения  $S$  в этом случае играют капитальные затраты, скорректированные на коэффициент гарантированной доходности капитальных вложений, и годовые лизинговые платежи в расчете на единицу производственной мощности (на  $1 \text{ м}^3$ )

$$S = (K E + L) / Q,$$

где  $Q$  – проектная производственная мощность одного вводимого БРЗ,  $\text{м}^3$ ;

$K$  – капитальные затраты на ввод одного БРЗ, тыс. руб.;

$E$  – коэффициент гарантированной доходности капитальных вложений или величина, обратная к желательному сроку окупаемости;

$L$  – годовой лизинговый платеж, тыс. руб.

Убытки от дефицита  $h$  – это недополученная прибыль с единицы продукции ( $1 \text{ м}^3$ ), на которую имеющийся спрос не был обеспечен производственной мощностью,

$$h = П / Q,$$

где  $П$  – годовая прибыль одного БРЗ с учетом лизинговых платежей, тыс. руб.

В итоге плотность убытков от дефицита равна

$$\rho = П / (П + K E + L). \quad (2)$$

Можно отметить, что способ расчета данного показателя, фактор времени в котором пропорционально влияет и на числитель, и на знаменатель, определяет возможность применения его к анализу в любом масштабе времени: годовом, квартальном, месячном и т.д.

Вероятность бездефицитной работы – это вероятность того, что спрос на бетонный раствор за месяц не превысит суммарной производственной мощности существующих и вводимых БРЗ

$$P\{D \leq Q\Sigma\}, \quad (3)$$

где  $D$  – случайная величина месячного спроса на бетонный раствор,  $\text{м}^3$ ;

$Q\Sigma$  – оптимальная суммарная месячная производственная мощность совокупности БРЗ (существующих и вводимых) – искомая величина,  $\text{м}^3$ .

Заметим, что выражение (3) представляет собой значение интегральной функции распределения случайной величины  $D$  в точке  $Q\Sigma$ , т. е.  $FD(Q\Sigma)$ . Таким образом, нахождение оптимальной суммарной мощности БРЗ сводится к установлению аргумента интегральной функции распределения, при котором она принимает значение, равное плотности убытков от дефицита  $\rho$ . Соответствующее уравнение имеет вид

$$FD(Q\Sigma) = \rho. \quad (4)$$

Отсюда подбираем  $Q\Sigma$ , при котором выполняется данное равенство. С учетом существующих мощностей определяем потребность в дополнительных БРЗ.

В результате расчетов получаем оптимальное значение суммарной производственной мощности в месяц и соответственно в год. Учитывая, что в данном методе расчета мы никак не учитывали возможность скачкообразного наращивания производственной мощности, после расчета необходимо уточнить, при каком количестве дополнительных БРЗ можно обеспечить требуемый оптимальный уровень производственной мощности.

#### РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ СЕТИ БРЗ

Исходная информация для расчетов приведена в табл. 2.

Таблица 2 – Проектные показатели бетонного завода при вводе дополнительных БРЗ

Показатель	Обозначение	Значение
Годовая производственная мощность трех имеющихся БРЗ, $\text{м}^3$		219100
Капитальные вложения в строительство одного дополнительного БРЗ, тыс. руб.	$K$	21500
Годовая прибыль от одного дополнительного БРЗ при полной загрузке, тыс. руб.	$П$	21200
Годовой лизинговый платеж за один дополнительный БРЗ, тыс. руб.	$L$	7190
Объем производства одного дополнительного БРУ при полной загрузке, $\text{м}^3$	$Q$	75000

Таблица 3 – Чистый дисконтированный доход (ЧДД) при возможных стратегиях, руб.

Стратегии бетонного завода: ввести дополнительно	ЧДД при различных состояниях рынка, тыс. руб.				Средний ожидаемый ЧДД, тыс. руб.
	Спрос принимает значения, м <sup>3</sup>				
	до 256600	от 256600 до 331600	от 331600 до 406600	свыше 406600	
1 БРЗ	-49217,3	60225,5	60225,5	60225,5	16448,4
2 БРЗ	-98434,6	11008,2	120451,1	120451,1	64,0
3 БРЗ	-147651,9	-38209,0	71233,8	180676,6	-38209,0
Вероятности состояний рынка	0,4	0,3	0,2	0,1	

Реализуя описанный выше подход на основе теории игр, получаем результаты, представленные в табл. 3. Сопоставление стратегий ведется на основе кумулятивного чистого дисконтированного дохода за 5 лет (в платежной матрице получаемая прибыль и лизинговые платежи продисконтированы со ставкой дисконта 15%).

В последней графе таблицы даны оценки среднего ожидаемого (с учетом вероятностей различных значений спроса) чистого дисконтированного дохода, определенного по формуле (1). Таким образом, наилучшей стратегией в соответствии с выбранным показателем является строительство одного дополнительного бетонно-растворного узла к уже имеющимся трем.

В данном расчете не учтено сокращение транспортных расходов за счет уменьшения обслуживаемой площади при росте числа БРЗ. Учет данного фактора роста прибыли возможен путем корректировки получаемой прибыли от одного БРЗ при увеличении их количества.

При использовании второго из описанных выше подходов, основанного на теории управления запасами, к оптимизации структуры сети необходимо оценить плотность убытков от дефицита  $\rho$  в соответствии с формулой (2) и исходными данными табл. 2:

$$\rho = 0,62787.$$

В результате решения уравнения (4) получаем оптимальное значение суммарной производственной мощности 25329,1 м<sup>3</sup> в месяц, или 303939 м<sup>3</sup> в год. Требуемая дополнительная производственная мощность до оптимального уровня составляет 84849,2 м<sup>3</sup>. Учитывая проектный объем выпуска продукции вводимыми БРЗ, можно сделать вывод о том, что оптимальным решением является ввод одного дополнительного БРЗ.

Таким образом, воспользовавшись различными математическими методами (теория игр и теория управления запасов), мы получили один и тот же результат для решения задачи оптимизации структуры сети как элемента формирования мезологической системы.

Предложенные методики оптимизации суммарной мощности сети при нестабильном спросе являются универсальными и могут использоваться для любой корпорации, имеющей сетевую структуру организации производства.

Рассмотренный пример касается формирования и развития мезологических систем, которых становится все больше, это обусловлено спецификой развития российской экономической системы: экономическим ростом, расширением географии, приобретением стабильности. Поэтому вопрос оптимизации структуры мезологической системы становится одним из ключевых в обеспечении ее конкурентоспособности.

## Литература

1. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов. Изд. 6-е, стер. - М.: Высшая школа, 1998. - 479 с.
2. Карасев А. И., Кремер Н. Ш., Савельева Т. И. Математические методы и модели в планировании: Учеб. пособие для экон. вузов/ Под ред. А.И. Карасева - М.: Экономика, 1987.
3. Мардас А.Н. Эконометрика: Учеб. пособие. - СПб: Питер, 2001. - 144 с.



## РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСЧЕТНО-ПЛАТЕЖНЫХ ОТНОШЕНИЙ В РЕГИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

**Анализ взаимоотношений железнодорожных перевозчиков с клиентами, влияния этих отношений на динамику грузопредъявления показывает, что основным фактором, от которого зависит объем потребления транспортных услуг, являются интегральные транспортные затраты грузовладельцев по всей цепочке - от зарождения до погашения грузопотоков. В условиях существования альтернативных транспортных схем, а в будущем - и развития конкуренции между перевозчиками, этот фактор приобретает еще большее значение.**

Интегральные транспортные затраты в данном случае включают в себя все издержки, на которые прямо или косвенно влияет транспорт, включая логистические цепи по сопряженным производствам. Для управления этими затратами одно из звеньев такой цепи должно стать организующим центром, приняв на себя логистические функции.

Оценивая качество транспортного обслуживания, специалисты промышленных предприятий в первую очередь отмечают роль транспортных затрат отдельно взятого предприятия, на котором проводится обследование. Часто оказываются критичными для предприятия-грузовладельца величина тарифов, степень диктата со стороны перевозчика, способ взаиморасчетов и скорость доставки. По этим показателям грузовладельцы нередко отдают предпочтение автомобильному транспорту. В то же время по потенциальной эффективности при определенном масштабе перевозок преимущество на стороне железнодорожного способа доставки. Все частные показатели транспортного обслуживания, влияющие на выбор клиентом транспортной схемы, связаны с определенными элементами затрат и могут обобщаться критерием интегральных экономических издержек транспортных процессов [1].

Для конкретной корреспонденции эти издержки суммируются следующим образом:

$$Z = T_{np} + T_{nv} + T_{нк} + T_{дв} \times L + T_{доп}, \quad (1)$$

где  $T_{np}$  – затраты по погрузочно-разгрузочным и перевалочным работам;

$T_{nv}$  – затраты на подвоз грузов к магистральному транспорту и вывоз от него;

$T_{нк}$  – затраты на начально-конечные операции;

$T_{дв}$  – затраты на движущую операцию;

$L$  – расстояние магистральной перевозки;

$T_{доп}$  – дополнительные затраты грузовладельца.

Первые три слагаемых непосредственно отражают услуги промышленного транспорта. В частности, если предприятие примыкает к железной дороге общего пользования через подъездные пути системы промышленного железнодорожного транспорта (ПЖТ), то оно получает от ПЖТ услуги по подаче-уборке вагонов на грузовые фронты, погрузочно-разгрузочные услуги, оплачивает простой вагонов. Дополнительно могут оказываться и другие услуги. Возможно обслуживание клиента кольцевыми маршрутами в вагонах собственности или аренды ПЖТ, который в этом случае выполняет роль оператора перевозок и формирует уже и затраты на движущую операцию в части вагонной составляющей. Инфраструктурная составляющая железнодорожного тарифа остается за ОАО «РЖД». Дополнительные услуги и функции ПЖТ вызывают в его адрес дополнительные платежи и увеличивают его доходы, но востребованы эти услуги в случае эффективного снижения интегральных транспортно-логистических затрат клиента или группы сопряженных с ним предприятий.

В формуле (1) дополнительные издержки могут трактоваться как связанные не с оказываемыми грузовладельцу услугами, а наоборот, с их недостаточностью. Например, они могут быть вызваны потерями грузов, необходимостью природоохранных мероприятий и др. В составе этих затрат можно учесть и различия в организации расчетов за перевозки по сравнимым видам транспорта и схемам организации перевозок.

В связи с этим следует подробнее остановиться на влиянии расчетно-платежных отношений на дополнительные экономические издержки грузовладельцев.

Важнейшими свойствами движения оборотных средств предприятия, как известно, являются циклич-

ность и наличие временного лага. Сокращение срока доставки увеличивает оборачиваемость, а наличие авансовых платежей за перевозку снижает ее. Наличие временных лагов между платежом и оказанием услуг, отгрузкой готового продукта и его оплатой порождает циклы дебиторской задолженности.

При любой длительности цикла дебиторской задолженности наращивание объема деятельности предприятия (независимо от ее рентабельности) уменьшает запас денежных средств на счетах предприятия и заставляет его прибегать к заемным средствам. Если дебиторский цикл при этом удлиняется, то нарастают трудности с оборачиваемостью кредита, появляется просроченная задолженность, вследствие чего возрастает цена финансовых ресурсов предприятия.

Кроме того, возможно применение системы скидок для грузовладельцев при досрочности платежей и надбавок для платежей по перевозкам, осуществляемым в кредит.

Оценить влияние расчетно-платежных условий на экономические издержки грузовладельцев по перевозкам можно по формуле:

$$T_{pn} = \frac{(1+r) \cdot P \cdot X \cdot V \cdot i}{D}, \quad (2)$$

где  $T_{pn}$  – издержки, связанные с удлинением предоплаты реальными деньгами;

$V$  – длительность цикла предоплаты, сут;

$X$  – объем перевозимого груза по конкретной корреспонденции, т);

$P$  – средние затраты предприятия-грузовладельца по перевозке 1 т груза (тариф и сборы);

$r$  – рентабельность продукта, реализуемого предприятием-грузовладельцем по отношению к затратам;

$i$  – норма ссудного процента;

$D$  – число дней в году.

Произведение  $P \cdot X$  имеет смысл и размерность связанных оборотных средств в предоплате за транс-

порт,  $P \cdot X \cdot r$  – недополученной (отложенной) прибыли грузовладельца. Они включаются в состав составляющей  $T_{доп}$ .

Аналогично в составе  $T_{доп}$  можно учесть удлинение срока доставки по сравнению с альтернативным видом транспорта  $T_{вр}$

$$T_{доп} = T_{pn} + T_{вр}. \quad (3)$$

Очевидно, что компенсировать клиенту данные дополнительные издержки можно снижением провозной платы

$$X \cdot a (T_{нк} + T_{дв} \cdot L) = T_{pn} + T_{вр}, \quad (4)$$

где  $a (T_{нк} + T_{дв} \cdot L)$  – скидка с тарифа, рассматриваемая как инструмент конкуренции железнодорожного транспорта с альтернативными видами транспорта и альтернативными транспортными схемами.

На фоне замедлившейся в последние годы оборачиваемости средств предприятий необходимость предварительной оплаты за магистральный транспорт и большие сроки доставки грузов становятся все более обременительными для грузовладельцев. В дальнейшем будет проявляться тенденция к координации циклов дебиторской задолженности со стороны своих потребителей и кредиторской задолженности перед транспортной организацией.

Производственный цикл – время от начала до завершения процессов переработки в основном производстве поставленных на предприятие ресурсов. Финансовый – время от оплаты покупных ресурсов до получения возмещающих эти затраты денежных средств в составе выручки от реализации, т.е. сумма производственного цикла и цикла дебиторской задолженности за вычетом цикла кредиторской задолженности. Финансовый цикл грузовладельца смещен во времени относительно его производственного цикла на сальдо периодов дебиторской и кредиторской задолженностей.



Рисунок 1 – Координация производственного и финансового циклов грузополучателя



В цикл кредиторской задолженности включаются и расчетно-платежные отношения потребителя перевозимых материальных ресурсов с предприятиями транспорта.

Потенциал воздействия расчетно-платежных отношений на объем перевозок проиллюстрируем на примере перевозок свердловского угля по железной дороге.

Начиная с 1999 г. отмечалось увеличение отгрузки угля потребителям без участия железной дороги. Вывоз товарного угля автотранспортом в Свердловской области достигает 300-350 тыс. т. Между тем объем угля, потребляемый населением и отопительными котельными в населенных пунктах, удаленных от железной дороги, не превышает 60-70 тыс. т в год. До 1990 г. именно такой объем отгружался автотранспортом, остальное – железной дорогой. Следовательно, чистая потеря погрузки для железной дороги оценивается порядка 300 тыс. т угля в год. Причина – упадок платежеспособности потребителей, что делает крайне сложной для угольных разрезов предварительную оплату за перевозку. Перевод угля в первый тарифный класс этой проблемы не решает.

Возвращение этого объема на железнодорожный транспорт может стать возможным по мере реализации мероприятий реструктуризации «Вахрушевуголь». Однако ввиду сезонности потребления топочного угля и особой остроты положения со своевременным обеспечением им ряда населенных пунктов можно рассмотреть смешанную схему оплаты угольных перевозок. До 30-35% провозных платежей возможно получать по обычной схеме предоплаты (оборотные средства, наращиваемые отправителями благодаря новым картельным соглашениям, а также кредиты на северный завоз и мероприятия по подготовке к зиме), остальную часть платежей – по факту реализации угля конечным потребителям. В этом случае дорога кредитует грузоотправителя, а в конечном счете потребитель угля перевозками.

Введена в действие и используется практика увязки цены и времени оплаты путем понижения тарифов на перевозки грузов во внутрисударственном сообщении в зависимости от сроков предварительной оплаты провозных платежей. Скидки с тарифа зависят от глубины предоплаты (в месяцах) и ставки рефинансирования ЦБ РФ.

Но не должно быть односторонности в этих отношениях: целесообразно применение не только скидок с тарифа, но и надбавок к тарифу при оплате части тарифа по факту конечной реализации таких универсальных массовых грузов, как уголь.

Возможность такой постановки обосновывается относительно невысокой ценой свердловского угля и структурой затрат на производство тепла. Укрупненная оценка затрат на производство тепла водогрейных котельных Серово-Ивдельского района складывается следующим образом (табл. 1).

Приплата за перевозку в кредит, исчисленная по ставке рефинансирования ЦБ РФ на четыре месяца (половина отопительного сезона), составит менее 1 руб./Гкал. Таким образом, использование кредита перевозками в процессе тарифообразования удорожило бы коммунальное тепло менее чем на 1%, что не вывело бы за пределы централизованно установленного РЭК Свердловской области потребительского тарифа.

С этой точки зрения организация транспортно-логистических систем предприятий, дающая им возможность в условиях сравнительно низкой скорости доставки грузов пользоваться наиболее мягкими расчетно-платежными схемами, может оказаться весьма привлекательной для них. С этой целью может проявляться и их заинтересованность в инвестировании транспортно-логистических систем, поскольку последние являются одним из факторов, оказывающих наиболее сильное и долговременное стабилизирующее влияние на условия хозяйствования.

Снижение интегральных транспортных затрат в логистических цепочках за счет увеличения скорости

**Таблица 1 – Затраты на производство тепловой энергии и транспортная составляющая в них с учетом кредитования перевозками**

Наименование показателя	Значение
Расход условного топлива на 1 Гкал потребляемого коммунальной средой тепла	150 кг у.т.
Переводной коэффициент теплотворной способности свердловского угля ( $Q_{нр} = 2000$ ккал/кг)	3,5
Расход натурального топлива на потребляемый Гкал	525 кг н.т
Отпускная цена «Вахрушевуголь»	103 руб./т н.т.
Усредненная ставка провозной платы ж. д. в повагонных отправках (Серово-Ивдельский район)	22 руб./т н.т.
Погрузочно-разгрузочные работы, подвоз автомобильным транспортом, складирование	5 руб./т н.т.
Итого топливная составляющая затрат на производстве 1 Гкал тепла	67 руб.
Топливная составляющая, % к себестоимости	0,7
Себестоимость 1 Гкал тепла, в т.ч. ж.д. составляющая	96 руб. 11,5 руб.

доставки, ускорения оборота вагонов, снижения стыковых потерь и других источников будет достигаться путем осуществления капитальных проектов по развитию постоянных сооружений магистрального и промышленного транспорта, совершенствованию его технологии. Привлечение инвестиций нетранспортного сектора экономики на эти цели может быть увязано с договорными формами транспортного обслуживания инвесторов, предусматривающими наиболее глубокое регулирование их транспортных затрат. Прежде всего речь может идти о снижении провозных плат на долговременной договорной основе для инвесторов, что и стало бы очевидным источником окупаемости (формой возврата) их вложений.

Транспортные организации, с другой стороны, смогли бы пойти на такое адресное снижение тарифов на перевозку по своим линиям и сопутствующие услуги, как и на увеличение цикла задолженности соответствующих дебиторов, лишь с учетом структуры своих эксплуатационных расходов. Логично считать платой за сделанные клиентом единовременные вложения снижение тарифа для него на определенный срок в пределах величины постоянной (независящей) составляющей эксплуатационных расходов. Зависящие расходы при этом будут покрываться провозной платой. Малодеятельный и адресный характер работы отдельных, особенно тупиковых участков, упрощает анализ и планирование эксплуатационных расходов по приростному принципу (в частности, система direct cost), что позволило бы наиболее точно выделять расходы, возрастающие у компании при обслуживании конкретного клиента.

Естественно, что реализовать подобные возможности договорного регулирования транспортных затрат клиентуры возможно при условии, что управление работой по оказанию транспортных услуг на определенных участках и элементах сети будет сконцентрирована в одних руках. Это требование проистекает из естественно монопольного характера многих сегментов транспортной деятельности, в том числе в сфере промышленного транспорта, в частности на промышленном железнодорожном транспорте (ПЖТ). Именно это обстоятельство определяет роль систем ПЖТ в организации региональной логистики. При этом у них возникает группа функций, связанных с организацией транспортного обслуживания: планирование, маркетинг, договорная работа. В соответствии с оперативными планами ПЖТ сможет регулировать распределение погрузочных ресурсов для своих клиентов.

Железнодорожный транспорт обладает значительным потенциалом повышения конкурентоспособности путем формирования и освоения стратегических преимуществ по критерию экономической эффективности в межотраслевых системах. Концентрация

организационно-управленческих функций в ПЖТ даст возможность полнее реализовать коммерческо-технологические предпочтения клиентами железнодорожных перевозок. Именно логистическое предприятие ПЖТ должно при таком подходе заключать соответствующие договоры, привлекая инвестиции для развития транспортной инфраструктуры региона.

Возможны варианты в построении отношений такого логистического предприятия с участниками перевозочного процесса в регионе его действия. На схеме это предприятие условно названо «логистический центр».

По варианту А (рис. 2) отношения организаций промышленного транспорта опосредуются логистическим центром. По этому варианту взаимоотношения между участниками перевозочного процесса регламентируются договорами:

- 1) о порядке обмена вагонами парка РЖД между железной дорогой и логистическим предприятием (на схеме – логистический центр). Логистическая организация – плательщик за пользование вагонами за время их оборота по станции примыкания;
- 2) на оказание услуг по перевозке, включают в себя услуги, сопутствующие перевозке, – по подаче-уборке вагонов, маневровой работе, пользование вагонами парка РЖД;
- 3) на перевозку грузов по магистральным железным дорогам;
- 4) на перевозку по участкам, находящимся в ведении предприятия промышленного железнодорожного транспорта.

Для реализации такой схемы логистическое предприятие должно иметь в своем штате работников грузового хозяйства для приема и сдачи вагонов по станциям примыкания. Перевозчиком по данной схеме может быть как предприятие промышленного транспорта, так и оператор магистральных перевозок. Выбор типа перевозчика зависит от клиента, многие из них концентрируют собственную транспортную деятельность в операторской организации. Важна и степень передачи существующей производственной структуры общего пользования создаваемым операторам.

На этапе становления логистической инфраструктуры перевозчиком, вероятно, станет ПЖТ, развивающее логистический сервис в рамках собственных услуг. В этом случае логистическое предприятие и ПЖТ – одно лицо.

В любом случае остается проблема согласования правил перевозки грузов по линиям общего пользования и линиям промышленного транспорта, в том числе строящимся линиям с временной эксплуатацией в режиме подъездных путей. Осуществляя функции планирования, логистическое предприятие будет со-





гласовывать заявки на перевозку грузов с магистральным железнодорожным транспортом (ф. ГУ-12).

Недостаток варианта А – ступенчатая схема платы за вагоны и контейнеры парка РЖД. Логично устранить ПЖТ из нее, что и может произойти по мере развития перевозок в вагонах ПЖТ.

Вариант Б (рис. 3) означает концентрацию эксплуатационной работы в ПЖТ, предприятие которого поставлено в центр взаимоотношений. Особенность варианта Б – эксплуатационная роль ПЖТ наиболее близка традиционной. Логистическое предприятие, по существу, посредник между клиентами и транспортом.

Взаимоотношения между участниками перевозочного процесса регламентируются договорами:

- 1) филиал ОАО «РЖД» – логистическое предприятие (договор доверительного управления, передача юридических полномочий);
- 2) логистическое предприятие – ПЖТ (договор на оказание услуг по перевозке, делегирования полномочий);
- 3) ПЖТ – филиал ОАО «РЖД» (договоры о порядке обмена вагонов, плата за пользование вагонами парка РЖД, на оказание услуг по перевозке);
- 4) ПЖТ – грузоотправители, грузополучатели (договор на оказание услуг, сопутствующих перевозке, в



Рисунок 2 – Вариант А в организации отношений между участниками перевозочного процесса

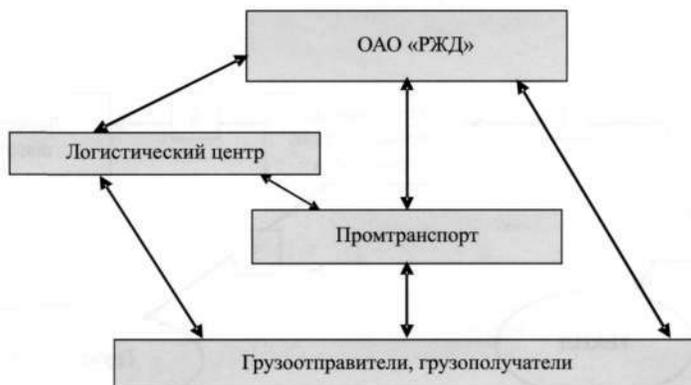


Рисунок 3 – Вариант Б в организации отношений между участниками перевозочного процесса

том числе подача-уборка вагонов, маневровая работа, плата за пользование вагонами парка РЖД);

5) филиал ОАО «РЖД» – грузоотправители, грузополучатели (договор на перевозку грузов по магистральным железным дорогам);

6) логистическое предприятие – грузоотправители, грузополучатели (договор на перевозку по участкам необщего пользования).

Недостаток данного варианта – слабая реализация задач, возлагаемых на логистическое предприятие с точки зрения работы с клиентурой и привлечения инвестиций. Предпочтителен этот вариант лишь с точки зрения неизменной технологии и организации эксплуатационной работы.

В условиях развития логистического сервиса и изменений в роли промышленного транспорта несколько меняются документооборот и денежные потоки. Приведем их структуру на следующих схемах.

Этапы операций, обозначенные цифрами по схеме на рис. 4:

1 – при прибытии грузный вагон передается на станции примыкания путей промышленного транспорта его предприятию с перевозочными документами: накладной, копией дорожной ведомости, вагонным листом. Товарным кассиром в накладной производится расчет провозных платежей за участок от станции примыкания до места выгрузки. Передача в коммерческом отношении производится порядком, установленным договором перевозки по участку необщего пользования, в том числе это может быть перевозка грузов по строящейся железнодорожной линии, не принятой в постоянную эксплуатацию, договором на пользование вагонами, регулирующим прием и сдачу вагонов и взаимную ответственность между филиалом ОАО «РЖД» и предприятием промышленного транспорта;

2 – станция прибытия ОАО «РЖД» направляет в технологический центр по обработке перевозочных

документов (ТехПД) дорожную ведомость с отчетом ФДУ-92, ведомости подачи-уборки вагонов, накопительные карточки;

3 – грузополучатели получают грузный вагон с накладной;

4 – предприятие промышленного транспорта направляет в логистическое предприятие перечень (сводную ведомость) по обороту вагонов по прибытию по своим участкам и копии дорожных ведомостей на данные перевозки.

Этапы операций, обозначенные цифрами по схеме на рис. 5:

1 – грузоотправитель отправляет грузный вагон по накладной с перевозочными документами: накладной, дорожной ведомостью, вагонным листом. Получает квитанцию о приеме груза;

2 – грузный вагон передается на сеть дорог РЖД. При этом на предприятии промышленного транспорта остается копия дорожной ведомости с расчетами за участок до станции примыкания РЖД. Передача в коммерческом отношении производится порядком, установленным договором, связанным с перевозкой грузов по подъездным путям, в том числе по строящейся железнодорожной линии, не принятой в постоянную эксплуатацию, приемом и сдачей вагонов и взаимной ответственностью между филиалом ОАО «РЖД» и предприятием промышленного транспорта;

3 – станция отправления предприятия промышленного транспорта направляет в филиал ТехПД дорожную ведомость с отчетом ГУ-3;

4 – станция примыкания ОАО «РЖД» направляет в филиал ТехПД копию дорожной ведомости с отчетом ГУ-3, ведомости подачи-уборки вагонов, накопительные карточки.

5 – предприятие промышленного транспорта направляет в логистическое предприятие перечень (сводную ведомость) по перевозке вагонов поотправлению по участкам подъездных путей, в том числе по



Рисунок 4 – Оборот перевозочных документов по прибытию вагонов.



новостроящимся линиям, не принятых в постоянную эксплуатацию и используемым в режиме подъездных путей, и копии дорожных ведомостей на данные перевозки.

На рис. 6 представлено движение денежных потоков для описанных выше форм отношений. На этой схеме цифрами обозначены следующие потоки:

1 – грузоотправители, грузополучатели перечисляют денежные средства на счет логистического предприятия, что по времени может происходить как до оказания услуг, так и после, в том числе в кредит;

2 – логистическое предприятие перечисляет тариф и сборы на доходный счет железной дороги ОАО «РЖД» (на свой лицевой счет), исчисленные по до-

рожным ведомостям и накопительным карточкам за перевозку и плату за вагоны и контейнеры;

3 – логистическое предприятие перечисляет тариф и сборы на расчетный счет предприятия промышленного транспорта по участку его обслуживания и за другие транспортные услуги на основании копий дорожных ведомостей;

4 – предприятие промышленного транспорта перечисляет денежные средства на доходный счет железной дороги ОАО «РЖД» за пользование ее инфраструктурой в качестве оператора перевозок. Такая деятельность пока не развита, но имеет перспективы в процессе развертывания транспортно-логистической системы на основе промышленного транспорта.

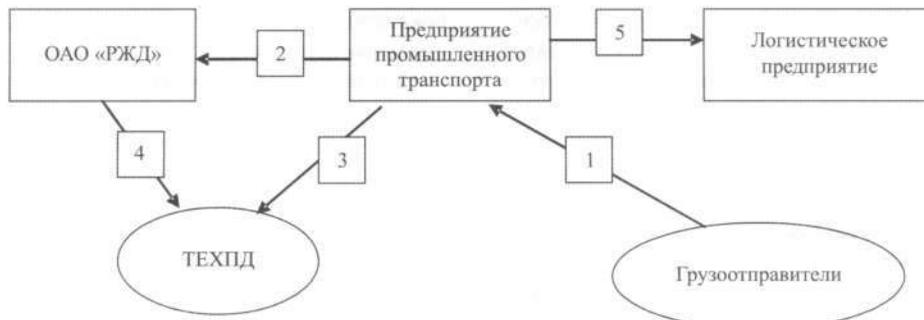


Рисунок 5 – Документооборот по отправлению вагонов и передаче с путей промышленного транспорта на дорогу ОАО «РЖД»

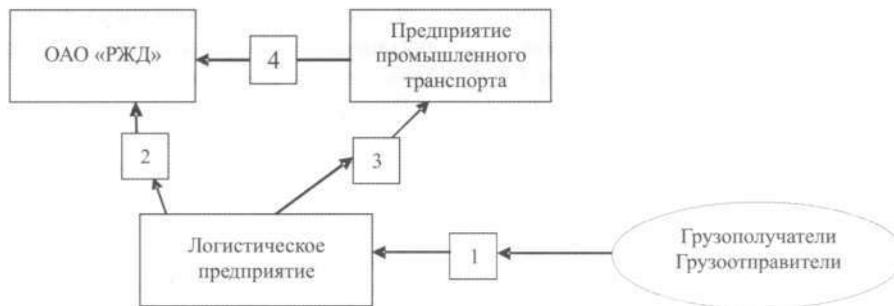


Рисунок 6 – Схема денежных потоков в транспортно-логистических процессах

## Литература

1. Петров М.Б. Региональная транспортная система: концепция исследования и модели организации. - Екатеринбург: ИЗ УрО РАН, 2003.

## К ВОПРОСУ О ЗАТРАТАХ НА ПЕРСОНАЛ ТРАНСПОРТНОЙ КОМПАНИИ

**В статье рассматриваются затраты на рабочую силу применительно к транспортным компаниям. В рыночной экономике установление допустимой величины расходов на рабочую силу становится отправной точкой для планирования всех показателей по труду.**

Затраты на рабочую силу – это общепризнанный для стран с рыночной экономикой интегральный показатель, который включает в себя все расходы, связанные с функционированием человеческого фактора. К этим расходам относятся: затраты на заработную плату, выплаты работодателя по различным видам социального страхования, расходы организации на различного рода социальные выплаты и льготы, на содержание социальной инфраструктуры, на обучение и повышение квалификации персонала [1].

Расходы на рабочую силу возникают при выполнении всех функций, связанных с использованием кадров, их развитием, высвобождением и обеспечением системы кадровой службы.

Современный менеджмент рассматривает затраты на рабочую силу не только как цену приобретения персонала, но и определяет их с позиций ценности персонала для организации, его способности приносить будущую выгоду. Согласно концепции человеческого капитала, инвестиции в него – это любое действие, которые повышают квалификацию и способности или, другими словами, производительность труда работников. Подобно затратам предпринимателей на станки и оборудование, затраты, которые способствуют повышению чьей-либо производительности, можно рассматривать как инвестиции, ибо текущие расходы, или издержки, осуществляются с тем расчетом, что эти затраты будут многократно компенсированы возросшим потоком доходов в будущем.

Мы рассматриваем затраты на рабочую силу применительно к транспортным компаниям, где заработная плата занимает значительную их долю.

Если в организации (в частности, в исследуемой компании) величина расходов на рабочую силу превышает установленную у конкурентов, то дальнейшая деятельность такой организации становится проблематичной.

В настоящее время в России возникла объективная необходимость в создании системы показателей по труду (в том числе затрат на рабочую силу), еди-

нообразной для всех организаций-конкурентов, эти показатели должны регулярно публиковаться в официальных источниках.

Для оценки расходов на рабочую силу необходим расчет показателей, представленных в табл. 1.

Транспортные компании, анализируя приведенные показатели, могут сопоставлять результаты своей деятельности с конкурентами и закладывать в основу планирования такой уровень показателей, который обеспечивал бы необходимый уровень конкурентоспособности и эффективное использование трудовых ресурсов.

Для осуществления аналитической работы по планированию расходов на рабочую силу, детального изучения затрат, рассматриваемых с различных позиций, необходимо разделять затраты на рабочую силу по различным классификационным признакам (табл. 2).

В международной практике учета все расходы организации на рабочую силу принято подразделять на основные и дополнительные.

Проведем данное разделение на примере исследуемых предприятий (табл. 3).

Затраты на рабочую силу частично подлежат отнесению на себестоимость продукции (работ, услуг), а частично осуществляются за счет прибыли.

Планирование затрат на рабочую силу является одной из главных экономических задач в области управления персоналом, которое должно быть организовано таким образом, чтобы обеспечить сбор плановых данных и управление расходами.

Рассмотрим фонд заработной платы транспортной компании как основной элемент состава затрат на рабочую силу.

Фонд оплаты труда предприятия транспортного комплекса представляет собой сумму всех расходов предприятия на оплату труда как в денежной, так и в натуральной форм, независимо от источников финансирования выплат. Источниками средств для выплаты зарплаты являются:



Таблица 1 – Показатели, используемые при оценке расходов на рабочую силу в транспортных компаниях

№	Показатель	Объект оценки
	Общая величина расходов на персонал, в т.ч.:	Расходы на человеческий фактор
1	Затраты на заработную плату. Удельный вес заработной платы в издержках	Рациональность организации заработной платы
2	Средняя заработная плата	Уровень оплаты труда
3	Зарплата руководителей	Дифференциация в оплате труда
4	Расходы на социальные выплаты, предусмотренные законом. Удельный вес в издержках	Степень социальной защищенности работающих
5	Расходы на дополнительные социальные выплаты и льготы. Удельный вес в издержках	Степень социальной защищенности работающих
6	Расходы на содержание социальной инфраструктуры. Удельный вес в издержках	Уровень социального развития
7	Расходы на программу «Участие в прибылях»	Включенность персонала в управление производством
8	Средний размер дивидендов	Структура доходов персонала
9	Расходы на персонал, отнесенные на единицу изделия	Эффективность использования человеческого фактора
10	Удельный вес расходов на персонал в общих издержках производства	Эффективность использования человеческого фактора

Таблица 2 – Затраты на рабочую силу по квалификационным признакам

№	Классификационные признаки	Виды затрат на рабочую силу
1	Фазы процесса воспроизводства рабочей силы	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Затраты на производство рабочей силы</li> <li>• Затраты на распределение рабочей силы</li> <li>• Затраты на потребление (использование) рабочей силы</li> </ul>
2	Степень ценности (способность приносить доход в будущем)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Первоначальные затраты</li> <li>• Восстановительные затраты</li> </ul>
3	Уровень подхода	<ul style="list-style-type: none"> <li>• С позиции государства</li> <li>• С позиции организации</li> <li>• С позиции работника</li> </ul>
4	Целевое назначение	<ul style="list-style-type: none"> <li>• На приобретение работников</li> <li>• На оплату труда и материальное вознаграждение</li> <li>• На развитие персонала</li> <li>• На подготовку, переподготовку и повышение квалификации работников</li> <li>• На услуги социально-бытового назначения</li> <li>• На социальную защиту и социальное страхование</li> <li>• На улучшение условий труда, медицинского обслуживания</li> </ul>
5	Источники финансирования	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Фонды общественных организаций</li> <li>• Государство: госбюджет, внебюджетные источники</li> <li>• Организация: себестоимость продукции, прибыль, другие источники</li> <li>• Работник</li> </ul>
6	Характер затрат	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Прямые затраты</li> <li>• Косвенные затраты</li> </ul>
7	Время возмещения	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Долговременные затраты</li> <li>• Текущие затраты</li> </ul>
8	Обязательность затрат	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Обязательные затраты</li> <li>• Необязательные затраты</li> </ul>
9	Отношение к целесообразности сокращения затрат	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Резервообразующие затраты</li> <li>• Нерезервообразующие затраты</li> </ul>
10	Место возникновения затрат	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Затраты для каждого учетного участка (подразделение организации)</li> </ul>

Таблица 3 – Состав затрат на рабочую силу на предприятиях транспортного комплекса

Основные расходы: оплата по результатам труда	Дополнительные расходы	
	На основании устава компании и законодательства	Социальные
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Заработная плата</li> <li>• Выплаты внештатным сотрудникам</li> <li>• Прочие выплаты</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Отчисления на социальное страхование и страхование от несчастных случаев</li> <li>• Оплата больничных листов</li> <li>• Компенсационные выплаты в связи с инвалидностью и производственным травматизмом</li> <li>• Расходы на меры по обеспечению техники безопасности</li> <li>• Расходы по организации производства</li> <li>• Оплата особых достижений в труде</li> <li>• Затраты на обучение и повышение квалификации работников</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Субсидии на приобретение жилья</li> <li>• Оплата работодателем питания работников</li> <li>• Транспортные расходы</li> <li>• Бесплатная выдача специальной одежды</li> <li>• Производственный фонд социального обеспечения</li> <li>• Страхование и доплаты</li> <li>• Содержание медицинской службы на предприятии</li> </ul>

1. Средства на оплату труда, включаемые в издержки обращения по статье «Расходы на оплату труда».

2. Прибыль, остающаяся в распоряжении предприятия после уплаты налогов и направляемая на личное потребление работников в виде денежных выплат и поощрений, трудовых и социальных льгот.

3. Средства специального назначения и целевые поступления.

В зависимости от формы выплаты фонд оплаты труда включает две составные части: заработную плату в денежной форме и заработную плату в натуральной форме [2].

Состав фонда оплаты труда по видам выплат показан на рис. 1.

Анализ использования трудовых ресурсов на предприятии, уровня производительности труда необходимо рассматривать в тесной связи с оплатой труда. С ростом производительности труда создаются реальные предпосылки для повышения уровня его оплаты. При этом средства на оплату труда нужно использовать таким образом, чтобы темпы роста производительности труда обгоняли темпы роста его оплаты. Только при таких условиях создаются возможности для наращивания темпов расширения воспроизводства [2].

В связи с этим анализ использования средств на оплату труда на предприятии имеет большое значение. В процессе его следует осуществлять систематический контроль за использованием фонда заработной платы (оплаты труда), выявлять возможности экономии средств за счет роста производительности труда и снижения трудоемкости продукции.

Фонд заработной платы по действующей инструкции органов статистики включает в себя не только фонд оплаты труда, относимый к текущим издержкам предприятия, но и выплаты за счет средств социальной защиты и чистой прибыли, остающейся в распоряжении предприятия [3].

Сведения об использовании средств, направляемых на потребление в исследуемой транспортной компании, приведены в табл. 4.

Как видно из предоставленных данных, наибольший удельный вес в составе средств, использованных на потребление, занимает фонд оплаты, включаемый в себестоимость продукции.

Приступая к анализу использования фонда заработной платы, включаемого в себестоимость продукции (в данном случае – в себестоимость услуг), в первую очередь необходимо рассчитать абсолютное и относительное отклонение фактической его величины от плановой.

Абсолютное отклонение ( $\text{ФЗП}_{\text{абс}}$ ) определяется сравнением фактически использованных средств на оплату труда в отчетном периоде ( $\text{ФЗП}_1$ ) с базовой величиной фонда заработной платы ( $\text{ФЗП}_0$ ) в целом по предприятию:

$$\text{ФЗП}_{\text{абс}} = \text{ФЗП}_1 - \text{ФЗП}_0 = 5955 - 5230 = 725.$$

Следует отметить, что абсолютное отклонение само по себе не характеризует использование фонда зарплаты, так как этот показатель определяется без учета изменения объема производства продукции (оказываемых услуг). Корректируется только переменная часть фонда заработной платы, которая изменяется пропорционально объему оказанных услуг. Это



**Рисунок 1 – Состав фонда оплаты труда транспортной компании**

зарплата работников компании по сдельным расценкам, премии за производственные результаты, сумма процентов и сумма отпускных, соответствующая доле переменной зарплаты.

Постоянная часть оплаты труда не изменяется при увеличении или спаде объема оказываемых услуг. Данные для расчета представлены в табл. 5.

На основании этих данных определим относительное отклонение по фонду заработной платы с учетом изменения объема оказываемых услуг:

$$\text{ФЗП}_{\text{отн}} = \text{ФЗП}_1 - \text{ФЗП}_{\text{ск}} = \text{ФЗП}_1 - (\text{ФЗП}_{\text{пер.0}} \cdot I_{\text{вп}} + \text{ФЗП}_{\text{пост.0}});$$

$$\text{ФЗП}_{\text{отн}} = 5955 - (3680 \cdot 1,026 + 1550) = 629,32,$$

где  $\text{ФЗП}_{\text{отн}}$  – относительное отклонение по фонду зарплаты;

$\text{ФЗП}_1$  – фактический фонд зарплаты в отчетном периоде;

$\text{ФЗП}_{\text{ск}}$  – плановый фонд зарплаты, скорректированный на индекс объема оказываемых услуг;

$\text{ФЗП}_{\text{пер.0}}$  – переменная сумма базового фонда зарплаты;

$\text{ФЗП}_{\text{пост.0}}$  – постоянная сумма базового фонда зарплаты;

$I_{\text{вп}}$  – индекс объема оказываемых услуг.

Следовательно, в данной компании имеется перерасход фонда заработной платы 629,32 тыс. рублей.

Для оценки эффективности использования средств на оплату труда необходимо применять такие показатели, как объем производства продукции в действующих ценах, выручка, сумма валовой, чистой,

Таблица 4 – Использование средств, направляемых на потребление, на предприятии транспортного комплекса

Вид оплаты	Сумма, тыс. руб.		
	$T_0$	$T_1$	Изменение
<b>1. Фонд оплаты труда</b>	5230	5955	+ 725
1.1. По сдельным расценкам	2150	3080	+ 930
1.2. Базовым ставкам	1440	1160	- 280
1.3. Премии за производственные результаты	860	920	+60
1.4. Доплаты за профессиональное мастерство	-	-	
1.5. Доплаты за работу в ночное время, сверхурочные часы, праздничные дни	-	-	
1.6. Оплата ежегодных и дополнительных отпусков	780	795	+ 15
1.7. Оплата перерывов в работе кормящих матерей	-	-	
1.8. Доплаты до среднего уровня	-	-	
1.9. Оплата простоев	-	-	
1.10. Оплата труда совместителей	-	-	
<b>2. Выплаты за счет прибыли</b>	755	848	+ 93
2.1. Вознаграждение за результаты работы по итогам года	580	635	+ 55
2.2. Материальная помощь	80	97	
2.3. Единовременные выплаты пенсионерам	-	-	+ 17
2.4. Оплата отпусков сверх установленных сроков	-	-	
2.5. Погашение ссуд работникам на строительство жилья	-	-	
2.6. Оплата путевок на отдых и лечение	95	116	+ 21
2.7. Выплата дивидендов по ценным бумагам	-	-	
<b>3. Выплаты социального характера</b>	84	72	- 12
3.1. Пособия семьям, воспитывающим детей	-	-	
3.2. Пособия по временной нетрудоспособности	84	72	- 12
3.3. Стоимость профсоюзных путевок	-	-	
Итого средств, направленных на потребление	6069	6875	+ 806
<b>Доля в общей сумме, %:</b>			
фонда оплаты труда	86,2	86,7	+ 0,5
выплат из прибыли	12,4	12,3	- 0,1
выплат за счет фонда социальной защиты	1,4	1,0	- 0,4

Таблица 5 – Исходные данные для анализа фонда заработной платы

Вид оплаты	Сумма зарплаты, тыс. руб.		
	$T_0$	$T_1$	Изменение
<b>1. Переменная часть оплаты труда персонала</b>	3010	4000	+990
1.1. По сдельным расценкам	2150	3080	+930
1.2. Премии за производственные результаты	860	920	+60
<b>2. Постоянная часть оплаты труда</b>			
2.1. Оплата труда по базовым ставкам	1 440	1 160	-280
2.2. Доплаты:			
за сверхурочное время работы			
за стаж работы			
за простои по вине предприятия			
<b>3. Всего оплата труда без отпусковых</b>	4450	5160	+ 710
<b>4. Оплата отпусков</b>	780	795	+15
4.1. Переменная часть	670	682	+12
4.2. Постоянная часть	110	113	+3
<b>5. Общий фонд заработной платы</b>	5230	5955	+725
5.1. Переменная часть (п. 1 + п. 4.1)	3680	4682	+ 1002
5.2. Постоянная часть (п. 2 + п. 4.2)	1550	1273	- 277
<b>6. Удельный вес в общем фонде зарплаты, %:</b>			
переменной части	70,4	79,0	+8,6
постоянной части	29,6	21,0	-8,6



Рисунок 2 – Структурно-логическая факторная модель переменного фонда зарплаты

капитализированной прибыли на рубль зарплаты и др. (табл. 6).

Из данных таблицы видно, что анализируемая компания добилась повышения эффективности использования средств фонда оплаты труда. На рубль зарплаты в 2004 г. произведено (продано) больше услуг, получено больше валовой и чистой прибыли.

Установим факторы изменения каждого показателя, характеризующего эффективность использования фонда заработной платы (рис. 3).

Для факторного анализа производства продукции (услуг) на рубль заработной платы можно использовать следующую модель:

$$ВП/ФЗП = ВП/Т \cdot Т/Д \cdot Д/ЧР \cdot (ЧР/ППП) / (ФЗП/ППП) = ЧВ \cdot П \cdot Д1 \cdot Уд / ГЗП,$$

где ВП – выпуск продукции в действующих ценах (стоимость услуг);

ФЗП – фонд заработной платы персонала;

Т – количество часов, затраченных на производство продукции;

Д и Д1 – количество отработанных дней соответственно всеми работниками и одним работником за анализируемый период;

ЧР – среднесписочная численность работников;

ППП – среднесписочная численность специалистов;

ЧВ – среднечасовая выработка продукции;  
П – средняя продолжительность рабочего дня;  
Уд – удельный вес специалистов в общей численности персонала;

ГЗП – среднегодовая зарплата одного работника.

Прибыль от реализации продукции (услуг) на рубль зарплаты зависит и от уровня рентабельности оборота ( $R_{об}$ )

$$\begin{aligned} П_{рп} / ФЗП &= П_{рп} / В \cdot В / ВП \cdot ВП / Т \cdot Т / Д \cdot Д / ЧР \cdot \\ &\cdot (ЧР / ППП) / (ФЗП / ППП) = \\ &= R_{об} \cdot Дрп \cdot ЧВ \cdot П \cdot Д1 \cdot Уд / ГЗП \end{aligned}$$

При анализе размера чистой прибыли на рубль заработной платы добавляется еще такой фактор, как доля чистой прибыли в общей сумме валовой прибыли ( $Д_{чп}$ ),

$$\begin{aligned} ЧП/ФЗП &= ЧП/П_{рп} \cdot П_{рп} / В \cdot В / ВП \cdot Т / Д \cdot Д / ЧР \cdot \\ &\cdot (ЧР / ППП) / (ФЗП / ППП) = \\ &= Д_{чп} \cdot R_{об} \cdot Д_{рп} \cdot ЧВ \cdot П \cdot Д \cdot Уд / ГЗП. \end{aligned}$$

Для расчета влияния факторов по приведенным выше моделям может использоваться способ цепной подстановки:

$$\begin{aligned} (ЧП/ФЗП)_0 &= Д_{чп0} \cdot R_{об0} \cdot Д_{рп0} \cdot ЧВ_0 \cdot П_0 \cdot Д_0 \cdot Уд_0 / ГЗП_0 = \\ &= 0,6458 \cdot 0,1638 \cdot 0,975 \cdot 315,6 \cdot 7,93 \cdot 220 \cdot 0,75 / 97500 = \\ &= 43,68 \text{ коп.;} \end{aligned}$$

Таблица 6 – Показатели эффективности использования фонда заработной платы

Показатель	2003 г.	2004 г.		Конкурент
		план	факт	
1. Производство услуг на рубль заработной платы, руб.	3,40	3,55	3,72	
2. Выручка на рубль зарплаты, руб.	2,95	3,25	3,30	
3. Сумма валовой прибыли на рубль зарплаты, руб.	0,56	0,58	0,60	
4. Сумма чистой прибыли на рубль зарплаты, руб.	0,32	0,32	0,35	

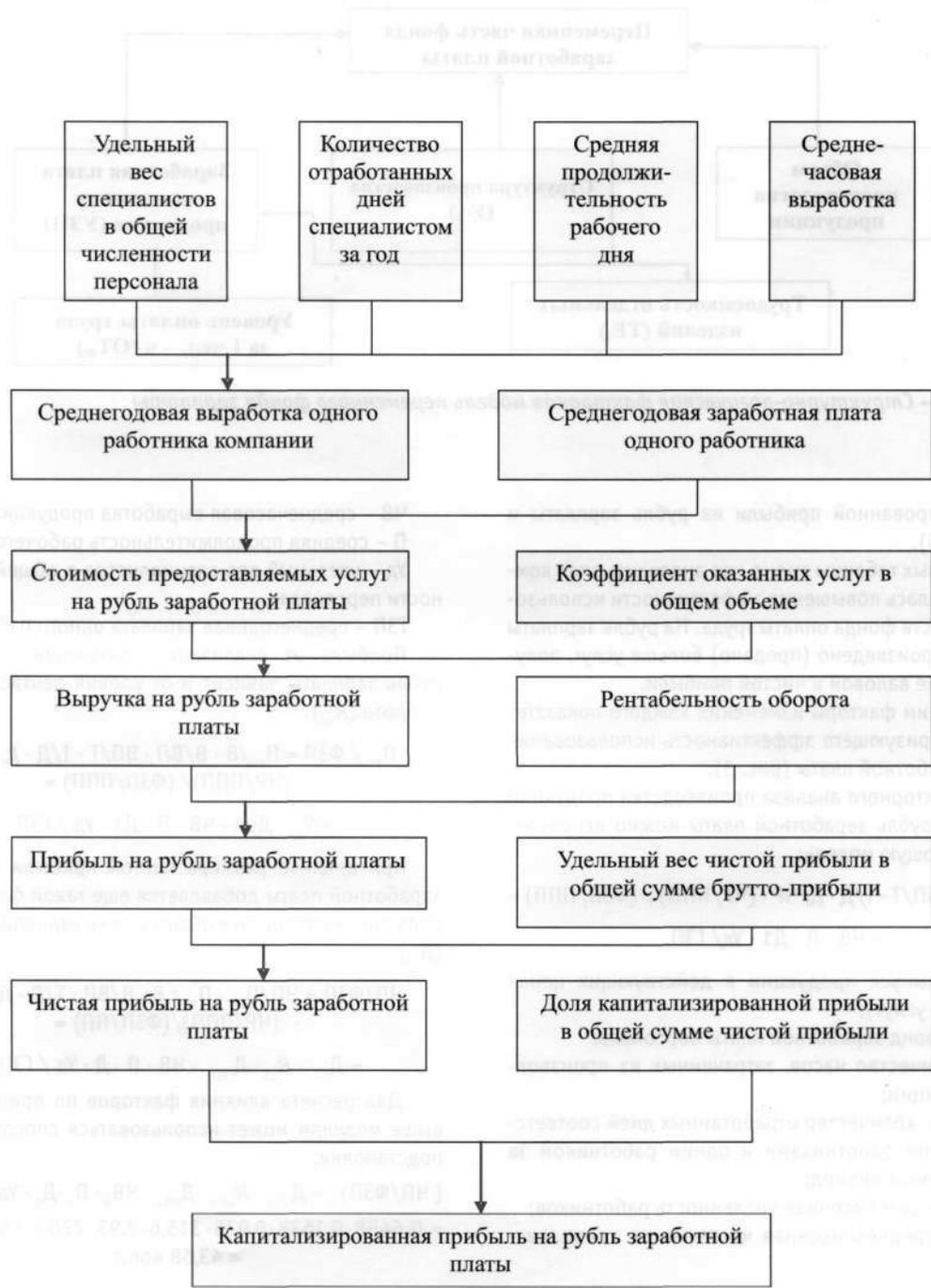


Рисунок 3 – Факторы изменения показателей, характеризующих эффективность использования фонда оплаты труда



$$\begin{aligned}
 (\text{ЧП/ФЗП})_1 &= D_{\text{ЧП}1} \cdot R_{\text{об}1} \cdot D_{\text{РП}1} \cdot ЧВ_1 \cdot П_1 \cdot Д_1 \cdot У_{Д_1} / \text{ГЗП}_1 = \\
 &= 0,6746 \cdot 0,194 \cdot 1,065 \cdot 328,5 \cdot 7,85 \cdot 212 \cdot 0,765 / 101\,600 = \\
 &= 57,37 \text{ коп.}
 \end{aligned}$$

Изменение чистой прибыли на рубль зарплаты общее:

$$57,37 - 43,68 = 13,69 \text{ коп.}$$

Из вышесказанного можно сделать следующие выводы. Анализ использования трудовых ресурсов, уровня производительности труда необходимо рассматривать в тесной связи с оплатой труда. В процессе анализа использования средств на оплату труда следует осуществлять систематический контроль за использованием фонда заработной платы. Фонд оплаты труда в исследуемой компании занимает наибольший удельный вес в составе средств, использованных на потребление, и включается в себестоимость продук-

ции (услуг). Проведенные расчеты показали, что в данной компании имеется перерасход фонда заработной платы. Однако компания добилась повышения эффективности использования средств фонда оплаты труда, т.к. на рубль зарплаты продано больше услуг по сравнению с предыдущим периодом.

С помощью расчетов выявлено, за счет каких факторов изменилась чистая прибыль на рубль зарплаты. Это изменения таких факторов, как:

- удельный вес специалистов в общей численности персонала компании;
- среднечасовая выработка специалиста;
- доля оказанных услуг;
- уровень рентабельности оборота;
- доля чистой прибыли в общей сумме прибыли.

Как мы видим, использование фонда оплаты труда предприятия происходит достаточно продуманно и рационально.

**Таблица 7 – Данные для факторного анализа прибыли на рубль зарплаты**

Показатель	Значение показателя		Изменение
	T <sub>0</sub>	T <sub>1</sub>	
Прибыль от реализации услуг, тыс. руб.	4 800	5 870	+1 070
Чистая прибыль, тыс. руб.	3 100	3 960	+ 860
Доля чистой прибыли в общей сумме прибыли	0,6458	0,6746	+0,0288
Выручка от реализации услуг, тыс.руб.	29 760	32 480	+2 720
Стоимость предлагаемых услуг, тыс. руб.	30 500	30 500	
Удельный вес выручки в стоимости предлагаемых услуг	0,975	1,065	+ 0,09
Рентабельность оборота %	16,38	19,4	+ 3,02
Фонд заработной платы, тыс. руб.	5230	5955	+ 725
Среднегодовая зарплата одного работника, тыс. руб.	97,5	101,6	+ 4,1
Прибыль на рубль зарплаты, коп.	58,2	60,9	+ 2,7
Чистая прибыль на рубль зарплаты, руб.	0,597	0,615	+0,018
Удельный вес специалистов в общей численности персонала компании, %	75	76,5	+1,5
Отработано дней одним специалистом за год	220	212	- 8
Средняя продолжительность рабочего дня, ч	7,93	7,85	- 0,08
Среднечасовая выработка специалиста, руб.	315,6	328,5	+ 26,5

## Литература

1. Управление персоналом организации/ Под ред. А. Я. Кибанова. - М.: ИНФРА, 2002. - 638 с.
2. Альбеков А. У., Согомонян С. А. Экономика коммерческого предприятия. - Ростов-на-Дону: Феникс, 2004. - 448 с.
3. Савицкая Г. В. Экономический анализ. - М.: Новое знание, 2004. - 640 с.

## КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ КОМПАНИЙ ТРАНСПОРТА НА РЫНКЕ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ ПРЕДПРИЯТИЙ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

**В данной статье рассматриваются отраслевые аспекты транспортной стратегии металлургических предприятий, методика и результаты оценки конкурентоспособности транспортных компаний на рынке перевозок металлургических грузов, а также даются рекомендации по повышению конкурентоспособности этих компаний за счет эффективной стратегии управления.**

В конце 90-х гг. металлургические предприятия, стремясь достичь относительной технологической независимости в сфере грузоперевозок, создали аффилированные перевозочные компании. Транспортные компании металлургических предприятий взяли на себя функцию организации перевозок и постепенно начали формировать свой парк вагонов и перевозить часть грузов собственным транспортом.

В результате на текущий момент большая часть перевозок в черной металлургии организуется через независимые или аффилированные с металлургическими предприятиями транспортные компании. Данные операторы испытывают бурный рост и активно инвестируют в покупку подвижного состава. Доля парка и перевозок металлургических грузов транспортом частных операторов достигает 30%, 70% перевозок приходится на РАО «РЖД».

Созданные транспортные компании стали основным элементом транспортной системы металлургического предприятия. В своей деятельности такие компании ориентированы в первую очередь на потребности материнских структур и избавлены от необходимости поиска новых клиентов. Соответственно объем их бизнеса напрямую связан с масштабом деятельности материнской компании. Дополнительным их преимуществом является доступность финансовых ресурсов для покупки подвижного состава (порой материнская компания выступает в качестве гаранта в лизинговых операциях). Типичными примерами таких компаний на сегодня на рынке перевозок металлургических грузов являются «Северстальтранс», «ММК-Транс», «Мечел-транс», «Евразтранс» (Евразхолдинг), «Независимая транспортная компания» (НЛМК).

По мнению авторов, с 2007 г. начнется новый этап развития рынка перевозок металлургических грузов. Главным событием на рынке грузовых перевозок в этот период должно стать создание на базе ОАО «РЖД» собственной перевозочной компании. ОАО «РЖД» планирует передать часть активов в отдельную

компанию и продать часть ее акций стратегическому инвестору. На рынке перевозок грузов металлургической промышленности ожидается рост конкуренции между частными операторами и перевозочными компаниями ОАО «РЖД». Транспортные компании металлургических предприятий будут развивать смежные направления перевозок и диверсифицировать свой бизнес. Активно начнут развиваться процессы слияний и поглощений, формирования стратегических альянсов. Возможно появление совместных предприятий ОАО «РЖД» и частных операторов.

В результате предстоящие процессы слияний и поглощений, создание перевозочной компании ОАО «РЖД», а также рост конкуренции между независимыми перевозчиками, транспортными компаниями металлургических предприятий и ОАО «РЖД» заставят всех игроков рынка двигаться по пути создания публичных компаний с современным и конкурентоспособным уровнем корпоративного управления [1].

Для оценки конкурентоспособности транспортных компаний при взаимодействии с предприятиями металлургической промышленности проведена классификация и экспертная оценка важности факторов и показателей конкурентоспособности транспортных компаний.

В результате выделено 2 группы факторов конкурентоспособности: внутренние и специфические. Для той и другой группы определены ключевые факторы, по каждому из которых собраны и оценены наиболее важные показатели [2, 3]. Классификация и направленность влияния факторов показана на рис. 1.

Внутренние факторы конкурентоспособности транспортной компании характеризуют текущее состояние системы управления транспортной компанией и позволяют выявить узкие места в ее системе управления. Специфические факторы конкурентоспособности транспортной компании при взаимодействии с металлургическим предприятием характеризуют возможности сотрудничества транспортной компании с ме-



таллургическим предприятием и являются значимыми в силу высокой зависимости транспортных компаний от металлургического предприятия.

В ходе опроса экспертов методом Делфи выявлены веса каждого фактора и показателей соответствующего фактора. Результаты экспертной оценки весов также представлены в табл. 1.

На основе выделенных внутренних и специфических факторов конкурентоспособности разработана методика оценки конкурентоспособности транспортных компаний и эффективности их взаимодействия с промышленными предприятиями на рынке перевозок металлургических грузов, которая включает 5 этапов (рис. 2).

Оценка внутренних факторов конкурентоспособности транспортных компаний на рынке перевозок металлургических грузов показывает (табл. 2), что группа компаний «Северстальтранс» лидирует практически по всем факторам оценки и поэтому наиболее конкурентоспособна на рынке перевозок металлургических грузов.

Оценка специфических факторов конкурентоспособности ведущих транспортных компаний на рынке перевозок металлургических грузов показывает (табл. 3), что наиболее высокий общий потенциал взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов имеет группа компаний «Северстальтранс», от нее незначительно отстает ООО «Независимая транспортная компания». Наихудший потенциал взаимодействия имеет ООО «Мечел-транс». Это связано с меньшим объемом бизнеса по сравнению с конкурентами собственника – компании ОАО «Мечел».

В результате расчетов выявлено (табл. 4), что наиболее высокую оценку эффективности взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов имеют группа компаний «Северстальтранс» и компания «Мечел-транс». Высокая оценка компании «Мечел-транс» обусловлена относительно небольшим по сравнению с конкурентами потенциалом взаимодействия с металлургическим предприятием. Наиболее низкую оценку

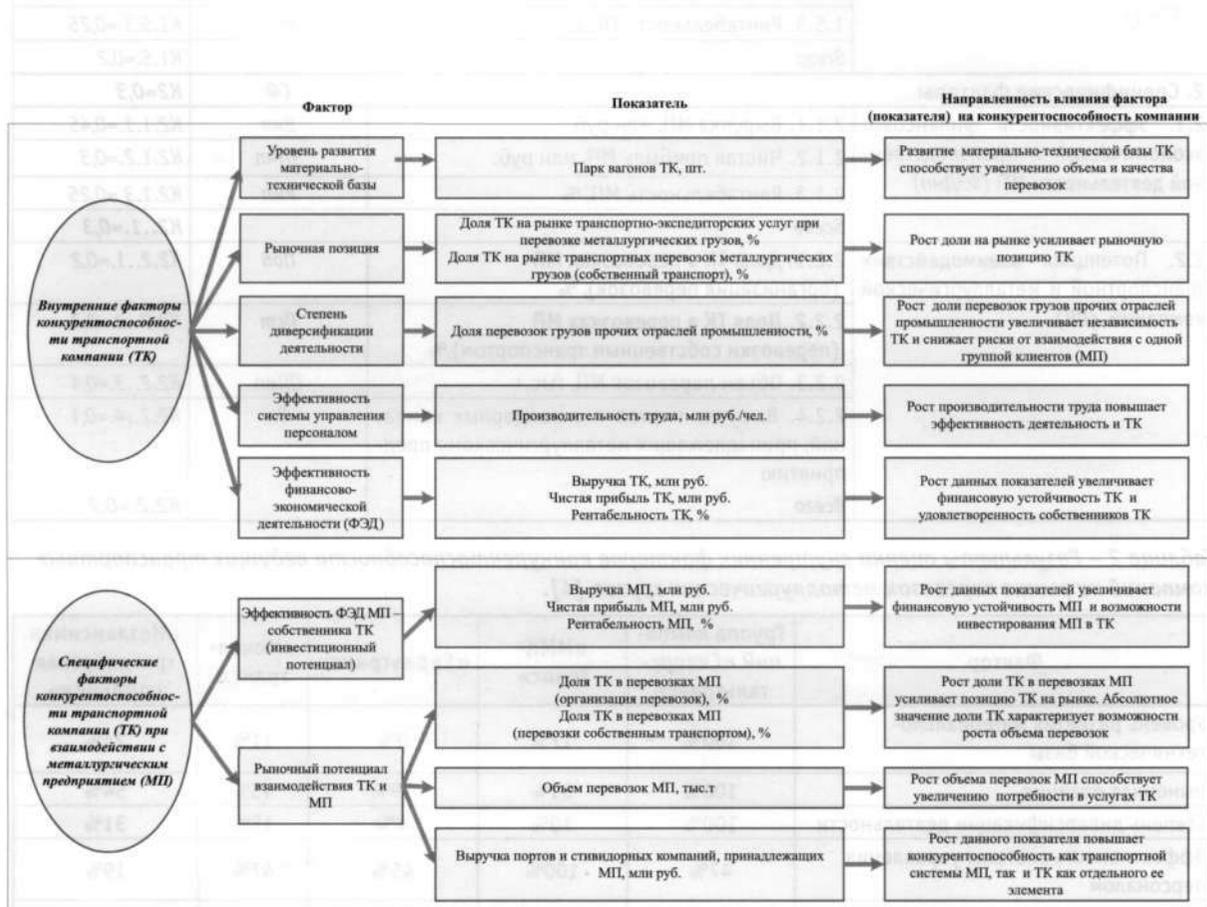


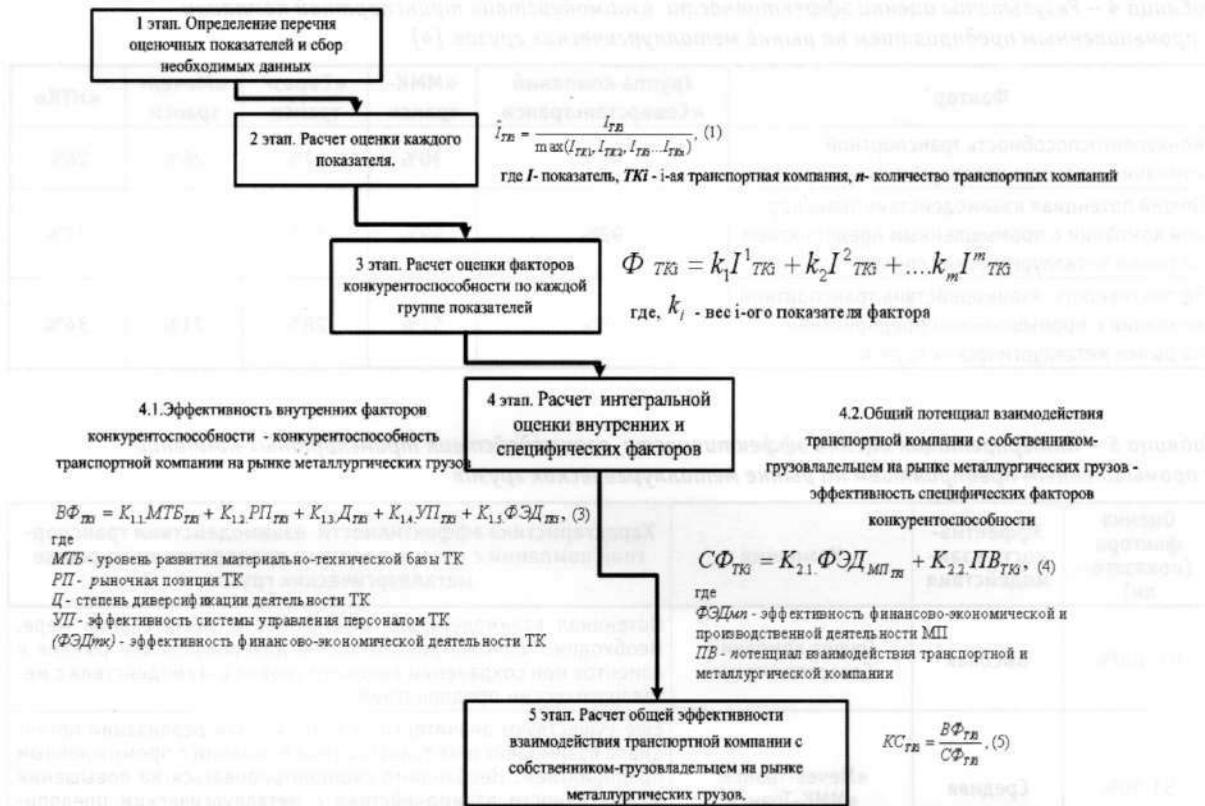
Рисунок 1 – Классификация факторов конкурентоспособности транспортной компании при взаимодействии с собственником – металлургическим предприятием

Таблица 1 – Оценка веса факторов и показателей конкурентоспособности транспортной компании на рынке перевозок металлургических грузов

Фактор/показатель (обозначение)	Показатель	Обозначение	Вес
<b>1. Внутренние факторы</b>		<b>ВФ</b>	<b>K1=0,7</b>
1.1. Уровень развития материально-технической базы ТК (МТБ)	Парк вагонов ТК, шт.	ПВ	K1.1.=0,3
1.2. Рыночная позиция ТК (РП)	1.2.1. Доля ТК на рынке транспортно-экспедиторских услуг для металлургических компаний, %	Роп	K1.1.1.=0,4
	1.2.2. Доля ТК на рынке транспортных перевозок для металлургических компаний (собственный транспорт), %	Рст	K1.1.2.=0,6
		<b>Всего</b>	<b>K1.2.=0,2</b>
1.3. Степень диверсификации деятельности ТК (Д)	Доля перевозок грузов прочих отраслей промышленности, %	Рпр	K1.3.=0,15
1.4. Эффективность системы управления персоналом ТК (УП)	Производительность труда, млн руб./чел.	Т	K1.4.=0,15
1.5. Эффективность финансово-экономической деятельности ТК (ФЭДтк)	1.5.1. Выручка ТК, млн руб.	Втк	K1.5.1.=0,4
	1.5.2. Чистая прибыль ТК, млн руб.	ЧПтк	K1.5.2.=0,35
	1.5.3. Рентабельность ТК, %	Ртк	K1.5.3.=0,25
			<b>Всего</b>
<b>2. Специфические факторы</b>		<b>СФ</b>	<b>K2=0,3</b>
2.1. Эффективность финансово-экономической и производственной деятельности МП (ФЭДмп)	2.1.1. Выручка МП, млн руб.	Вмп	K2.1.1.=0,45
	2.1.2. Чистая прибыль МП, млн руб.	ЧПмп	K2.1.2.=0,3
	2.1.3. Рентабельность МП, %	Рмп	K2.1.3.=0,25
			<b>Всего</b>
2.2. Потенциал взаимодействия транспортной и металлургической компаний (ПВ)	2.2.1. Доля ТК в перевозках МП (организация перевозок), %	Поп	K2.2..1.=0,2
	2.2.2. Доля ТК в перевозках МП (перевозки собственным транспортом), %	Пст	K2.2..2.=0,3
	2.2.3. Объем перевозок МП, тыс.т	ОПмп	K2.2..3.=0,4
	2.2.4. Выручка портов и стивидорных компаний, принадлежащих металлургическому предприятию	Вп	K2.2..4.=0,1
			<b>Всего</b>

Таблица 2 – Результаты оценки внутренних факторов конкурентоспособности ведущих транспортных компаний на рынке перевозок металлургических грузов [4].

Фактор	Группа компаний «Северстальтранс»	«ММК-Транс»	«Евразтранс»	«Мечел-транс»	«Независимая транспортная компания»
Уровень развития материально-технической базы	100%	17%	9%	11%	24%
Рыночная позиция	100%	31%	19%	43%	54%
Степень диверсификации деятельности	100%	10%	4%	15%	31%
Эффективность системы управления персоналом	47%	100%	45%	47%	19%
Эффективность финансово-экономической деятельности	90%	9%	16%	27%	5%
<b>Конкурентоспособность на рынке перевозок металлургических грузов</b>	<b>100%</b>	<b>17%</b>	<b>9%</b>	<b>11%</b>	<b>24%</b>



**Рисунок 2 – Алгоритм оценки конкурентоспособности транспортных компаний и эффективности их взаимодействия с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов**

**Таблица 3 – Результаты оценки специфических факторов конкурентоспособности ведущих транспортных компаний на рынке перевозок металлургических грузов [4].**

Фактор	Группа компаний «Северстальтранс»	«ММК-Транс»	«Евразтранс»	«Мечел-транс»	«Независимая транспортная компания»
Эффективность финансово-экономической деятельности металлургического предприятия – собственника транспортной компании (инвестиционный потенциал)	83%	77%	77%	21%	93%
Рыночный потенциал взаимодействия транспортной и металлургической компаний	96%	52%	53%	44%	70%
Общий потенциал взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов	92%	59%	60%	37%	77%

эффективности взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов имеют ООО «Евразтранс» и ООО «Независимая транспортная компания». Данные компании еще не реализовали потенциал взаимодействия с собственником.

В табл. 5 представлена интерпретация результатов оценки эффективности взаимодействия транспортных компаний с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов. Для каждого уровня эффективности взаимодействия выделены приори-

**Таблица 4 – Результаты оценки эффективности взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов [4]**

Фактор	Группа компаний «Северстальтранс»	«ММК-транс»	«Евраз-транс»	«Мечел-транс»	«НТК»
Конкурентоспособность транспортной компании на рынке металлургических грузов	90%	30%	17%	26%	26%
Общий потенциал взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов	92%	59%	60%	37%	77%
Эффективность взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов	98%	51%	28%	71%	<b>34%</b>

**Таблица 5 – Интерпретация оценки эффективности взаимодействия транспортных компаний с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов**

Оценка фактора (показателя)	Эффективность взаимодействия	Компания	Характеристика эффективности взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием на рынке металлургических грузов
91-100%	Высокая	Группа компаний «Северстальтранс»	Потенциал взаимодействия реализован в значительной мере. Необходимо сконцентрироваться на диверсификации рынков и клиентов при сохранении высокого уровня взаимодействия с металлургическим предприятием
51-90%	Средняя	«Мечел-транс», «ММК-Транс»	Еще существуют значительные возможности реализации потенциала взаимодействия транспортной компании с промышленным предприятием. Необходимо сконцентрироваться на повышении эффективности взаимодействия с металлургическим предприятием до высокого уровня, а также усилить деятельность по диверсификации рынков и клиентов
Не более 50%	Низкая	«Евразтранс», «Независимая транспортная компания»	Потенциал взаимодействия реализован незначительно. Необходимо сконцентрироваться на повышении эффективности взаимодействия с металлургическим предприятием

тетные направления стратегического развития соответствующих компаний.

Рассмотренная выше методика может как полностью, так и частично использоваться при оценке конкурентоспособности и эффективности взаимодействия транспортных компаний с аффилированным промышленным предприятием на рынках грузоперевозок (нефтяные грузы, химические и минеральные удобрения, строительные грузы и другие).

Таким образом, для сохранения и укрепления конкурентоспособности транспортных компаний в

условиях роста конкуренции между всеми игроками рынка перевозок металлургических грузов возникает необходимость формирования эффективной стратегии развития компании и системы корпоративного управления. Важную роль при этом играет обеспечение прозрачности и публичности бизнеса с целью повышения его стоимости и привлечения дополнительных финансовых ресурсов для реализации необходимых для роста инвестиционных проектов.

## Литература

1. Дунаев О.Н., Кулакова Т.В. Стратегия развития транспорта при участии России в ВТО // Логинфо. - 2005. - №- 12.-С. 4-12.
2. Портер М. Конкуренция: Учеб. пособие/ Пер. с англ. - М.: Издательский дом «Вильямс», 2000. - 495 с.
3. Фатхутдинов Р.А. Стратегический маркетинг: Учебник. - М.: ЗАО «Бизнес-школа «Интел-Синтез», 2000. - 640 с.
4. Информационная система СПАРК-Интерфакс.



## УЧЕТ ЭФФЕКТА ВЫТЕСНЕНИЯ ТОКА В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ВИБРОТРАНСПОРТИРУЮЩАЯ МАШИНА»

**Предложенная авторами в работах [1, 2] математическая модель электромеханической системы «вибротранспортирующая машина» (ВТМ) с линейной системой уравнений двигателей недостаточна для описания переходных динамических процессов, возникающих при пуске ВТМ. Статья посвящена построению нелинейной математической модели с учетом эффекта вытеснения тока в стержнях роторов асинхронных электродвигателей.**

В горнодобывающей промышленности, на перегрузочных пунктах железнодорожных станций, в цехах металлургических заводов широко применяются всевозможные вибрационные машины, и в частности вибротранспортирующие машины: вибротранспортеры, вибрационные конвейеры, вибрационные грохоты, питатели-грохоты и т.п.

В работах [1, 2] приведена система дифференциальных уравнений для описания нестационарной динамики вибротранспортирующей машины с приводными асинхронными электродвигателями.

Система содержит 3+5*n* дифференциальных уравнений, первые три из которых описывают движения рабочего органа ВТМ, а оставшиеся – вращение роторов вибровозбудителей и электромагнитные процессы в двигателях. В эти оставшиеся 5*n* уравнений входят коэффициенты  $A_i$  и  $K_{\pi} - K_{\mu}$ , зависящие от активных и индуктивных сопротивлений статоров и роторов двигателей.

Величины этих сопротивлений считались постоянными и принимались равными значениям данных сопротивлений при номинальном режиме работы двигателей.

При исследованиях, проведенных методом численного эксперимента с математической моделью, было установлено, что дифференциальные уравнения асинхронных двигателей с постоянными коэффициентами, входящие в упомянутую систему, хорошо описывают работу ВТМ в рабочем режиме, а также переходные процессы, возникающие в ВТМ при разогнанных вибровозбудителях, однако при описании переходных процессов, возникающих при пуске, дают явно неадекватные результаты [2].

В работе [2] показано, что в случае применения на ВТМ типа ГПТ-3 асинхронных двигателей основного исполнения мощностью 45 кВт вращающего момента двигателей при пуске недостаточно для поднятия виб-

ровозбудителей из состояния покоя, хотя на практике такой пуск пусть тяжело, но происходит (рис. 1). Характер кривых, приведенных на рис. 1, описан в работе [2].

Совершенно очевидно, что при моделировании пусковых переходных процессов необходимо учитывать переменность ряда физических параметров двигателей и вследствие этого переменность (то есть зависимость от текущей угловой скорости роторов) коэффициентов  $A_i$  и  $K_{\pi} - K_{\mu}$ . Поэтому было принято решение рассмотреть нелинейную модель, учитывающую эффект вытеснения тока в стержнях обмоток роторов асинхронных двигателей как наиболее сильно влияющего на величину пускового момента.

### ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТА ВЫТЕСНЕНИЯ ТОКА НА СОПРОТИВЛЕНИЯ РОТОРА АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проводники, расположенные в пазах электрических машин, находятся в зоне полей пазового рассеяния. Если в обмотке протекает переменный ток, то в проводниках возникают вихревые токи, которые, накладываясь на основной ток проводника, увеличивают или уменьшают плотность тока на различных участках их сечения [3].

Равномерность распределения плотности тока нарушается, и активное сопротивление проводника увеличивается.

Расчет распределения плотности тока по сечению проводников, находящихся в пазах магнитопровода, показал, что наибольшая плотность тока будет в верхних участках поперечных сечений проводников, т.е. в участках, расположенных ближе к раскрытию паза в воздушный зазор (рис. 2). Ток как бы вытесняется в верхнюю часть сечения проводника, поэтому такое явление называют эффектом вытеснения тока, а коэффициент  $k_{\nu}$ , введением которого учитывают изме-

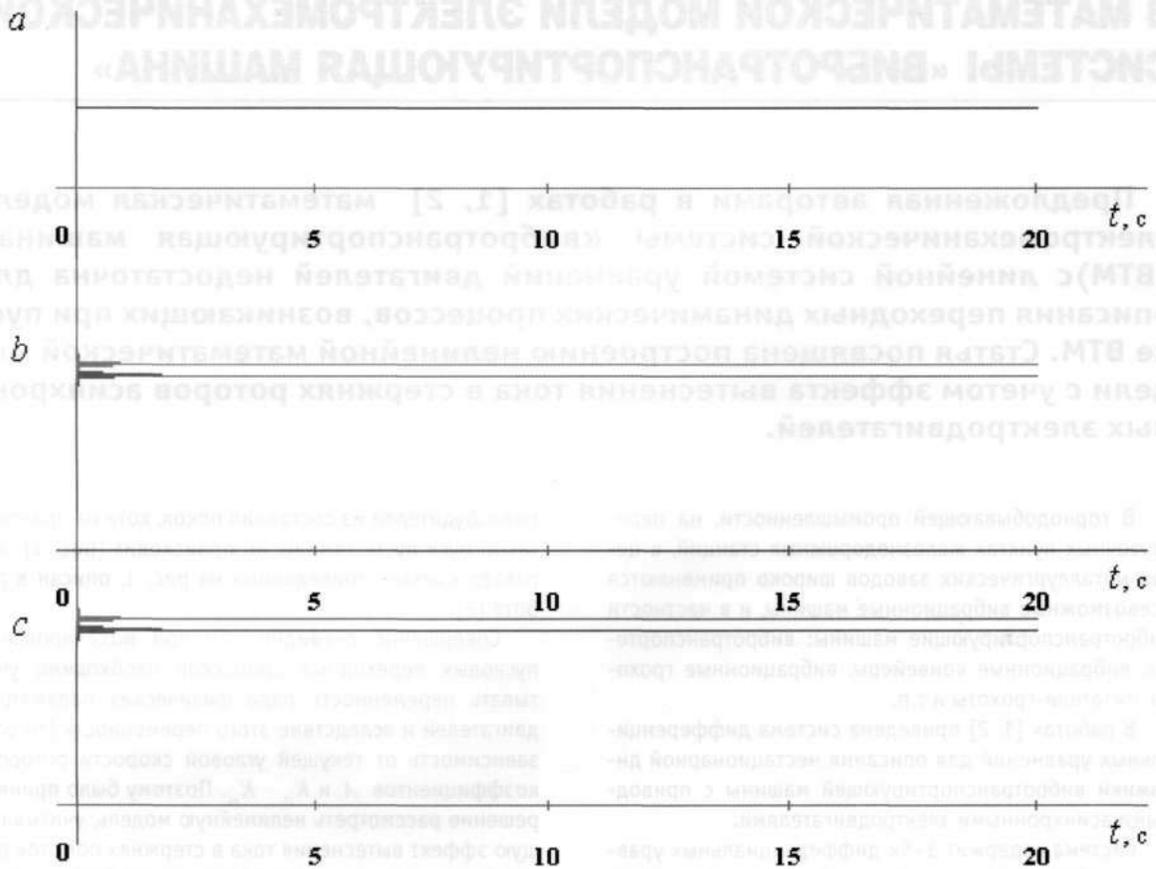


Рисунок 1 – Динамика пускового переходного процесса ВТМ (а), токи статора и ротора первого (b) и второго (с) двигателей с использованием двигателей основного исполнения мощностью 45 кВт (линейная модель двигателей)

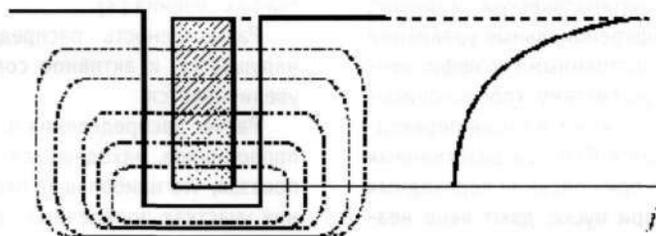


Рисунок 2 – Распределение плотности тока в стержне короткозамкнутой обмотки двигателя с глубокими пазами на роторе





нение активного сопротивления под действием этого эффекта, — коэффициент вытеснения тока.

Эффект вытеснения тока в обмотках короткозамкнутых роторов широко используют при проектировании асинхронных машин с повышенным пусковым моментом, выполняя роторы с глубокими прямоугольными или фигурными пазами или с двойной беличьей клеткой.

В расчетах оказалось удобнее определять не непосредственно активное и индуктивное сопротивление стержней при неравномерной плотности тока, а их относительные изменения под действием эффекта вытеснения тока. Эти изменения оценивают коэффициентами  $k_r$  и  $k_d$  [4, 5]. Коэффициент  $k_r$  показывает, во сколько раз увеличилось активное сопротивление пазовой части стержня  $r_{c\zeta}$  при неравномерной плотности тока в нем по сравнению с его сопротивлением  $r_c$  при одинаковой плотности по всему сечению стержня

$$k_r = \frac{r_{c\zeta}}{r_c} \quad (1)$$

Коэффициент демпфирования  $k_d$  показывает, как уменьшилась магнитная проводимость  $\lambda'_{п\zeta}$  участка паза, занятого проводником с током, при действии эффекта вытеснения тока по сравнению с проводимостью того же участка, но при равномерной плотности тока в стержне  $\lambda'_{п}$

$$k_d = \frac{\lambda'_{п\zeta}}{\lambda'_{п}} \quad (2)$$

Активное сопротивление обмотки ротора с учетом вытеснения тока будет равно

$$r_{2\zeta} = r_2 K_R \quad (3)$$

Коэффициент общего увеличения сопротивления ротора под влиянием эффекта вытеснения тока

$$K_R = 1 + \frac{r_c}{r_2} (k_r - 1) \quad (4)$$

Коэффициент вытеснения тока  $k_r$  определяется по формуле

$$k_r = \frac{q_c}{q_r} \quad (5)$$

где  $q_c$  — площадь сечения стержня;  $q_r$  — площадь сечения, ограниченного высотой  $h_r$  (рис. 3).

Глубина проникновения тока

$$h_r = \frac{h_c}{1 + \varphi_\zeta} \quad (6)$$

где  $\varphi_\zeta$  — коэффициент, зависящий от приведенной высоты стержня  $\zeta$  [4] (рис. 4).

Приведенная высота стержня для литой алюминиевой обмотки ротора определяется по формуле

$$\zeta(\varphi) = 65,15 h_c \sqrt{\frac{\omega_c - p\varphi}{\omega_c}} \quad (7)$$

где  $\omega_c$  — частота питающей сети;  $\varphi$  — угловая скорость ротора,  $p$  — число пар полюсов.

Индуктивное сопротивление обмотки ротора с учетом эффекта вытеснения

$$X_{2\zeta} = X_2 K_X \quad (8)$$

$$K_X = 1 - \frac{\lambda'_{п2}}{\lambda_{2\Sigma}} (1 - k_d)$$

Коэффициент демпфирования  $k_d$  принимается равным  $\varphi'_\zeta$ , где  $\varphi'_\zeta$  — коэффициент, зависящий от приведенной высоты стержня  $\zeta$  [4] (рис. 5).

### РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЙ СТЕРЖНЕЙ ОБМОТОК РОТОРА АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ЭФФЕКТА ВЫТЕСНЕНИЯ ТОКА

Расчет сопротивлений стержней обмоток ротора асинхронного двигателя с учетом эффекта вытеснения тока выполняется для двигателей серии 4А основного исполнения (ротор с грушевидным пазом) [6].

Определяется площадь сечения стержня

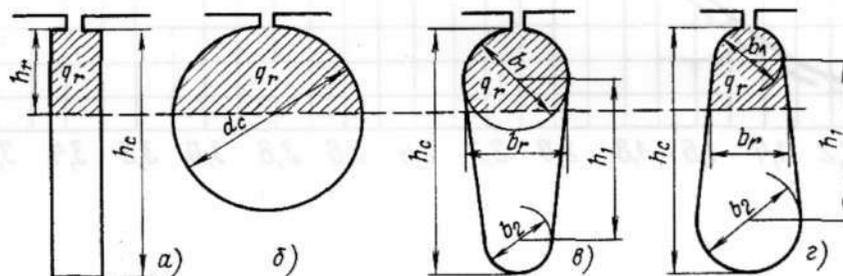


Рисунок 3 – Глубина проникновения тока в стержень

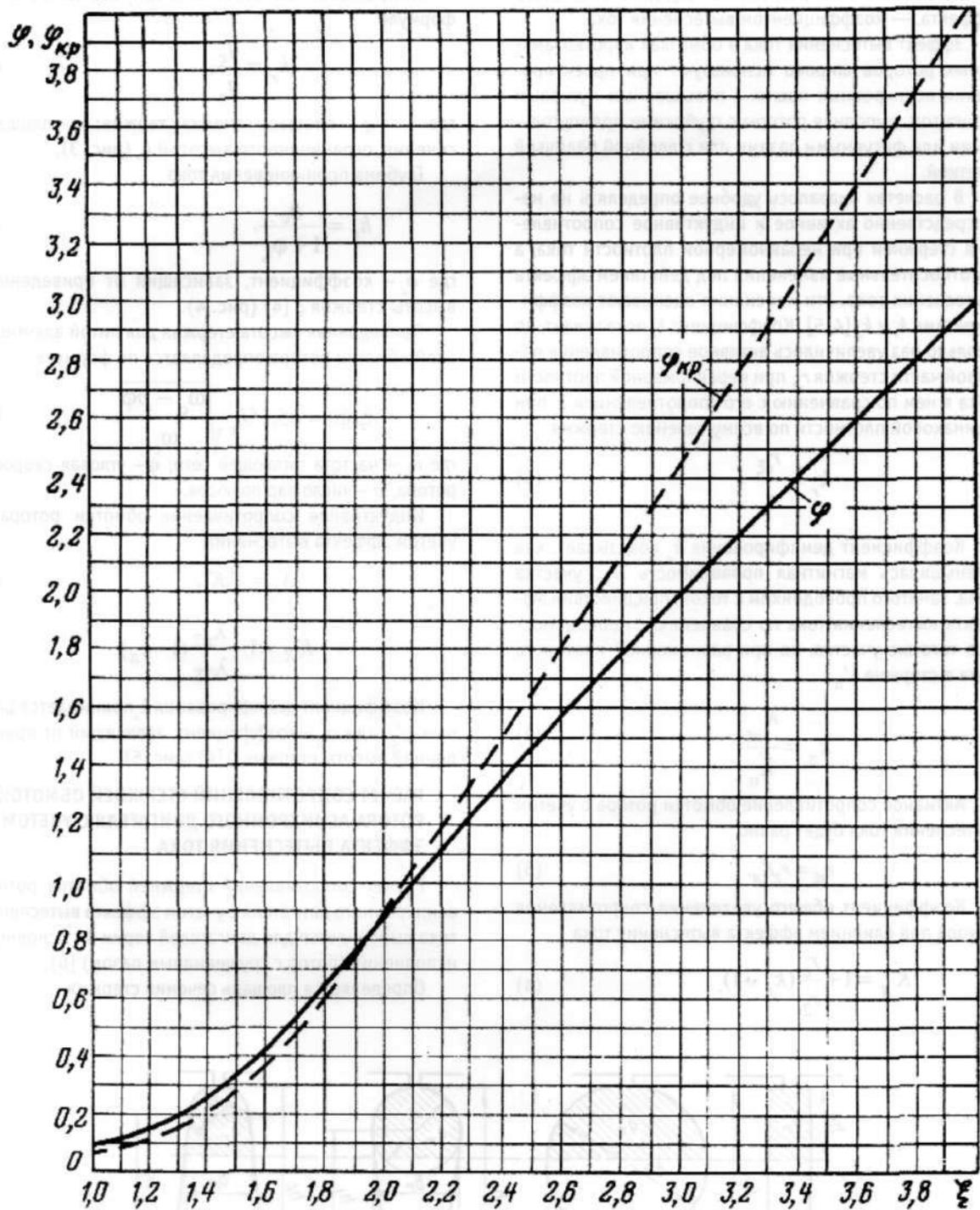


Рисунок 4 – Зависимость  $\varphi_{кр}$  и  $\varphi_{\zeta}$  от приведенной высоты стержня



$$q_c = \pi \frac{b_1^2 + b_2^2}{8} + \frac{b_1 + b_2}{2} \left( h - \frac{b_1 + b_2}{2} \right).$$

По (7), (8) вычисляется площадь стержня, ограниченная высотой  $h_r$ :

$$\text{при } h_r \leq \frac{b_1}{2} \quad q_r = \pi \frac{b_1^2}{8(\varphi_{\xi_{\text{кр}}} + 1)};$$

где  $\varphi_{\xi_{\text{кр}}}$  из рис. 4;

$$\text{при } \frac{b_1}{2} < h_r \leq h_c - \frac{b_2}{2},$$

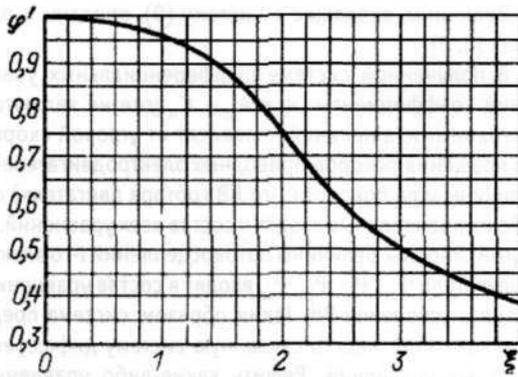


Рисунок 5 – Зависимость  $\varphi'_{\xi}$  от приведенной высоты стержня

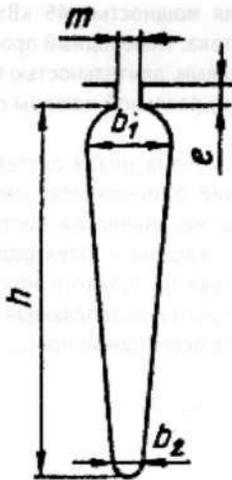


Рисунок 6 – Форма и размеры паза ротора двигателя основного исполнения

$$q_r = \pi \frac{b_1^2}{8} + \frac{b_1 + b_r}{2} \left( h_r - \frac{b_1}{2} \right),$$

$$\text{где } b_r = b_1 - \frac{b_1 - b_2}{h_c - \frac{b_1 + b_2}{2}} \cdot \left( h_r - \frac{b_1}{2} \right);$$

$$\text{при } h_r > h_c - \frac{b_2}{2} \quad q_r = q_c.$$

Полученные значения подставляются в (6), а затем в (5).

Система дифференциальных уравнений ВТМ с учетом эффекта вытеснения тока в роторах приводных двигателей запишется в виде:

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} \left[ -k_x \dot{x} - k_{x\varphi} \dot{\varphi} - c_x x - c_{x\varphi} \varphi + \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i) \right],$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} \left[ -k_y \dot{y} - k_{y\varphi} \dot{\varphi} - c_y y - c_{y\varphi} \varphi + \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i - \ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i) - F_{уд} \right],$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{J} \left[ -k_{x\varphi} \dot{x} - k_{y\varphi} \dot{y} - k_{\varphi} \dot{\varphi} - c_{x\varphi} x - c_{y\varphi} y - c_{\varphi} \varphi + \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i r_i \left[ \dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \varphi) - \ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i - \delta_i - \varphi) \right] + M_{уд} \right],$$

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{1}{J_i} \left[ A_i(\varphi_i) (\Psi_{i2} \Psi_{i3} - \Psi_{i1} \Psi_{i4}) - R_i(\varphi_i) \right] + \frac{m_i \varepsilon_i}{J_i} \left[ \ddot{x} \sin \varphi_i - \ddot{y} \cos \varphi_i - g \cos \varphi_i - \right.$$

$$\left. - r_i \ddot{\varphi} \cos(\varphi_i - \delta_i - \varphi) - r_i \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \varphi) \right],$$



$$\begin{aligned} \Psi_{i1}(\phi_i) &= U_m \cos(\omega_c t + \alpha) - \\ &- K_{i1}(\phi_i)\Psi_{i1} + K_{i2}(\phi_i)\Psi_{i3}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Psi_{i2}(\phi_i) &= U_m \sin(\omega_c t + \alpha) - \\ &- K_{i1}(\phi_i)\Psi_{i2} + K_{i2}(\phi_i)\Psi_{i4}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Psi_{i3}(\phi_i) &= -K_{i3}(\phi_i)\Psi_{i3} + \\ &+ K_{i4}(\phi_i)\Psi_{i1} - p_i \phi_i \Psi_{i4}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Psi_{i4}(\phi_i) &= -K_{i3}(\phi_i)\Psi_{i4} + K_{i4}(\phi_i)\Psi_{i2} + \\ &+ p_i \phi_i \Psi_{i3}; \quad (i=1, \dots, n), \end{aligned}$$

где

$$K_{i1}(\phi_i) = \frac{r_{is} L_{ir}(\phi_i)}{L_{is} L_{ir}(\phi_i) - M_i^2};$$

$$K_{i2}(\phi_i) = \frac{r_{is} M_i}{L_{is} L_{ir}(\phi_i) - M_i^2};$$

$$K_{i3}(\phi_i) = \frac{r_{ir} K_{Ri}(\phi_i) L_{is}}{L_{is} L_{ir}(\phi_i) - M_i^2};$$

$$K_{i4}(\phi_i) = \frac{r_{ir} K_{Ri}(\phi_i) M_i}{L_{is} L_{ir}(\phi_i) - M_i^2}; \quad (9)$$

$$A_i(\phi_i) = \frac{3p_i M_i}{2(L_{is} L_{ir}(\phi_i) - M_i^2)};$$

$$L_{ir}(\phi_i) = \frac{X_{12i} + X_{2i} K_{Xi}(\phi_i)}{\omega_c};$$

$$K_R(\phi_i) = 1 + \frac{r_c}{r_2} (k_r(\xi_i) - 1);$$

$$K_X(\phi_i) = 1 - \frac{\lambda'_{m2}}{\lambda_{2\Sigma}} (1 - k_d(\xi_i));$$

$$\xi_i(\phi_i) = 65,15 h_{ci} \sqrt{\frac{\omega_c - p_i \phi_i}{\omega_c}}.$$

Величины, входящие в систему (9), описаны в работах [1, 2].

В полученной системе дифференциальных уравнений коэффициенты  $A_i$  и  $K_{i1} - K_{i4}$  уже не являются постоянными, а нелинейно зависят от угловой скорости вращения роторов приводных электродвигателей. Величины угла поворота  $i$ -го ВВ (ротора двигателя)  $\phi_i$  либо их производные входят в состав всех уравнений. С другой стороны, величины потокоцеплений  $i$ -го электродвигателя  $\Psi_{i1}, \Psi_{i2}, \Psi_{i3}, \Psi_{i4}$  входят в состав уравнений углового ускорения ВВ. Таким образом, система представляет собой жестко связанную систему дифференциальных уравнений. Решить какие-либо уравнения этой системы отдельно от остальных невозможно, вся система должна интегрироваться совместно.

На рис. 7 представлены графики пусковых переходных процессов (кривые а), токи статора и ротора первого (кривые б) и второго (кривые с) двигателей при использовании на ВТМ типа ГПТ-3 двигателей основного исполнения мощностью 45 кВт с учетом эффекта вытеснения тока. Переходный процесс получился достаточно тяжелым, длительностью более 10 с, что соответствует пуску реальной машины с подобными двигателями.

Таким образом, получена новая система дифференциальных уравнений, описывающая нестационарную динамику электрохимической системы «вибротранспортирующая машина – электродвигатели», существенно нелинейная не только в механической, но и в электрической части и позволяющая более точно описывать пусковые переходные процессы.



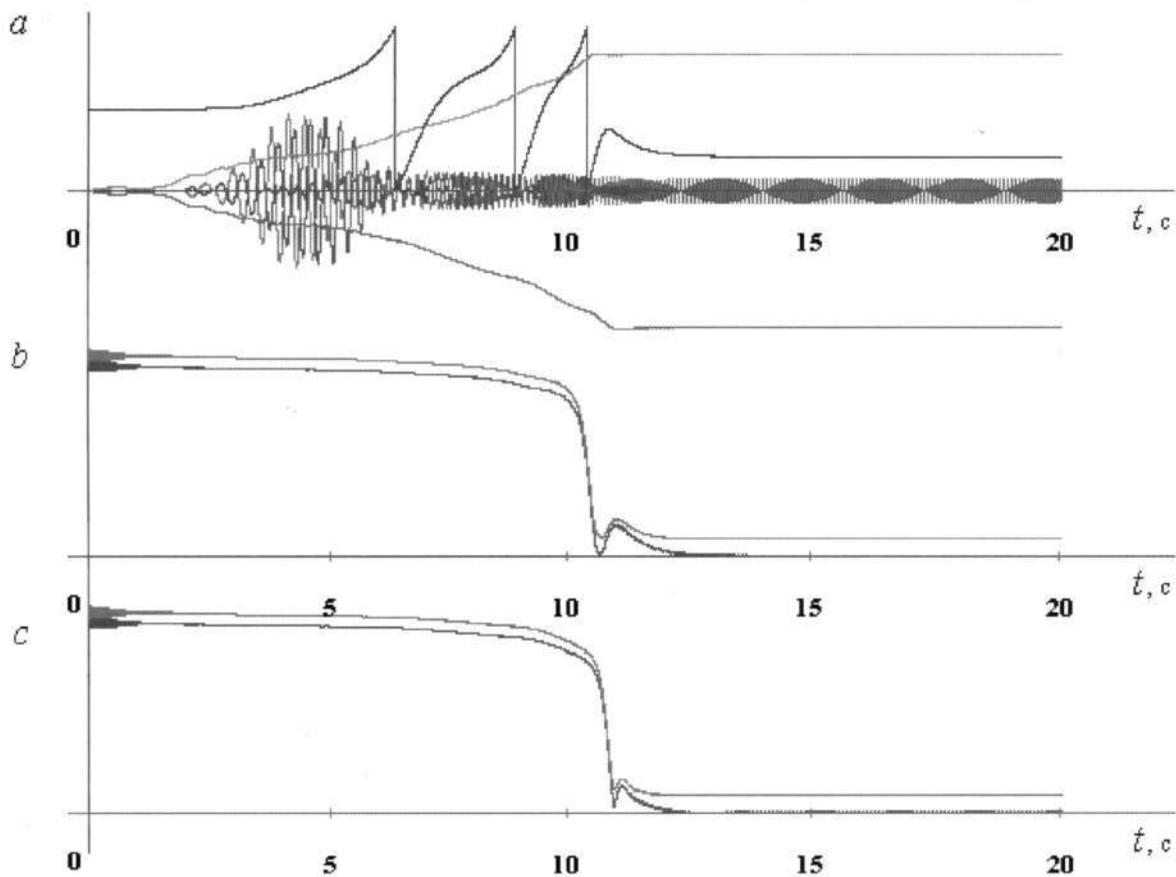


Рисунок 7 – Динамика пускового переходного процесса ВТМ (а), токи статора и ротора первого (b) и второго (с) двигателей с использованием двигателей основного исполнения мощностью 45 кВт с учетом эффекта вытеснения тока (нелинейная модель двигателей)

## Литература

1. Румянцев С.А., Азаров Е.Б. Математическая модель нестационарной динамики системы «вибромашина - электропривод» в случае привода от асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором // Транспорт Урала -2005. - №- 1. -С. 02-07.
2. Румянцев С.А., Азаров Е.Б. Исследование нестационарной динамики вибротранспортирующих машин с помощью математической модели// Транспорт Урала. - 2005. - № 4. - С. 45-50.
3. Иванов-Смоленский А.В. Электрические машины. - М.: Энергия, 1980. - 928 с.
4. Проектирование электрических машин: Учеб. для вузов. - В 2-х кн. / Под ред. И.П. Копылова. - М.: Энергоатомиздат, 1993.
5. Гурин Я.С, Кузнецов Б.И. Проектирование серий электрических машин. - М.: Энергия, 1978. - 480 с.
6. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник/ АЭ. Кравчик и др. - СПб.: 000 «Бурса», 2002. - 504 с.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РЫНКА УСЛУГ ПО ОХРАНЕ ТРУДА В РЕГИОНЕ С УЧЕТОМ КОРПОРАТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ОАО «РОССИЙСКИЕ ЖЕЛЕЗНЫЕ ДОРОГИ»

**С развитием рыночных отношений в России произошло изменение законодательной базы о труде: государство возложило обязанности по обеспечению безопасных условий и охраны труда на работодателя. Эти функции зачастую выходят за рамки производственной деятельности предприятий.**

Государством нормативно инициирован процесс создания центров охраны труда (ЦОТ), чьей задачей является оказание услуг в этой области. Однако потребность в таких услугах намного превысила возможности центров, созданных при региональных органах по труду. Несоответствие спроса на услугу и предложений таких услуг привело к стихийной организации ЦОТ.

В настоящее время формируется рынок таких услуг, что подразумевает необходимость его государственного регулирования. Однако на рынке услуг по охране труда (ОТ) отсутствуют механизмы регулирования и анализа, что негативно сказывается на его развитии и развитии корпоративных систем управления ОТ. Возникают и проблемы с обеспечением качества оказываемых услуг.

В настоящее время отсутствует методика, позволяющая, с одной стороны, адекватно оценить потребности в услугах по ОТ, а с другой – установить требования к структурам, которые могут оказывать такие услуги и определить их потребность. Для ОАО «Российские железные дороги» процесс усугубляется тем, что струк-

туры по ОТ, входившие в состав, в настоящее время свободно работают на рынке.

Для понимания, что представляет собой рынок услуг по охране труда, вначале рассмотрим общую схему системы управления охраной труда (рис. 1).

Имеется некоторая внешняя среда, которая на базе государственных требований формирует перечень работ и контролирует их реализацию. Часть таких работ предприятие выполняет самостоятельно, а остальные заказывает в ЦОТ.

Центры, обслуживающие интересы региона, будем называть региональными – РЦОТ, тяготеющие к корпорациям – КЦОТ. При этом под корпорацией будем иметь в виду прежде всего ОАО «Российские железные дороги», понимая, что на территории региона могут работать и другие корпорации. Каждый тип центров обслуживает свою часть рынка услуг. Однако при недостатке мощности КЦОТ часть работ для корпораций могут выполнять РЦОТ; КЦОТ при избытке мощности выходят на общий рынок и работают с предприятиями региона.

В [1] предлагается рассматривать рынок услуг как совокупность форм взаимоотношений и связей между



Рисунок 1– Схема модели системы управления охраной труда



отдельными самостоятельно принимающими решения хозяйствующими субъектами, взаимодействие которых в качестве продавцов и покупателей приводит к возможности обмена (продавцам – продать, а покупателям – купить необходимые услуги [2]). Данное определение позволяет представить такой рынок как некую систему, в которой есть заказчики (предприятия) с их потребностью в услугах и производители этих услуг (центры охраны труда). Общая модель рынка услуг по охране труда представлена на рис. 2.

Из предложенного описания рынка и его схемы ясно, что наиболее адекватно модель такого рынка может быть формализована на основе теории графов. Под графом  $G = V, E$  понимается совокупность множества вершин  $V$  и множества соединяющих их ребер  $E$ . Тогда в терминах рис. 2 предприятия суть вершины, а связи между ними – ребра.

В качестве модели рынка услуг по охране труда предлагается использовать хронологический взвешенный ориентированный двудольный граф.

Под термином «хронологический граф» будем понимать граф, который хранит данные-веса за каждый конкретный период времени.

Заявки на услуги по ОТ поступают на рынок неравномерно, поэтому существенно, что предложенная модель может иметь некоторый спектр данных, например: по объему заявок или загруженности центров, по месяцам или любым другим промежуткам времени.

Вершины выстроенной сети разбиты на два непересекающихся подмножества  $m$  предприятий и  $n$  ЦОТ. Оба эти подмножества, в свою очередь, могут также быть разбиты на подмножества по признаку  $S$  на свободные

субъекты региона ( $R$ ), обособленные структурные подразделения корпорации ( $k$ ) или другие – в зависимости от условий задачи. Для предприятий заданы значения имеющейся потребности в услугах по охране труда  $Q_i, i = 1, \dots, m$ ; для центров охраны труда – значения их мощности  $W_j, j = 1, \dots, n$ . Значение потребности в услуге по охране труда  $Q_i$  зависит от качественного состава требуемых услуг, величины предприятия (количества работающих), требуемого времени ее реализации

$$Q_i = F(U(y, v), t),$$

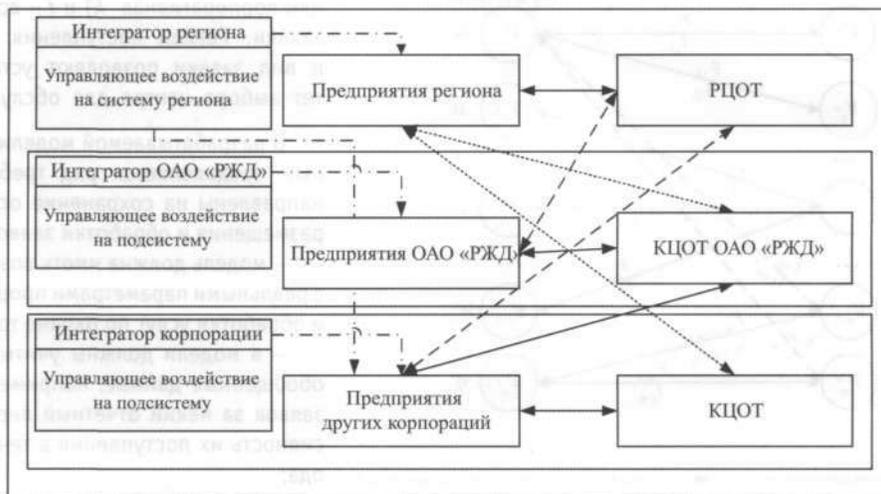
где  $U$  – услуга, которую требуется реализовать;  $y$  – вид услуги (услуги);  $v$  – требуемый объем услуги;  $t$  – время ее предоставления, периодичность.

Под мощностью центра будем понимать качественную и количественную характеристику возможности центра реализовать услугу

$$W_j = F(U(y), T(N, L, t)),$$

где  $U(y)$  – возможность центра реализовать данный вид услуги;  $T(N, L, t)$  – трудовые ресурсы центра, которые зависят от численности сотрудников центра  $N$ , их загруженности  $L$  на момент времени поступления заявки на услугу.

Отметим, что в модели учитывается воздействие интегратора рынка, несмотря на то что в явном виде интегратор в модели отсутствует. Действительно, влияние интегратора задается исходными данными. В частности, именно интегратор определяет, в каком объеме должны проводиться мероприятия по ОТ, именно интегратор определяет требования к качеству оказываемых услуг и т.д.



→ — устойчивое обслуживание; ..... → — обслуживание при недостатке мощностей КЦОТ;  
 - - - - - → — обслуживание при избытке мощностей КЦОТ; - - - - - → — воздействие интегратора

Рисунок 2 – Схема рынка услуг по охране труда региона

Алгоритм моделирования системы можно представить так: от предприятий-заказчиков на рынок поступают заявки на услуги, где заказчиком по ряду критериев для выполнения заявки выбирается ЦОТ (рис. 4).

Описать такие системы можно с применением теории массового обслуживания, математическим аппаратом которой служат теория вероятности и математическая статистика. Однако рынок ОТ из-за его сложности и многовариантности нельзя описать строгими математическими выражениями. Для таких систем возможно только формирование имитационной модели, каждый блок которой задает алгоритм функционирования какой-то отдельной части системы.

Характеристики заявок на обслуживание можно разделить на две части. Первая – это характеристики категории заявки (регион, отрасль, вид), а вторая – ее числовые параметры (объем, стоимость, срочность).

Характеристики категории заявки на услуги по охране труда обусловлены моделью рынка и устанавливают:

- регион (субъект Федерации) поступления заявки. Для формирования пространственного представления за регион (место поступления заявки) примем некоторую точку с географическими координатами его административного центра;
- ее принадлежность (заявка может быть региональной – от свободных хозяйствующих субъектов региона или корпоративной – от территориальных подразделений ОАО «РЖД»);

– вид заявки (обучение по ОТ, аттестация рабочих мест по условиям труда и другие услуги).

Рассмотрим модель рынка услуг на примере шести региональных рынков – субъектов Федерации, входящих в Уральский федеральный округ, включая при этом структурные подразделения ОАО «Российские железные дороги» – Свердловскую (СвЖД) и Южно-Уральскую (ЮУЖД) железные дороги. Тогда в рамках данной работы категории заявок на услуги имеют следующие характеристики:

- регион поступления заявки (маркируется номером)  $R = 1, \dots, 6$  – Свердловская область (1), Тюменская область (2), Ханты-Мансийский автономный округ (3), Челябинская область (4), Курганская область (5), Ямало-Ненецкий автономный округ (6);
- принадлежность заявки (маркируется номером)  $S = (R, k)$  – региональная  $R$  (0), корпоративная (отраслевая)  $k$ : СвЖД (1), ЮУЖД (2).

Следующим параметром, характеризующим заявку, является ее вид. Для упрощения модели из перечня услуг по охране труда выделено шесть наиболее значимых услуг (видов заявок  $Z_y$ ), каждой из которых присваивается идентификационный номер от 1 до 6 ( $y = 1, \dots, 6$ ): научно-исследовательские работы по охране труда (1); аттестация рабочих мест по условиям труда (2); сертификация работ в организациях (3); другие работы (4); измерение вредных производственных факторов (5); обучение по охране труда (6).

Таким образом, заявка характеризуется четверкой параметров  $Z = (R, S, y, t)$  или  $Z_y^{R,S}(t)$ ,

где  $y$  – вид услуги;  $R$  – регион поступления;  $S$  – принадлежность заявки (региональная  $R$  или корпоративная  $k$ ) и  $t$  – время поступления заявки. Регион поступления, принадлежность и вид заявки позволяют установить приоритет выбора центра для обслуживания заявки.

В разрабатываемой модели к исходным данным предъявляется ряд требований, которые направлены на сохранение основных аспектов размещения и обработки заявок:

- модель должна иметь возможность работы с реальными параметрами процесса размещения и обработки услуг по охране труда;
- в модели должны учитываться не только обобщенные данные, например, о поступлении заявок за некий отчетный период, но и интенсивность их поступления в течение всего периода;
- на основе статистических данных за истекшие периоды модель (располагая лишь обобщенными данными) должна иметь возможность формировать заявки и распределять их по всему периоду с определенной достоверностью.

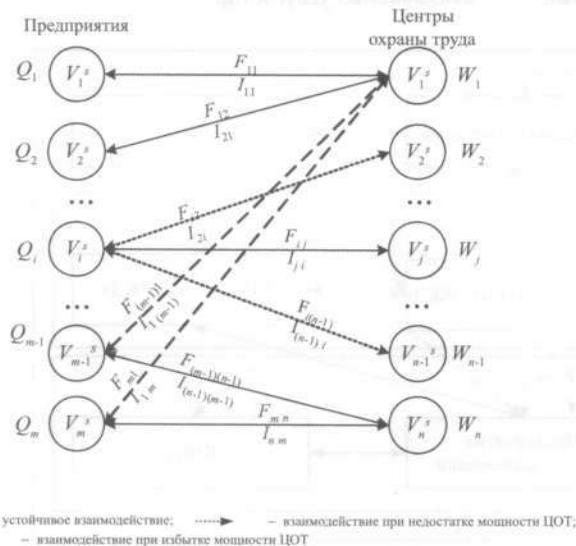


Рисунок 3 – Схема рынка услуг по охране труда региона:

$Q$  – потребность в услугах по охране труда;  $W$  – мощность центра охраны труда;  $F$  – финансовый поток;  $I$  – информационный поток;  $S$  – принадлежность (регион  $R$  или корпорация  $k$ );



Рисунок 4 – Общий алгоритм моделирования рынка услуг по ОТ:

$i$  – индекс заявки;  $j$  – индекс центра;  $t$  – время наступления события.

В количественном выражении потребность в реализации заявок задается вероятностью их распределения между областями, затем внутри области – аналогичным распределением между потребностью региональных и корпоративных предприятий данной области. Кроме того, необходимо разбить не только общий объем заявок на характерные объемы, но и учитывать виды заявок, т.е. вычленять из общего объема, сколько заявок данного вида и определенного объема выполнено за исследуемый период.

Вероятность появления заявки  $Z_y$  вида  $y$  согласно классической модели вероятности [3] равна

$$P(Z_y) = \frac{m_y}{m}$$

где  $m_y$  – число заявок вида  $y$ ;  $m$  – число заявок всех видов, поступивших на обслуживание.

По существу,  $P(Z_y)$  – это просто доля заявок вида  $y$  в общем объеме заявок. Таким образом, в ходе проведения расчетов вероятность будем задавать в объемных долях, сумма которых равна единице.

Исходя из того что охрана труда есть деятельность, направленная на сохранение здоровья трудящихся [4], принимаем потребность в услугах субъекта Федерации прямо пропорциональной численности населения, занятого в экономике, – параметру, характеризующему макроэкономическое развитие региона. Тогда численность работников железнодорожных предприятий региона дает долю корпоративной составляющей в заявке данного региона.

Каждая заявка может быть охарактеризована некоторыми числовыми параметрами, например: объемом и стоимостью, временем обращения в центр, трудоемкостью ее выполнения и числом специалистов, участие которых необходимо для ее выполнения, временем поступления.

Из перечисленных параметров наибольшее влияние на процесс обработки заявки оказывают ее объем и время поступления. Все остальные показатели являются производными от объема заявки и могут быть легко найдены по простым формулам:  $T_z = v_z \cdot T_{eo}$  и  $S_z$

$= v_z \cdot S_{eo}$ , где  $T_z$  – трудоемкость заявки, чел.-дн.;  $v_z$  – объем заявки, ед. объема;  $T_{eo}$  – трудоемкость единицы объема, чел.-дн.;  $S_z$  – стоимость, тыс. руб.;  $S_{eo}$  – стоимость единицы объема, тыс. руб.

Количество специалистов центра, необходимых для реализации заявки, задается на основе технологических требований к виду услуги (например, для аттестации нужны специалисты по измерению вредных факторов, химическому анализу проб воздуха, оценке травмобезопасности, средствам защиты, по оценке параметров трудового процесса – тяжести и напряженности, оформлению результатов; без учета возможной кооперации таких специалистов должно быть не менее шести) и объема заявки (заявка может быть настолько большой, что для ее реализации требуется участие нескольких специалистов по каждому направлению, или, наоборот, заявка такая маленькая, что участие большого числа специалистов нерентабельно, необходима высокая степень кооперации отдельных работ).

Объем и время поступления заявки формируются случайным образом по некоторым законам распределения, которые могут быть установлены на основе статистических наблюдений. Тогда категории и числовые значения параметров заявки можно представить функцией вида

$$Z_i(t) = (R_h, s \in \{r_h, k_h\}, y, v_{iy}, N_v, \lambda),$$

где  $R_h$  – регион  $h$  появления заявки;  $S \in \{R_h, k_h\}$  – принадлежность заявки внутри региона  $h$  к региональной  $R$  (от свободных хозяйствующих субъектов) или корпоративной  $k$ ;  $y$  – вид заявки, причём  $Z_y \subset G_{CT}$ ;  $G_G$  – группа, которой принадлежит заявка,  $G = 1, 2, 3$ ;  $v_{iy}$  – объем  $i$ -й заявки вида  $y$ ;  $N_v$  – число сотрудников, необходимых для реализации заявки;  $\lambda$  – интенсивность появления (заявок в день);  $t$  – время ее поступления.

Ряд параметров ЦОТ повторяет параметры заявок (регион размещения ЦОТ, принадлежность). Однако имеются и специфические. Так, например, должна быть учтена специализация (задается категорией



$Cat = 1, 2, 3$ ) центров и их производственная мощность (задается количеством сотрудников  $N$ ). Кроме того, предлагается параметр дополнительных возможностей ЦОТ  $D$  (задает возможности центра дополнительно взять заявки сверх плана, т.е. когда его ресурсы загружены) и рейтингом ( $Rat = 1, \dots, 5$ ). Рассмотрим, насколько они адекватны сформированной модели рынка услуг по охране труда.

Так, регион расположения и принадлежность позволяют выставить приоритет между ЦОТ на получение заявок: на межрегиональном уровне приоритет в получении заявки, поступившей из некоторого региона, в первую очередь должны получить центры, расположенные на территории данного региона, или центры соседних регионов, если все местные центры заняты.

При отраслевой  $k$  или региональной  $R$  принадлежности заявки приоритет получают соответственно КЦОТ или РЦОТ, причем приоритет деятельности КЦОТ распространяется на региональные представительства (отделения) структурного подразделения ОАО «РЖД» – железной дороги. То есть заявки, имеющие отраслевую принадлежность, в первую очередь поступают в КЦОТ, а уж затем (если корпоративный центр не может их взять на реализацию) в РЦОТ, соответствующий региону формирования заявки. Это учитывает и региональный характер рынка услуг по ОТ, и предпосылки, отраженные в модели рынка услуг (рис. 2, 3).

Категория центра отражает его специализацию: центры первой категории могут выполнять все услуги, выбранные в модели, второй – только часть из них, а третьей – одну простую услугу по охране труда.

Критерии формирования рейтинга центра четко не определены. Однако их значения важны для моделирования. Наряду с такими параметрами, как регион, принадлежность, возможность центра реализовать услугу данного вида (категория), этот показатель формирует некоторые приоритеты по выбору центра. Рейтинг может также отражать случайные факторы, которые невозможно учесть (например, «я обращаюсь в центр, который знаю»).

Однако, чтобы центр не взял на себя заведомо невыполнимый объем работы, определяется дисциплина обслуживания заявок: вид заявки подходит под категорию ЦОТ ( $y \subset Cat_j$ ); число свободных сотрудников достаточно для реализации заявки ( $N_{своб} \geq N_z$ ); текущая загрузка ЦОТ не превышает максимальной за год ( $T_{тек} \leq T_{max}$ ).

На основе вышеизложенного требования к центру можно представить в виде некоторой функции

$$C_j = f(R_h, S \in \{R_h, k_h\}, Cat, Rat, j, N_j, T_j, D_j, D_{обсл}),$$

где  $C_j$  – центр охраны труда;  $j$  – индекс центра,  $j = 1 \dots n$ ,  $n$  – количество центров, выбранное для моделирования;  $R_h$  – регион расположения ЦОТ;  $h$  – индекс региона;  $S \in \{R_h, k_h\}$  – принадлежность ЦОТ

к региональным  $R$  (оказывает услуги в регионе  $h$  свободным хозяйствующим субъектам) или корпоративным  $k$  (оказывает услуги корпорации);  $Cat$  – категория ЦОТ,  $Cat = 1, 2, 3$ ;  $Rat$  – его рейтинг,  $Rat = 1 \dots 5$ ;  $j$  – индекс центра,  $j = 1 \dots n$ ;  $N_j$  – число сотрудников (штат);  $T_j$  – максимальная годовая загрузка центра (трудовые ресурсы), чел.-дн./год;  $D_j$  – дополнительные резервы, % от  $T_j$ ;  $D_{обсл}$  – дисциплина обслуживания.

Для формирования результирующих показателей моделирования необходимо определить показатель сбалансированности рынка услуг по ОТ.

Потребность региона в услугах есть не что иное, как сумма потребности отдельных предприятий в такого рода услугах, т.е.  $Q^R = \sum_{i=1}^m Q_i$ , где  $Q_i$  – потребность

отдельного предприятия в услугах по охране труда;  $I = (1 \dots m)$ ;  $m$  – количество предприятий региона, нуждающихся в услугах по ОТ.

Трудовые ресурсы, способные реализовать услуги, складываются из трудовых ресурсов ЦОТ, расположенных на территории региона:  $T^R = \sum_{j=1}^n T_j$ , где  $T_j$  – трудовые ресурсы  $j$ -го центра охраны труда,  $j = 1 \dots n$ ;  $n$  – количество центров в регионе.

Потребность региона в услугах можно рассматривать в нескольких аспектах. Например, с учетом деления системы охраны труда региона – субъекта Федерации на региональную и отраслевую (корпоративную) подсистемы. Тогда

$$Q^R, Q^k \approx T^R, T^k,$$

где  $Q^R, Q^k$  – потребность региональных  $R$  и корпоративных (отраслевых)  $k$  предприятий в услугах по охране труда, чел.-дн./год;  $T^R, T^k$  – трудовые ресурсы региональных (РЦОТ) и корпоративно ориентированных (КЦОТ) центров, чел.-дн./год.

При этом надо понимать, что потребность региональных предприятий в услугах обслуживают РЦОТ, а корпоративных – КЦОТ, и, следовательно, должны соблюдаться равенства:

$$Q^R \approx T^R \text{ и } Q^k \approx T^k.$$

При этом необходимо учесть, что, во-первых, потребность региона в услугах по ОТ делится на региональную  $R$  и корпоративную  $k$ ; им соответствуют множества РЦОТ и КЦОТ; во-вторых, центры ранжируются по их специализации и мощности; в-третьих, собственно сами рыночные отношения; в-четвертых, возможность возникновения дисбаланса рынка услуг.

Тогда можно задать показатель сбалансированности рынка двумя условиями: выполняются ли заявки на услуги по ОТ в регионе (с учетом их принадлежности  $R$  и  $k$ ) и их реализация по видам.



Для первого условия уравнение баланса можно сформулировать следующим образом: слева – потребности корпоративной и региональной составляющей с учетом коэффициентов  $\alpha_k$  проникновения КЦОТ на региональный рынок,  $\beta_R$  (степень проникновения РЦОТ на региональный сегмент рынка услуг),  $\xi_R$  и  $\xi_k$  (доля нереализованных заявок по  $R$  и  $k$ ); справа – трудовые ресурсы центров (РЦОТ и КЦОТ);  $\varphi_R$  и  $\varphi_k$  – избыточные ресурсы центров:

$$(\alpha_R + \alpha_k + \xi_R) Q^R + (\beta_R + \beta_k + \xi_k) Q^k \approx T^R(1 - \varphi_R) + T^k(1 - \varphi_k),$$

где  $Q^R, Q^k$  – потребность региона в услугах по охране труда по региональной  $R$  и корпоративной  $k$  составляющей;  $\alpha$  – доля региональных  $R$  заявок, реализованных ЦОТ;  $\beta$  – доля корпоративных  $k$  заявок, реализованных ЦОТ;  $O_R, O_k$  – доли заявок региональных  $R$  и корпоративных  $k$  заявок, которые не нашли центров для своего обслуживания;  $b_R, b_k$  – доли заявок региональных и корпоративных предприятий, которые обслуживают РЦОТ;  $b_R, b_k$  – доли региональных и корпоративных заявок, которые обслуживают КЦОТ;  $T^R, T^k$  – трудовые ресурсы РЦОТ и КЦОТ, чел.-дн./год;  $\varphi_R, \varphi_k$  – избыточные мощности РЦОТ и КЦОТ.

Следующее уравнение учитывает баланс рынка по видам услуг, т.е. насколько реализована отдельная услуга с учетом специализации центров, например, по обучению или научно-исследовательским работам:

$$\begin{aligned} T^R(1 - \varphi_1) + T^R(1 - \varphi_2) + T^R(1 - \varphi_3) \approx (\gamma_{1,1} + \xi_1) Q_1^R + \\ + (\gamma_{2,1} + \gamma_{2,2} + \xi_2) Q_2^R + (\gamma_{3,1} + \gamma_{3,2} + \gamma_{3,3} + \xi_3) Q_3^R, \end{aligned}$$

где  $T^R_{Cat}$  – трудовые ресурсы центров с учетом их категории ( $Cat = 1, 2, 3$ );  $\varphi_{Cat}$  – избыточные мощности центра категории  $Cat$ ;  $Q^R_G$  – потребность региона в услугах группы  $G$  ( $G = 1, 2, 3$ );  $\gamma_{G,Cat}$  – доля услуг группы  $G$ , реализуемая центрами разной категории  $Cat$ ;  $\xi_G$  – доля услуг группы  $G$ , не реализованных центрами.

Услуги первой группы могут быть реализованы только центрами первой категории, соответственно коэффициент  $\gamma_{1,1}$  будет только один; в реализации услуг второй группы могут быть задействованы две категории центров ( $I$  и  $II$ ), следовательно, для  $Q^R_2$  таких коэффициентов будет уже два:  $\gamma_{2,1}$  и  $\gamma_{2,2}$ , а третья группа услуг (простые работы) может быть реализована всеми категориями ЦОТ; соответственно таких коэффициентов будет три:  $\gamma_{3,1}, \gamma_{3,2}$  и  $\gamma_{3,3}$ .

Ниже приведены критерии эффективности функционирования (сбалансированности) рынка услуг по охране труда

$$\begin{cases} \xi_R, \xi_k, \xi_g \rightarrow \min, \\ \varphi_R, \varphi_k, \varphi_{Cat} \rightarrow \min, \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \xi_R, \xi_k, \xi_g \rightarrow \min, \\ T_{Cat}^{факт} \rightarrow T_{Cat}^{max} \end{cases}$$

Другими словами, система будет эффективна, если минимальны доли невыполненных заявок при максимальном использовании трудовых ресурсов центров.

На рис. 5 приведен алгоритм моделирования рынка услуг по ОТ.

Источником появления заявок служат предприятия – заказчики услуг, от них формируется входящий поток заявок (блок 1).

В блоке 2 происходит упорядочивание входящего потока заявок во времени. Такие заявки, сформированные стандартным генератором случайных чисел и снабженные временем (датой) их поступления на обслуживание, образуют массив событий  $S(t)$ .

Заявки поступают в систему в какие-то случайные моменты времени с заданной интенсивностью  $\lambda$ . При этом принимается, что заявки разных видов образуют простейший (пуассоновский) поток, т.е. вероятность наступления  $L$  событий за время  $\Delta t$  есть

$$P_L(\Delta t) = \frac{(\lambda \Delta t)^L}{L!} e^{-\lambda \Delta t}.$$

В массив событий  $S(t)$  вставляются также любые другие события, происходящие в системе. Каждое такое событие снабжено временем его поступления и заносится в массив таким образом, что временной порядок не нарушается. Тем самым массив событий образует так называемый поток событий любых изменений, т.е. все события увязаны в единую временную цепь, в которой не нарушается последовательность причин и их следствий.

В блоке 3 просматриваются по очереди все центры и из предложенных выбирается подходящий на основе заданной дисциплины обслуживания заявки. Последний критерий выбора центра – его рейтинг и расстояние от места поступления заявки до центра: выбираются центры, у которых рейтинг наивысший, а расстояние от места поступления заявки до центра наименьшее, т.е. заявка и центр из одного или близлежащих регионов.

Для оценки этих двух параметров вводится отношение рейтинга центра к расстоянию. При прочих равных условиях выбираются те центры, у которых это отношение имеет наибольшие значения. Чтобы это отношение во всех случаях имело смысл (заявка и центр находятся в одном регионе), к расстоянию добавлена единица.

Если на этом этапе выбрано несколько центров для обслуживания данной заявки, то из них случайным образом выбирается один, и заявка поступает туда. При этом происходит изменение текущих параметров центра (блок 5).

Если центр не найден, то заявка получает отказ и возвращается в общий поток заявок (блок 3) с новым временем поступления на обслуживание.

Если же центр выбран для обслуживания плановой (блок 3) или внеплановой (блок 4) заявки, то следствия этого события формируются и встраиваются в общий временной поток в соответствии с временем их наступления.

Результаты обслуживания заявки (как плановой, так и внеплановой) центром для накопления данных моделирования вносятся в соответствующие массивы (блок 6).

Таким образом, предложенная модель адекватно описывает процессы функционирования рынка услуг по охране труда. Достоверность этой модели подтверждается использованием при ее разработке общепризнанных научных теорий: пространственной

организации производства, теориями графов, массового обслуживания, вероятности и математической статистики.

Предложенная модель позволяет прогнозировать развитие ситуации на рынке услуг по ОТ, выработать научно обоснованные управленческие решения по его регулированию и влиять на процессы, происходящие на этом рынке.

Модель позволяет крупным корпорациям, в частности компании «Российские железные дороги», организовывать деятельность по ОТ в соответствии с государственными требованиями; ориентироваться на рынке и выбрать такого исполнителя в регионе, где находятся структурные подразделения ОАО «РЖД», который наилучшим образом реализует стоящие корпоративные задачи по обеспечению требований ОТ.



Рисунок 5 – Общий алгоритм моделирования рынка услуг по охране труда

## Литература

1. Михайлов А.А. Социально-экономические аспекты формирования регионального рынка услуг по охране труда: Дис... канд. экон. наук. - Омск, 2003. - 239 с.
2. Бахарева З.Л. Роль рейтингов в деятельности по связям с общественностью // Маркетинг в России и за рубежом. - 2000. - № 1.
3. Веников В.А., Веников Г.В. Теория подобия и моделирования. - М.: Высшая школа, 1984. - 439 с.
4. Российская Федерация. Законы. Трудовой кодекс Российской Федерации: Федер. закон; принят Государственной Думой 21 дек. 2001 г.; Ред. от 30 июня 2006 г.



## ПОСТРОЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ОБРАЩЕНИЕМ КОЛЬЦЕВЫХ МАРШРУТОВ

**В настоящее время вопросам повышения эффективности работы железных дорог уделяется все большее внимание. Остро стоит проблема недостатка некоторых родов подвижного состава. Важной задачей является улучшение использования перевозочных средств транспорта. Этому не в малой степени способствует маршрутизация перевозок массовых грузов. При маршрутизации перевозок сокращается переработка вагонов в пути следования на попутных сортировочных и участковых станциях, снижается время нахождения вагона на технических станциях за период его оборота и, следовательно, высвобождается подвижной состав для дополнительных перевозок грузов.**

Одной из форм маршрутизации является организация перевозок кольцевыми маршрутами. Перевозка массовых грузов замкнутыми кольцевыми маршрутами способствует более устойчивому обеспечению отправителей подвижным составом, значительно повышает сохранность перевозимых грузов, сокращает время на маневровую работу и подготовку вагонов к погрузке. Эффективность организации кольцевых маршрутов достигается прежде всего за счет сокращения времени обработки на станции погрузки от прибытия до подачи под погрузку, включая стоимость подготовки вагонов к погрузке. Хотя и увеличивается пробег подвижного состава, зачастую такая форма перевозок является единственно возможной по условию обеспечения необходимого уровня надежности транспортного обслуживания. Внедрение кольцевых маршрутов – один из путей решения актуальной задачи по обеспечению дорог погрузочными ресурсами.

Процесс перевозки грузов кольцевыми маршрутами характеризуется высокой степенью неравномерности интервалов погрузки и выгрузки. К факторам, влияющим на неравномерность, следует отнести:

- неравномерность подачи заявок;
- сложность пространственно-временной структуры полигона;
- некратность протяженности полигона длине груженых и порожних рейсов маршрутов.

Влияние этих факторов усложняет задачу управления, когда маршруты обращаются между десятком отправителей и несколькими десятками получателей. Основываясь на собственном опыте и интуиции, диспетчер не может оптимально спланировать выбор

порожних и груженых назначений в оперативном режиме.

Возникает необходимость иметь в обороте дополнительное число составов, которые нужны для компенсации неравномерности производственного и транспортного процессов. Для улучшения эксплуатационных и экономических показателей резерв необходимо уменьшать. Сделать это можно за счет эффективного управления. Обычная практика диспетчерского управления в «ручном» режиме заключается в попытке выбора оптимального назначения по очереди и отдельно для каждого маршрута. Известно, что такой подход не позволяет оптимизировать процесс в целом. В теории и на практике оптимальным будет некоторый компромиссный выбор для каждого маршрута, но оптимальный в совокупности для всех вместе на определенном интервале времени. Такой подход к решению проблемы можно организовать, только используя автоматизированную систему с возможностью расчета плана при помощи оптимизационной математической модели. Применение математического аппарата значительно увеличивает множество возможных решений, из которых выбирается рациональное. Это позволит принимать обоснованные решения в вопросах транспортного обслуживания поставщиков и потребителей, а также обеспечивать процессы доставки груза с минимумом затрат.

Особенностью оперативного управления в данной сфере является то, что поиск наиболее рациональных решений происходит при соблюдении жестких временных ограничений. В связи с этим непосредственное использование математических методов расчета технологами и оперативными работниками железной

дороги невозможно ввиду сложности моделей и трудоемкости процесса их построения. Исходные данные для расчета содержат до десятка мегабайт данных в структурированном текстовом формате. Поэтому на первом этапе необходимо было решить проблему доступности метода.

Проблемой автоматизации оперативного планирования работы кольцевых маршрутов занимался ряд ученых в МГУПС-МИИТе, ПГУПСе, УрГУПСе, ВНИИЖТе, на Дальневосточной и Октябрьской дорогах. Основу предлагаемых систем оперативного планирования составляют либо методы линейного программирования, либо эвристические алгоритмы.

В исследованиях рассматривались различные постановки транспортных задач. Их недостатки состоят в том, что груженные и порожние рейсы маршрутов считаются как разные задачи с разным периодом расчета. При этом результаты расчета предыдущих планов являются исходными данными для последующих. Возникает необходимость ручного связывания таких планов друг с другом. Продолжительность периода планирования ограничивается минимальным оборотом маршрута между станциями. Ограничение накладывается структурой полигона обращения кольцевых маршрутов и доступной на момент расчета информацией.

Предлагаемая постановка:

- исключает необходимость ручной передачи информации между разными этапами расчета груженных и порожних рейсов;
- снимает ограничение, накладываемое структурой полигона на продолжительность расчета.

В качестве математического аппарата выбран вариант динамической транспортной задачи с задержками (ДТЗЗ), разработанный проф. П.А. Козловым [1]. Постановка задачи специальным образом адаптирована под ограничения, позволяющие описать несколько оборотов маршрута за период расчета. Это делает возможным нахождение оптимального плана обращения кольцевых маршрутов, минимизируя в совокупности все элементы оборота. В результате обеспечивается своевременный подвод грузов к потребителям, а также распределение порожних маршрутов к пунктам погрузки. Ниже приведена наиболее значимая часть математической постановки ДТЗЗ, включающая функционал и балансовые ограничения, описывающие условия сохранения потока.

Оптимизация транспортных потоков решается минимизацией целевой функции

$$\Omega = \sum_{i=1}^9 \Omega_i \rightarrow \min ;$$

$$\begin{aligned} \Omega = & \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T P_{gs}^{ногр} (t - \theta_{gs}) \cdot C_{gs}^{ногр} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T V_{gs}^{выгр} (t - \theta_{gs}) \cdot C_{gs}^{выгр} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T X_{gs}^{сп} (t) \cdot C_{gs}^{сп} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T X_{gs}^{сп.с} (t) \cdot C_{gs}^{сп.с} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T X_{gs}^{н.с} (t) \cdot C_{gs}^{н.с} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s_1 \in S} \sum_{s_2 \in S} \sum_{t \in T} U_{gs_1 s_2}^{н.с} (t) \cdot C_{gs_1 s_2}^{н.с} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s_1 \in S} \sum_{s_2 \in S} \sum_{t \in T} U_{gs_1 s_2}^{сп.с} (t) \cdot C_{gs_1 s_2}^{сп.с} + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t \in T} H_{gs} (t) \cdot C_{gs}^H + \\ & + \sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t \in T} K_{gs} (t) \cdot C_{gs}^K \rightarrow \min, \end{aligned}$$

где  $\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T P_{gs}^{ногр} (t - \theta_{gs}) \cdot C_{gs}^{ногр}$  – общие затраты на погрузку всех видов груза;

$\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T V_{gs}^{выгр} (t - \theta_{gs}) \cdot C_{gs}^{выгр}$  – общие затраты на выгрузку всех видов груза;

$\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T X_{gs}^{сп} (t) \cdot C_{gs}^{сп}$  – общие затраты на хранение всех видов груза;

$\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T X_{gs}^{сп.с} (t) \cdot C_{gs}^{сп.с}$  – общие затраты на хранение всех груженных железнодорожных составов;

$\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t=0}^T X_{gs}^{н.с} (t) \cdot C_{gs}^{н.с}$  – общие затраты на хранение всех порожних железнодорожных составов;

$\sum_{g \in G} \sum_{s_1 \in S} \sum_{s_2 \in S} \sum_{t \in T} U_{gs_1 s_2}^{н.с} (t) \cdot C_{gs_1 s_2}^{н.с}$  – общие затраты на перевозку всех порожних железнодорожных составов;

$\sum_{g \in G} \sum_{s_1 \in S} \sum_{s_2 \in S} \sum_{t \in T} U_{gs_1 s_2}^{сп.с} (t) \cdot C_{gs_1 s_2}^{сп.с}$  – общие затраты на перевозку всех груженных железнодорожных составов;

$\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t \in T} H_{gs} (t) \cdot C_{gs}^H$  – общие затраты на производство излишнего груза;

$\sum_{g \in G} \sum_{s \in S} \sum_{t \in T} K_{gs} (t) \cdot C_{gs}^K$  – общие затраты на недопоставку всех видов груза.

Здесь  $\Omega$  задает суммарные затраты на выполнение плана перевозок. Критерием оптимальности является минимум суммарных затрат на хранение и перевозку груженных и порожних маршрутов, затрат на хранение,



погрузку и выгрузку груза, недопоставку и недопотребление.

Закольцованные рейсы маршрутов описываются с помощью балансовых ограничений:

груза на станции погрузки

$$(X_{gs}^{zp}(t) - X_{gs}^{zp}(t+1)) + a_{gs}(t) - H_{gs}(t) - P_{gs}^{nocp}(t) = 0;$$

груза на станции выгрузки

$$(X_{gs}^{zp}(t) - X_{gs}^{zp}(t+1)) - b_{gs}(t) + K_{gs}(t) + V_{gs}^{nocp}(t - \theta_{gs}) = 0;$$

груженых железнодорожных составов на станции погрузки

$$(X_{gs}^{zp.c}(t) - X_{gs}^{zp.c}(t+1)) - \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{zp.c}(t) + P_{gs}^{nocp}(t - \theta_{gs}) = 0;$$

груженых железнодорожных составов на станции выгрузки

$$(X_{gs}^{zp.c}(t) - X_{gs}^{zp.c}(t+1)) + \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{zp.c}(t) - V_{gs}^{nocp}(t) = 0;$$

груженых железнодорожных составов на транзитной станции

$$(X_{gs}^{n.c}(t) - X_{gs}^{n.c}(t+1)) + \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{n.c}(t - \theta_{gs_1s_2}) - P_{gs}^{nocp}(t) = 0;$$

порожних железнодорожных составов на станции погрузки

$$(X_{gs}^{zp.c}(t) - X_{gs}^{zp.c}(t+1)) - \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{zp.c}(t) + \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{zp.c}(t - t_s) = 0;$$

порожних железнодорожных составов на станции выгрузки

$$(X_{gs}^{n.c}(t) - X_{gs}^{n.c}(t+1)) - \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{n.c}(t) + V_{gs}^{nocp}(t - \theta_{gs}) = 0;$$

порожних железнодорожных составов на транзитной станции

$$(X_{gs}^{n.c}(t) - X_{gs}^{n.c}(t+1)) - \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{n.c}(t) + \sum_{s \in S} U_{gs_1s_2}^{n.c}(t - t_s) = 0.$$

Полный набор ограничений, используемых в постановке, дополнительно включает ограничения на неотрицательность переменных и пропускную способность.

Метод решения основан на сведении динамической транспортной задачи с задержками к транспортной задаче в сетевой постановке по известному алгоритму Форда – Фалкерсона [2-4].

При использовании ДТЗЗ в кольцевой постановке для планирования перевозок кольцевыми маршрутами в динамике отсутствует необходимость выбора периода расчета и периодов планирования для поставщиков и потребителей. Величина периода расчета ограничивается аппаратными средствами и зависит от размерности задачи. Имеется опыт решения задач большой размерности – 50000 переменных и 60000 ограничений. Продолжительность расчета таких задач на персональном компьютере на базе процессора Pentium-IV с тактовой частотой 2,4 ГГц составляет примерно от 1 до 1,5 ч.

Основные отличия предлагаемой постановки состоят в следующем:

полные обороты маршрутов оптимизируются в одной задаче;

в качестве транспортируемой единицы используется несколько видов продукта (груз, груженный маршрут и порожний маршрут);

один и тот же узел выполняет функции поставщика одного вида продукции и потребителя другой. К такту начала погрузки на станции должен находиться груз и порожний состав. В такт окончания погрузки возникает новый продукт – груженный состав, который следует на станцию выгрузки. После его прибытия происходит выгрузка, которая представляет собой процесс разделения груженого состава на два продукта – груз и порожний состав.

В настоящее время накоплен большой опыт организации кольцевых маршрутов в районах с устойчивыми транспортно-экономическими связями между отправителями и получателями массовых грузов – каменного угля, руды, строительных грузов, нефтегрузов. Работы ученых В.П. Амелина, Н.Е. Борового, Ф.С. Гоманкова, А.М. Рудых, Ю.М. Волобуева, Н.Ф. Кабаева, Н.А. Тушина, Г.И. Чернова [5-9] направлены на исследование проблем в области организации перевозок грузов кольцевыми маршрутами.

На основе оптимизационной модели, а также результатов анализа существующей организации перевозок строительных грузов кольцевыми маршрутами была разработана автоматизированная система управления обращением дорожно-кольцевых маршрутов (АСУ ДКМ) на полигоне сети железных дорог.

Система представляет собой комплекс, состоящий из четырех подсистем:

1. Подсистема формирования транспортной сети полигона обращения (ПФТС), предназначенная для создания модели транспортной сети полигона обращения ДКМ и постановки задач планирования.

2. Подсистема календарного планирования (ПКП) предназначена для анализа заявок на грузовые перевозки и автоматизации разработки календарного плана погрузки и подвода ДКМ к потребителям.

3. Подсистема оперативного планирования (ПОП) предназначена для распределения погрузочного ресурса между предприятиями-грузоотправителями в зависимости от плана погрузки. Погрузочным ресурсом считаются ДКМ рабочего парка в порожнем состоянии, находящиеся на дороге.

4. Подсистема контроля движения и анализа использования ДКМ (ПКДА) предназначена для:

определения текущей дислокации и истории движения ДКМ как в порожнем, так и в груженом состояниях;

расчета оборота маршрута и оценки эффективности использования маршрутов грузоотправителями и грузополучателями.

Программный комплекс позволяет в удобном интерфейсе на языке железнодорожной технологии полигон обращения маршрутов, задать варианты графики движения и в автоматическом режиме сформировать структуру математической задачи оптимизации. Изменяемыми данными для каждого расчета слу-

жат определенный погрузочный ресурс и желаемый ритм подвода маршрутов к потребителям в регионе. Погрузочный ресурс – составы порожних маршрутов, следующие под погрузку. Для определения их расположения на полигоне обращения ведется постоянный анализ сообщений АСО УП.

Схема автоматизации процесса управления перевозками кольцевых маршрутов приведена на рис. 1.

Применение математической модели, в которой закольцованы груженные и порожние рейсы маршрутов, для решения практических задач требует адаптации к существующей методике планирования. На практике способ планирования погрузки и доставки грузов маршрутами определяется договорными отно-

шениями между поставщиками и потребителями. В подаваемых отправителями заявках на погрузку может быть указано конкретное время отправления груза. Поэтому имеется определенное противоречие между свойствами математического аппарата и практикой планирования. Предлагается при помощи специального алгоритма определить в начале рейсы груженных маршрутов и в оптимизационной закольцованной задаче использовать их как константы, а не искомые переменные. Переменными будут являться величины нахождения маршрутов на станциях погрузки-выгрузки и порожних рейсов. При таком подходе наиболее важными элементами решения являются рейсы порожних маршрутов, поэтому такой подход получил название метода управления погрузочным ресурсом (МУПР).

Укрупненно алгоритм определения моментов погрузки и выгрузки заключается в следующем. Суммарное распределение объемов между поставщиками и потребителями задается с помощью заявок на погрузку. Заявки могут подаваться с указанием даты погрузки или быть со свободной датой. Маршруты должны отправляться в указанное в заявках время. После занесения всех заявок рассчитывается календарный план. Целью расчета является согласованный несущенный подвод маршрутов к потребителям в течение планируемого периода. В основу алгоритма расчета плана положено равноинтервальное назначение моментов производства-потребления на периоде расчета. Сложность построения наиболее эффективного плана перевозок состоит в определении критериев, которым он должен соответствовать. В данном случае для решения задачи используется следующее практическое соображение: оптимальному плану перевозок соответствует равноинтервальное назначение погрузок (выгрузок) на периоде планирования. Такая организация перевозок считается удобной для всех участников перевозочного процесса, т.к. обеспечивает подвод груза в заданном ритме. Это дает равномерную загрузку станций, наиболее эффективное использование погрузочно-выгрузочных устройств на предприятиях.

Необходимо учесть, что моменты выгрузки должны назначаться в начале рабочей смены, примерно в 8.00. Приведем алгоритм определения моментов погрузки. Для построения необходима следующая исходная информация:

- протяженность периода планирования;
- набор заявок от потребителей на выполнение перевозок;
- суммарный объем потребления для каждой из станций выгрузки;
- времена хода между станциями, связанными перевозками.



**Рисунок 1 – Схема автоматизированной системы управления дорожно-кольцевыми маршрутами**



Для проверки реализуемости календарного плана подвода порожних маршрутов к пунктам погрузки с помощью имитационной модели проводится оценка адекватности применения автоматизированного управления перевозками массовых грузов кольцевыми маршрутами, исследуется эффективность автоматизированного управления АСУ ДКМ.

Оптимизационные модели в значительной степени абстрактны и отображают объект с известным приближением. Нерассмотренные ограничения можно учесть с помощью имитационной модели, которая позволяет исследовать закономерности функционирования объекта с учетом трудноформализуемых конкретных особенностей: схемы путевого развития, принятой технологии, парка локомотивов и вагонов.

Структура управляющей подсистемы должна состоять из двух частей: решающей и проверяющей. В решающей части находится оптимизационная модель,

базирующаяся на динамической транспортной задаче с задержками в кольцевой постановке, позволяющая найти оптимальную в динамике схему потоков. В проверяющей части находится имитационная модель, построенная с помощью имитационной системы «ИСТРА», которая подробно имитирует работу объекта и проверяет реализуемость оптимальной схемы работы. Схематично структуру управляющей подсистемы можно представить следующим образом (рис. 2).

Оптимизационная модель рассчитывает схему потоков. Результирующая динамическая схема преобразуется в вид, понятный имитационной модели. Имитационная модель проверяет реализуемость этой схемы работы. Если да, то выдается решение, если нет, то условия для решения оптимизационной задачи корректируются определенным образом (изменяются время хода по дугам, пропускные способности дуг и пр.), и процесс повторяется. Пропускная способность



Рисунок 2 – Структура АСУ ДКМ

горловин и т.п. может меняться в зависимости от конкретной структуры потоков. Если реальная пропускная способность оказалась ниже заданной по соответствующей дуге в оптимизационной модели, то требуется корректировка и пересчет. Взаимодействие двух частей показано на рис. 3.

Управление, основанное на применении автоматизированной системы, заключается в исполнении построенного подсистемой планирования календарного плана. Календарный план по распределению грузных маршрутов между станциями погрузки и выгрузки составляется на основе заявок на погрузку щебня. Оптимальную схему распределения порожних составов маршрутов получаем при решении транспортной задачи с задержками в кольцевой постановке с использованием МУПР.

Полученные в исследовании результаты были использованы при создании автоматизированной системы управления дорожно-кольцевыми маршрутами, перевозящими строительный щебень.

Назначение разработанной системы состоит в том, чтобы:

1. Уменьшить неритмичность перевозок между поставщиками и потребителями.
2. Увязать ритмы работы поставщиков и потребителей.
3. Увязать работу поставщиков и потребителей грузов с оперативной ситуацией, складывающейся на примыкающих участках дороги.

4. Производить оценку возможности доставки грузов в сложившейся оперативной ситуации.

5. Проводить оперативное управление маршрутами (переадресацию и т.д.) в зависимости от складывающейся ситуации на полигоне, оснащения грузовых фронтов и т.д.

6. Осуществлять слежение за маршрутами.

Анализ опыта эксплуатации системы показал, что она обладает достаточной точностью оперативного планирования. Система востребована оперативно-диспетчерским персоналом, помогает осуществлять долгосрочное планирование на периоды равные декаде и месяцу, снижает риск просчетов при выборе маршрутов для заадресовки. Используя результаты планирования, ДГП вырабатывают решения по оперативной регулировке подвода поездов к пунктам погрузки (выгрузки) в зависимости от складывающейся ситуации.

Эффект от применения автоматизированного управления заключается в:

- сокращении простоя маршрутов в ожидании подачи на фронты погрузки и выгрузки;
- своевременном обеспечении необходимым количеством порожних вагонов пунктов погрузки;
- снижении оборота вагонов;
- уменьшении размеров маневровой работы на станциях;
- уменьшении загрузки технических станций вследствие более рациональной организации вагонопотоков;



Рисунок 3 – Функции управляющей подсистемы



– сокращении количества подвижного состава, участвующего в данных перевозках.

Эффективность управления обеспечивается в основном двумя причинами:

– на этапе календарного планирования используется разработанный алгоритм равноинтервального задания моментов прибытия маршрутов к потребителям и отправления со станций погрузки;

– при заадресовке порожних маршрутов математический алгоритм гарантирует нахождение наилучшего варианта из множества, которое не может быть даже теоретически рассмотрено диспетчером.

При использовании АСУ ДКМ:

– предприятия получают полную картину о подходе составов под грузовые операции;

– подсистема слежения за процессом обращения маршрутов обеспечила возможность получения визуального наблюдения вертушек на полигоне в режиме реального времени, оперативного анализа и воздействия на их продвижение.

С помощью использования автоматизированной системы можно оптимизировать назначения марш-

рутов и сократить число составов в обороте, выделенных под перевозки строительного щебня на 15% – с 58 до 50 составов. То есть на восемь вертушек, что соответствует освобождению 568 вагонов. Это позволит ежегодно экономить при перевозке строительных грузов по рассматриваемому полигону не менее 112,5 млн руб. по ценам 2006 г. Указанный эффект связан со снижением простоев маршрутов в ожидании погрузки-выгрузки за счет согласования движения ДКМ с работой погрузочно-разгрузочных фронтов грузоотправителей и грузополучателей. В результате повышается эффективность использования подвижного состава и сокращается величина оборота ДКМ.

Объем погрузки строительных грузов, для которого ставился эксперимент по нахождению минимального количества составов ДКМ в обороте, составил 354,4 (декада) и 1063,3 тыс. т (месяц). Высвобожденное количество составов можно либо сократить, пустив на перевозки других видов грузов, либо освоить ими дополнительный объем перевозок строительных грузов в размере 59 (декада) и 177,2 тыс. т (месяц).

## Литература

1. Козлов П.А., Миловидов С.П. Распределительная динамическая транспортная задача с управляемыми задержками в сетевой постановке // Изв. АН СССР. Техническая кибернетика. - 1983. - № 5.
2. Форд Л.Р., Фалкерсон Д.Р. Потоки в сетях. - М.: Мир, 1966. - 276 с.
3. Муртаф Б. Современное линейное программирование. - М.: Мир, 1984. - 224 с.
4. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация. - М.: Мир, 1985. - 509 с.
5. Амелин В.П. Эффективность перевозки угля кольцевыми маршрутами // Вестник ВНИИЖТ. - 1981. - №-4. - С. 13-17.
6. Боровой И.Е., Гоманков Ф.С., Рудых А.М. Об обеспечении устойчивой погрузки и перевозки каменного угля железными дорогами // Оптимизация эксплуатационной работы железных дорог. - М., 1981. - С. 3 - 11.
7. Волобуев Ю.М., Кабаев Н.Ф. Перевозки угля и руды в кольцевых маршрутах // Железнодорожный транспорт. - 1980. - №-11. - С. 45-46.
8. Совершенствование эксплуатационной работы железных дорог Сибири и Дальнего Востока. НТО железнодорожного транспорта. - М.: Транспорт, 1982. - 40 с.
9. Чернов Г.И. Условия повышения ритмичности работы дороги // Железнодорожный транспорт. - 1972. - № 12. - С. 61-64.

## ИНВЕСТИЦИОННЫЕ РИСКИ ПРИ СОЗДАНИИ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ЦЕНТРОВ

**Наличие транспортного сервиса предполагает выполнение некоторой законченной функции, например доставку от «двери до двери» через все межоперационные стыки. При этом предполагается управление процессом на всем протяжении и возможность выбора для клиента оператора и характера выполнения. А значит, наличия разных режимов пропуска различных грузовых струй. Это направление стало развиваться лишь в последнее время. В предыдущей командной экономике транспорт, особенно железнодорожный, был перегружен и говорить о построении управления грузопотоками было нельзя.**

В организации транспортного сервиса большую роль должны сыграть логистические центры. Их следует строить в пунктах переработки и распределения потоков. И создание таких центров предусматривается ФЦП «Модернизация транспортной системы России» на стыках железнодорожного и морского транспорта и в региональных пунктах распыления. Развитие системы переработки потоков, современное складское хозяйство и среда информационного сопровождения позволят операторам эффективно управлять процессом доставки грузов.

Создание логистических центров связано, как правило, с развитием транспортных узлов. Значит, будут инвестиции, а с ними и инвестиционные риски. В мировой науке разработаны методы работы с различного рода рисками, но более всего с финансовыми вложениями в акции. Анализ показал, что необходимо выделить еще один класс малоисследованных рисков – технологических.

Под технологическими рисками в инвестиционных транспортных проектах здесь понимаются риски ошибочного расчета технологических параметров проектируемого объекта, таких как его производительность, требуемая мощность сортировочных и грузовых устройств, число путей на станциях, емкость складов и т.п., а также время нахождения транспортных средств в технологических операциях и в межоперационных простоях. Ошибка в расчете параметров приводит к ошибочности оценки эффективности инвестиций. Технологические риски имеют различную природу (рис. 1).

Существует целый ряд неопределенностей при прогнозе будущих потоков, особенно в условиях рыночной экономики.

Анализ показывает, что объект расчета эффективности инвестиций может не совпадать с объектом вложения инвестиций. Здесь возникают тонкие моменты управляемых связей и возникновения так называемых динамических резервов, замещающих по функции фактические резервы путей, складов и т.п. Неправильный выбор приводит чаще всего к завышенным резервам.

Весьма высок риск ошибки в выборе метода исследования. В транспортной системе нужно уметь отображать нелинейные взаимодействия потоков и структуры объекта, случайные процессы и процессы управления. Существующие утвержденные методики позволяют рассчитывать транспортные узлы со значительными погрешностями.

Однако даже при выборе адекватного метода расчета не гарантируется правильный результат. При построении модели будущего объекта придется вводить тысячи символов и цифр. С определенной вероятностью человек делает ошибки, и методом борьбы с этим будет автоматизация процессов построения модели.

И наконец, существует риск ошибочной интерпретации результатов расчета и соответственно неверных выводов. Поэтому нужна теоретическая модель транспортной системы, объясняющая эффекты взаимодействия элементов и подсистем, случайных процессов и процессов управления, причины возникновения узких мест и др.

Неопределенности могут возникать в различных аспектах прогнозного развития экономики и в размещении производства и потребления (рис. 2). Еще большая неопределенность появляется, когда необходимо учитывать внедрение новых технологических процессов.

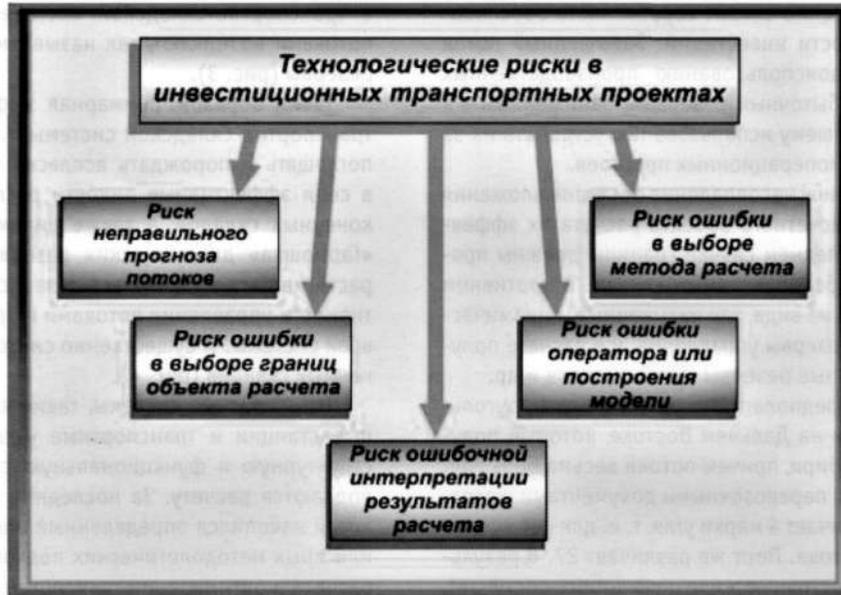


Рисунок 1 – Технологические риски в инвестиционных транспортных проектах

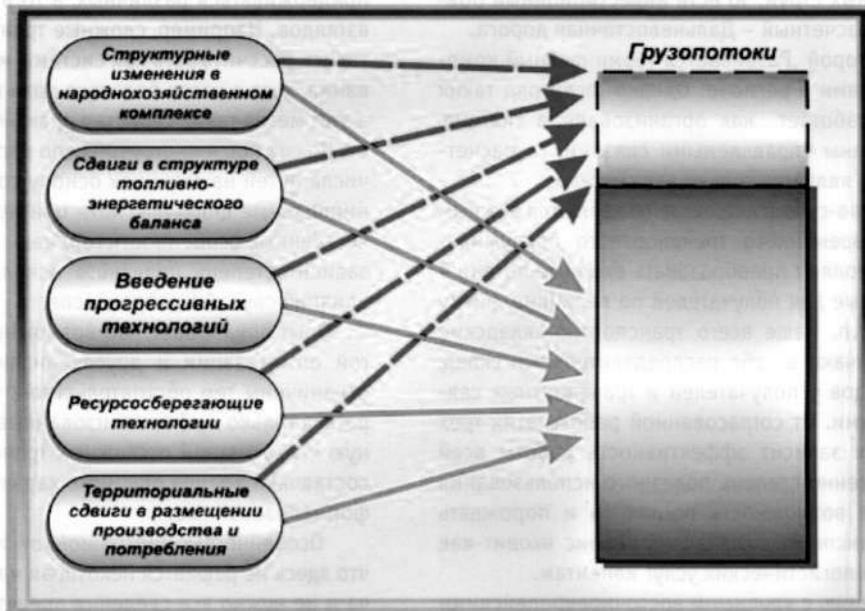


Рисунок 2 – Возникновение неопределенностей из-за возможных структурных изменений в экономике

К сожалению, в настоящее время какие-либо достоверные прогнозы развития производительных сил страны, и тем более в территориальном разрезе, отсутствуют не только на долгосрочную, но и на среднесрочную перспективу. Так что проблема ошибочного

прогноза грузопотоков остается. В качестве средства снижения неопределенностей в условиях рыночной экономики можно рассматривать подход, позволяющий моделировать глубокие взаимосвязи в экономике и связи экономики и транспорта. Неправильный

прогноз существенно снизит корректность обоснования эффективности инвестиций. Завышенный поток приведет к недоиспользованию производственных мощностей и избыточным резервам. Заниженный – к перегрузке и худшему использованию устройств из-за возрастания межоперационных простоев.

Существует риск несовпадения объектов вложения инвестиций и расчетного объекта расчета их эффективности. В последнем случае границы должны проводиться по слабоуправляемым связям. В противном случае теряются из вида так называемые динамические резервы – резервы управления и в расчете получаются завышенные резервы путей, складов и др.

Например. Предполагается развивать узел с угольным терминалом на Дальнем Востоке, который получает уголь из Сибири, причем потоки весьма большие. В соответствии с перевозочными документами железная дорога различает 4 марки угля, т. е. для нее существует 4 струи потока. Порт же различает 27. В результате на Дальневосточную железную дорогу поступает, по сути, не управляемый по критерию порта поток. В итоге, когда ожидается прибытие очередного судна и известно, какие марки угля ему нужны, начинается сортировочная работа на всей дороге по подборке и подводу нужных струй. То есть инвестиционный объект – узел, а расчетный – Дальневосточная дорога.

Пример второй. Развивается терминальный комплекс со складами в регионе. Однако если ряд таких комплексов работает как организованная система, т.е. они связаны управляемыми связями, то расчетным объектом является только вся система.

Транспортно-складские системы являются важным фактором современного транспортного обслуживания. Они позволяют преобразовать входные потоки в потоки, удобные для получателей по величине, ритму прибытия и т.п. Чаще всего транспортно-складские системы включают в себя распределительный склад, систему складов у получателей и транспортных связей между ними. От согласованной работы этих трех составляющих зависит эффективность работы всей системы, а именно степень полезного использования складов и ее возможность поглощать и порождать всплески. Транспортно-складской сервис входит как часть в рынок логистических услуг клиентам.

По сравнению с крупными восточноевропейскими транспортными центрами в России наблюдается выраженный недостаток складских мощностей международного класса.

Склад в общем смысле работает как некоторый буфер для поглощения всплесков входных потоков и для порождения всплесков выходных. Чем больше всплески или, иначе, чем более рассогласованы ритмы входных и выходных потоков, тем большие дополнительные емкости складов необходимы. Однако

в транспортно-складской системе с управляемыми потоками возникают, так называемые, динамические резервы (рис. 3).

Таким образом, суммарная эффективная емкость транспортно-складской системы, т.е. ее возможность поглощать и порождать всплески потоков, включает в себя эффективные емкости распределительного и конечных складов, а также динамические резервы. «Гармошка» динамических резервов может как бы растягиваться и сжиматься, в зависимости от эффективности управления потоками и организации работы всей системы. И существенно снижаются размеры конечных складов (рис. 4).

Транспортные системы, такие как железнодорожные станции и транспортные узлы, имеют сильную структурную и функциональную связность и трудно поддаются расчету. За последние несколько десятилетий накопился определенный опыт применения тех или иных методологических подходов и моделей для расчета и оптимизации транспортных систем. Различные методы по-разному отображают свойства транспортных систем (рис. 5). Строгий анализ показывает, что зачастую методы использовались некорректно. Существовали разные научные школы, которые могли придерживаться различных, а то и противоположных взглядов. Например, сложные транспортные узлы пытались рассчитывать как системы массового обслуживания, хотя в узлах большую роль играет управление, а этот метод такое свойство практически не отображает. До сих пор в инструкциях по расчету необходимого числа путей на станциях основу составляют детерминированные формулы, хотя они не могут описать качественные особенности горловин (от этого напрямую зависит степень полезного использования путей) и влияние случайных процессов.

Опыт показывает, что возможности моделей строгой оптимизации и других аналитических моделей ограничены тем обстоятельством, что они могут опираться только на формализованные знания. Но основную часть знаний о сложных транспортных системах составляют знания опытного характера или частично-формализованные.

Особенностью имитационной модели является то, что здесь не решается некоторая математическая задача и не нужно все сведения представлять в виде, требуемом применяемым математическим аппаратом. Поэтому в модель могут войти частично-формализованные знания, и она может быть значительно богаче.

Автоматизированное построение моделей включает в себя (рис. 6):

- автоматизированное, удобное для пользователя построение схемы путевого развития и отображение структурных параметров моделируемой системы;



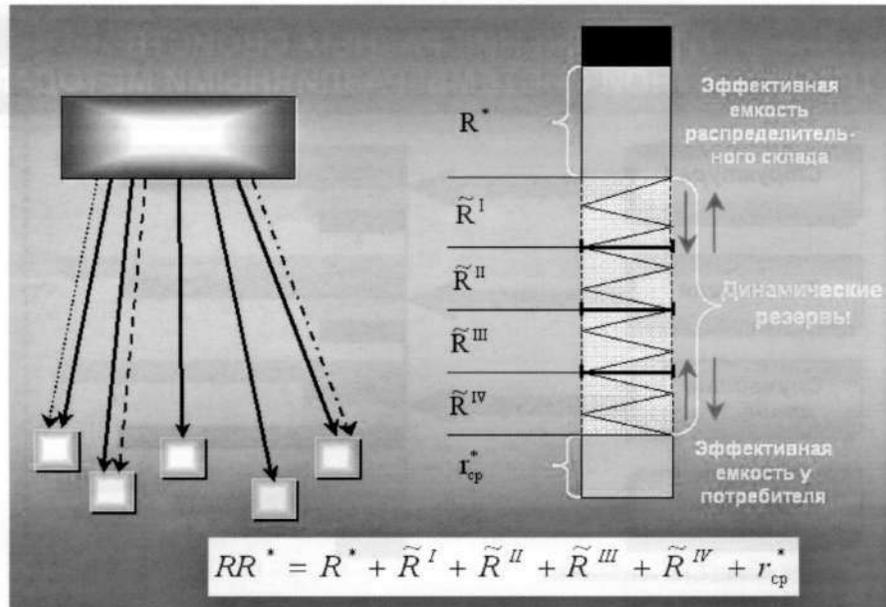


Рисунок 3 – Суммарная эффективная емкость транспортно-складской системы при управляемых потоках

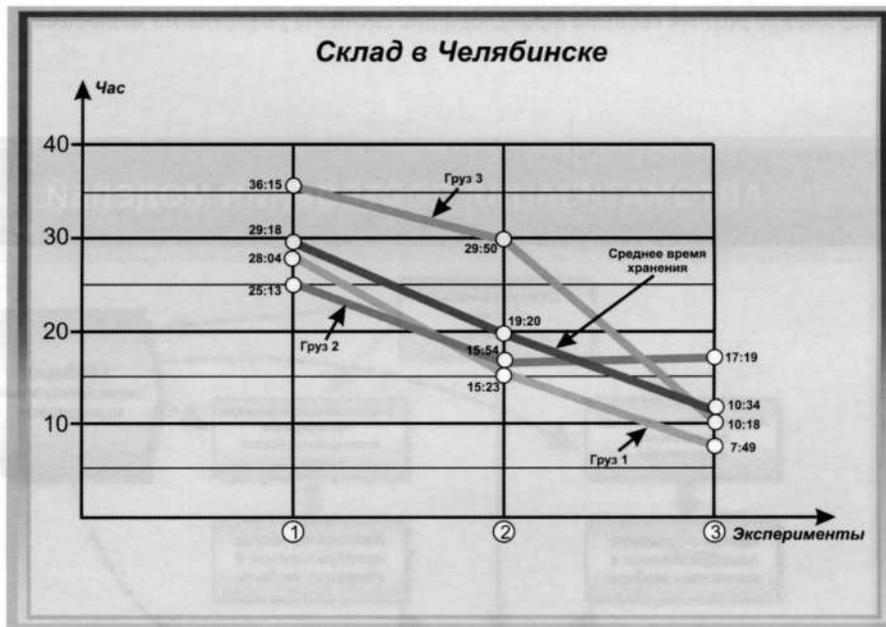


Рисунок 4 – Среднее время хранения грузов

- автоматизированное отображение технологии с заданием технологических параметров;
- автоматическое получение параметров структуры и технологии из оперативных баз данных информационного хранилища или из электронных справочников;
- удобный диалоговый интерфейс для исследователя. Анализ возможных технологических рисков в инвестиционных проектах и меры по снижению их последствий позволят эффективнее создавать логистические центры и тем самым способствовать развитию рынка транспортных услуг.

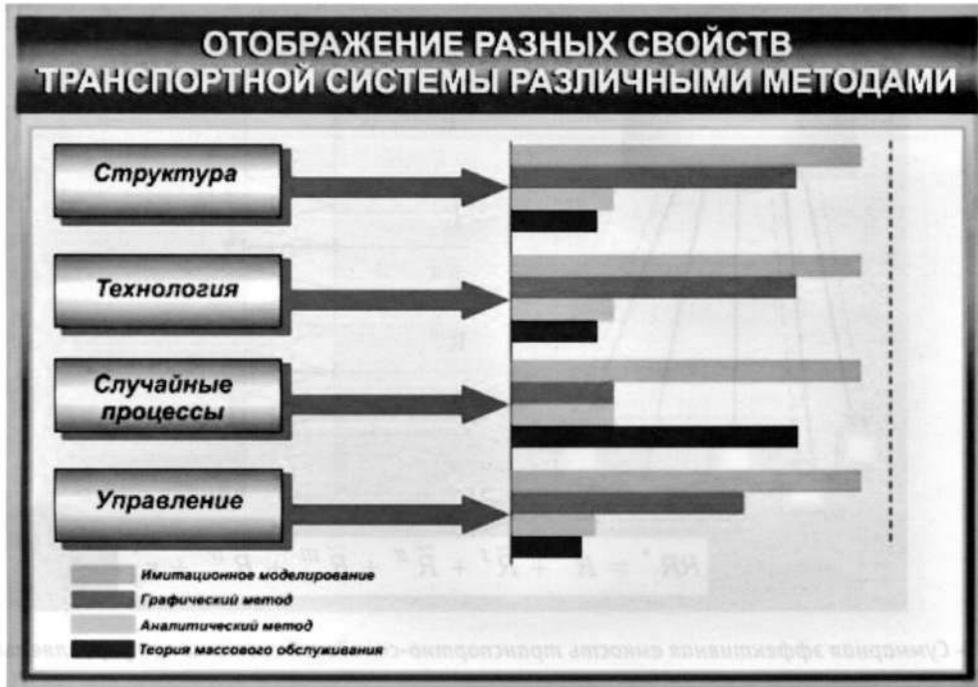


Рисунок 5 – Отображение разных свойств транспортной системы различными методами



Рисунок 6 – Автоматизация построения моделей



## КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗОНЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ КОТЛА ЦИСТЕРНЫ

**В статье приведены результаты теоретических исследований напряженно-деформированного состояния котла цистерны в зоне увода кромок продольного сварного шва обечайки котла. Предложена аналитическая методика определения напряжений в резервуарах и сосудах, имеющих несовершенства формы в виде увода кромок сварных швов.**

В технологии изготовления котлов цистерн заложено наличие начальных геометрических несовершенств формы обечайки котла. Несовершенства изменяют форму профиля обечайки, в результате чего она становится некруговой, что, в свою очередь, сказывается на напряженно-деформированном состоянии (НДС) котла. В ряде работ, выполненных ранее [1, 2, 3], было исследовано НДС котла цистерны при наличии регулярных отклонений и единичного искажения формы котла. Авторы работ отмечают, что отклонения формы котла существенно снижают его несущую способность и являются концентраторами высоких напряжений.

В данной работе приведены результаты оценки НДС котла цистерны при различных сочетаниях параметров увода кромок продольного сварного шва. Расчеты выполнены по разработанной авторами аналитической методике.

В результате недовальцовки поперечное сечение обечайки котла может принимать форму, показанную на рис. 1.

Увод кромок сварного шва (угловатость) характеризуем двумя параметрами: центральным углом  $\alpha$  и углом  $\beta$  в вершине угловатости к вертикальной оси (см. рис. 1). Угловатость считаем одинаковой вдоль всей образующей котла.

В работах [4, 5] отмечено, что теоремы Марбека о равновесии внутренних сил в сечении могут быть использованы и в качестве критерия проверки решения, и в качестве способа решения задачи определения НДС тонких некруговых цилиндрических оболочек, нагруженных внутренним давлением. Доказательство этих теорем сформулировано французским инженером Марбеком и изложено в работе [6].

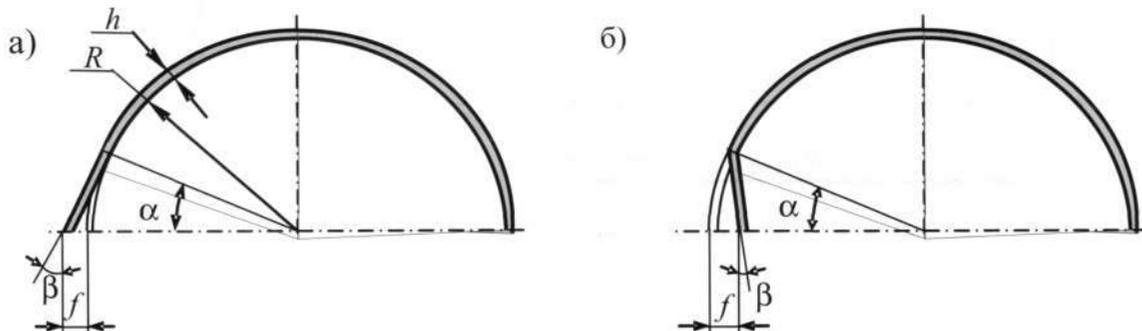
Первая теорема утверждает:

$$N = q \cdot r; N \perp r; \quad (1)$$

где  $N$  – равнодействующая внутренних поперечной и нормальной сил в сечении;

$q$  – равномерно распределенная нагрузка;

$r$  – радиус-вектор из центра сил.



**Рисунок 1 – Поперечное сечение котла с уводом кромок сварного шва наружу обечайки (а) и с уводом кромок сварного шва внутрь обечайки (б)**



Вторая теорема гласит:

$$M = q(r^2 - R_y^2) / 2, \quad (2)$$

где  $M$  – изгибающий момент;

$R_y$  – радиус узлового круга.

Третья теорема определяет значение радиуса узлового круга:

$$R_y^2 = \frac{\int r^2 ds / EI}{\int ds / EI}, \quad (3)$$

где  $EI$  – жесткость профиля при изгибе.

При постоянной жесткости, как в принятом случае, выражение (3) примет вид

$$R_y^2 = \frac{\int r^2 ds}{\int ds}. \quad (4)$$

Для профилей, имеющих две оси симметрии, центр сил лежит на пересечении этих осей. В противном случае координаты центра сил необходимо подсчитывать.

Таким образом, зная форму нагруженного кольца, например, путем измерения, можно однозначно определить его НДС. Кроме того, теоремы о равновесии

внутренних сил могут служить надежным средством верификации других методов.

Будем вести расчеты в предположении, что начальная и конечная формы профиля обечайки одинаковы, т.е. деформации малы и задача является геометрически линейной.

Анализ зависимостей (1) – (4) показывает, что для определения силовых факторов  $M$  и  $N$  в поперечном профиле необходимо определить значения радиус-вектора  $r$  и радиуса узлового круга  $R_y$ . Рассматриваемый профиль (см. рис. 1) имеет одну ось симметрии  $X$ , следовательно, центр сил будет расположен на этой оси. Таким образом, решение задачи сводится к отысканию трех параметров: координаты центра сил по оси  $X$ , значений радиус-вектора  $r$  и радиуса узлового круга  $R_y$ .

Для решения задачи рассмотрим расчетную схему (рис. 2).

Из прямоугольного треугольника  $KNM$  отрезок  $\overline{KM}$  равен

$$\overline{KM} = \overline{KN} \cos \beta = L \cos \beta.$$

С другой стороны, из прямоугольного треугольника  $KMO$  отрезок  $\overline{KM}$  равен

$$\overline{KM} = \overline{KO} \sin \alpha = R \sin \alpha.$$

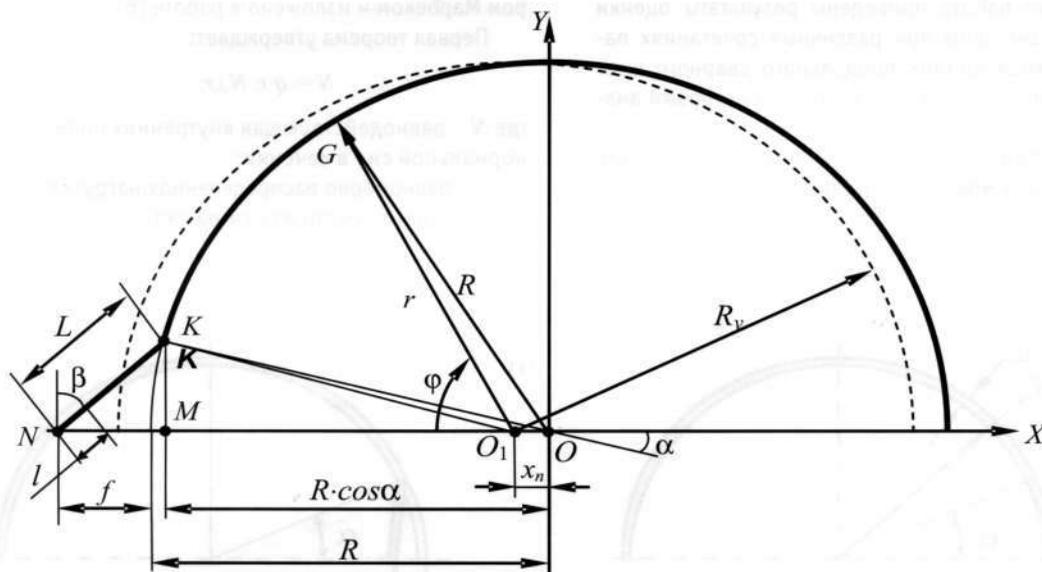


Рисунок 2 – Схема расчета обечайки с угловатостью:

$R$  – радиус обечайки;  $f$  – амплитудное значение отклонения;  $2\alpha$  – угол раствора поперечного сечения уклона;  $\beta$  – угол между вертикальной осью и прямолинейным участком сечения;  $l$  – текущая координата прямолинейного участка сечения;  $L$  – длина прямолинейного участка;  $\phi$  – текущая координата по дуге;  $R_y$  – радиус узлового круга;  $r$  – радиус-вектор из центра сил;  $x_n$  – координата центра сил по оси  $X$ .



Приравнивая эти значения, находим длину прямолинейного участка  $L$

$$L = R \frac{\sin \alpha}{\cos \beta}. \quad (5)$$

Профиль имеет одну ось симметрии  $X$ . Она же будет являться главной осью гибкости. Условием расположения второй главной оси гибкости  $Y$  является равенство нулю интеграла по координате  $x$ . Так как ось  $Y$  не является осью симметрии, то интеграл примет вид

$$\int (x - x_n) ds = 0. \quad (6)$$

Профиль имеет два участка – прямолинейный и дугу, следовательно, выражение (6) можно записать в виде

$$\int_0^L (x - x_n) ds = \int_0^L (x - x_n) dl + \int_\alpha^\pi (x - x_n) R d\varphi = 0. \quad (7)$$

На прямолинейном участке

$$x - x_n = l \cdot \sin \beta - (R + f) - x_n, \quad 0 < l < L. \quad (8)$$

Согласно рис. 2,

$$\begin{aligned} R + f &= R \cos \alpha + L \sin \beta = \\ &= R \cos \alpha + R \frac{\sin \alpha \sin \beta}{\cos \beta} = \\ &= R \frac{\cos \beta \cos \alpha + \sin \beta \sin \alpha}{\cos \beta} = \\ &= R \frac{\cos(\beta - \alpha)}{\cos \beta}. \end{aligned}$$

Обозначим через коэффициент  $B = \cos(\beta - \alpha) / \cos \beta$ , тогда равенство (8) запишем в виде

$$\begin{aligned} x - x_n &= l \cdot \sin \beta - R \cdot B - x_n = \\ &= l \cdot \sin \beta - R \cdot B - x_n = \\ &= l \cdot \sin \beta - R(B + a), \\ &0 < l < L, \end{aligned} \quad (9)$$

где  $a = x_n / R$  – относительная координата центра гибкости.

По дуге профиля

$$\begin{aligned} x - x_n &= x_n - R \cdot \cos \varphi = R(a - \cos \varphi), \\ &0 < \alpha < \pi. \end{aligned} \quad (10)$$

Подставляя (9) и (10) в (6), получим

$$\begin{aligned} \int (x - x_n) ds &= \int_0^L [l \cdot \sin \beta - R(B + a)] dl + \\ &+ \int_\alpha^\pi R(a - \cos \varphi) R d\varphi = 0. \end{aligned}$$

Результат интегрирования этого выражения по частям

$$\begin{aligned} \frac{L^2 \sin \beta}{2} - R(B + a)L + \\ + R^2 a(\pi - \alpha) + R^2 \sin \alpha = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Из выражения (11), учитывая соотношение (5), получаем формулу для относительной координаты центра гибкости

$$a = \frac{L}{2R} \cdot \frac{B + \cos \alpha - 2 \cos \beta}{\pi - \alpha - L/R}. \quad (12)$$

Для определения значения радиус-вектора  $r$  из центра сил на прямолинейном участке обечайки рассмотрим прямоугольный треугольник  $NPO_1$  (рис. 3).

Длины сторон  $A$  и  $C$  равны

$$\begin{aligned} A &= (R + f - x_n) \sin \beta = R(B - a) \sin \beta; \\ C &= (R + f - x_n) \cos \beta = R(B - a) \cos \beta. \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} r^2 &= (A - l)^2 + C^2 = A^2 - 2Al + C^2 + l^2 = \\ &= R^2(B - a)^2 \sin^2 \beta - 2Rl(B - a) \sin \beta + \\ &+ R^2(B - a)^2 \cos^2 \beta + l^2 = \\ &= R^2(B - a)^2 - 2Rl(B - a) \sin \beta + l^2. \end{aligned}$$

Для определения значения радиус-вектора  $r$  из центра сил на криволинейном участке обечайки рассмотрим треугольник  $O_1OG$  (см. рис. 2). По теореме косинусов

$$\begin{aligned} R^2 &= r^2 - 2rx_n \cos(\pi - \varphi) + x_n^2 = \\ &= r^2 + 2rx_n \cos \varphi + x_n^2 \end{aligned}$$

или

$$r^2 + 2rx_n \cos \varphi - (R^2 - x_n^2) = 0.$$

По теореме Виета находим корни квадратного уравнения, решая его относительно  $r$ ;

$$r_{1,2} = \frac{-2x_n \cos \varphi \pm \sqrt{4x_n^2 \cos^2 \varphi - 4(x_n^2 - R^2)}}{2} =$$

$$= -x_n \cos \varphi \pm \sqrt{x_n^2 \cos^2 \varphi + R^2 - x_n^2}.$$

Так как  $r$  не может быть отрицательным, то окончательно

$$r = \sqrt{R^2 - x_n^2 \sin^2 \varphi} - x_n \cos \varphi.$$

Тогда

$$r^2 = R^2 - x_n^2 \sin^2 \varphi -$$

$$- 2x_n \cos \varphi \sqrt{R^2 - x_n^2 \sin^2 \varphi} + x_n^2 \cos^2 \varphi =$$

$$= R^2 - 2x_n \cos \varphi \sqrt{R^2 - x_n^2 \sin^2 \varphi} +$$

$$+ x_n^2 \cos^2 \varphi.$$

Если  $\sqrt{R^2 - x_n^2 \sin^2 \varphi}$  представить в виде

$$\sqrt{R^2 - x_n^2 \sin^2 \varphi} = R(1 - a^2 \sin^2 \varphi)^{1/2},$$

то скобку можно разложить в ряд по известной формуле

$$(1 \pm x)^{1/2} = 1 \pm \frac{1}{2}x - \frac{1 \cdot 1}{2 \cdot 4}x^2 \pm \frac{3}{48}x^3 \dots$$

при  $|x| \leq 1$ . Ограничившись первыми двумя членами разложения и считая, что  $a^3 \approx 0$ , окончательно получим

$$r^2 = R^2 - 2Rx_n \cos \varphi \left(1 - \frac{a^2}{2} \sin^2 \varphi\right) +$$

$$+ x_n^2 \cos^2 \varphi =$$

$$= R^2 - 2aR^2 \cos \varphi + a^2 R^2 \cos 2\varphi.$$

Таким образом, значение квадрата радиус-вектора  $r$  на прямолинейном и криволинейном участках обечайки равны:

$$\left. \begin{aligned} r^2 &= R^2(B-a)^2 - \\ &- 2Rl(B-a)\sin\beta + l^2; \end{aligned} \right\} 0 < l < L;$$

$$r^2 = R^2(1 - 2a \cos \varphi + a^2 \cos 2\varphi), \quad \alpha < \varphi < \pi. \quad (13)$$

Для определения радиуса узлового круга воспользуемся выражением (4)

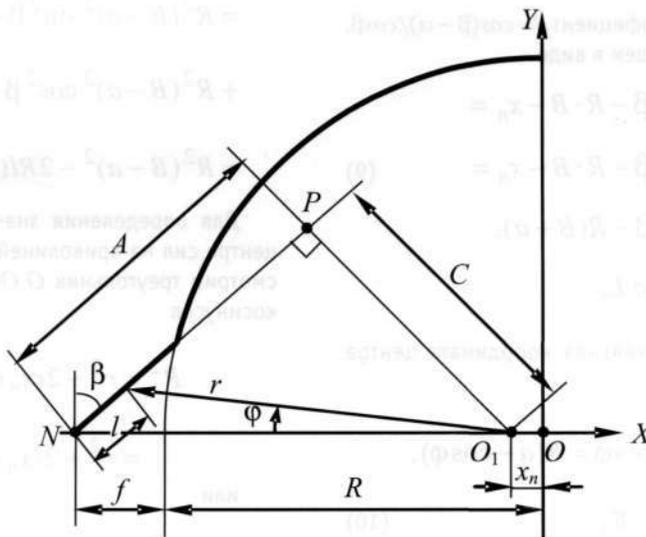


Рисунок 3 – Схема для определения значения радиус-вектора на прямолинейном участке



$$R_y^2 = \frac{\int r^2 ds}{\int ds} =$$

$$= \frac{\int_0^L (R^2(B-a)^2 - 2Rl(B-a)\sin\beta + l^2) dl}{\int_0^L dl + \int_\alpha^\pi R d\varphi} +$$

$$+ \frac{\int_\alpha^\pi [R^2(1 - 2a\cos\varphi + a^2\cos 2\varphi)] R d\varphi}{\int_0^L dl + \int_\alpha^\pi R d\varphi} =$$

$$= \frac{R^2(B-a)^2 L - RL^2(B-a)\sin\beta}{L + R(\pi - \alpha)} +$$

$$+ \frac{L^3/3 + R^3(\pi - \alpha) + 2aR^3\sin\alpha - a^2R^3\sin 2\alpha/2}{L + R(\pi - \alpha)}.$$

Окончательно радиус узлового круга равен

$$R_y^2 =$$

$$= R^2 \frac{\pi - \alpha + (B-a)L/R[(B-a) - \sin\alpha \tan\beta]}{L/R + \pi - \alpha} +$$

$$+ \frac{L^3/3R^3 + a\sin\alpha(2 - a\cos\alpha)}{L/R + \pi - \alpha}. \quad (14)$$

Подставив значения выражений (13), (14) в формулы (1) и (2), получим значения кольцевой силы  $N_1$  и кольцевого изгибающего момента  $M_1$  в любом поперечном сечении профиля.

Для определения суммарных кольцевых и продольных напряжений в произвольном сечении профиля в работе использованы известные формулы:

$$\sigma_1 = \frac{N_j}{h} \pm \frac{6M_j}{h^2}; \quad \sigma_2 = \sigma_{2M} \pm \frac{6\mu M_j}{h^2}, \quad (15)$$

где  $N_j$  и  $M_j$  – соответственно сила и изгибающий момент в данном кольцевом сечении, равные  $N_l$  и  $M_l$  для прямого участка или  $N_\varphi$  и  $M_\varphi$  для криволинейного участка обечайки;

$h$  – толщина обечайки;

$\sigma_{2M} = q \cdot R / 2h$  – мембранные напряжения на поперечных площадках обечайки;

$\mu$  – коэффициент Пуассона.

Эквивалентные напряжения, принятые по гипотезе Губера – Мизеса, с учетом общих гипотез теории оболочек Кирхгофа – Лява ( $\sigma_3 = 0$ ), определяются из выражения

$$\sigma_{эки} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}.$$

Для верификации разработанной методики была решена тестовая задача. Геометрические параметры сечения котла приведены на рис. 4. В качестве нагрузки выбрано внутреннее испытательное давление  $q = 0,4$  МПа. Задача решалась для двух вариантов увода кромок сварного шва – увод кромок наружу обечайки и увод кромок внутрь обечайки.

Увод кромок шва  $f = 3$  мм принят равномерным по длине всей образующей. Для верификации использованы результаты, полученные по следующим методикам: методике, основанной на теоремах Максвелла – Мора (метод сил) [7] и решении в рядах Фурье (МИИТ) [2].

На рис. 5а приведена эпюра распределения эквивалентных напряжений на внутренних волокнах обечайки для случая увода кромок шва наружу котла. На рис. 5б в увеличенном масштабе показаны эквивалентные напряжения непосредственно в зоне увода кромок шва на прямолинейном участке. На рис. 6 приведены аналогичные эпюры эквивалентных напряжений на наружных волокнах для случая увода кромок шва внутрь обечайки.

В табл. 1 приведены значения напряжений в вершине увода кромок шва (см. точка 1, рис. 4) и в точке сопряжения прямого и дугового участков (см. точка 2, рис. 4) для двух рассмотренных случаев увода кромок.

Анализ эпюр, приведенных на рис. 5 и 6, и значеный табл. 1 показал, что результаты, полученные по разработанной методике, хорошо совпадают с результатами других авторов. Максимальная погрешность результатов составила менее 5% для случая увода кромок шва наружу котла и менее 4% для случая увода кромок шва внутрь котла. Методика, основанная на теоремах Максвелла – Мора и аналитическая методика, разработанная в рамках данной работы, дают очень близкие результаты. При этом форма графиков распределения эквивалентных напряжений по периметру обечайки практически идентична (см. рис. 5б и 6б). Этот факт объясняется тем, что обе методики следуют из начала наименьшей работы.

По отношению к решению в рядах Фурье напряжения, полученные по разработанной методике, яв-

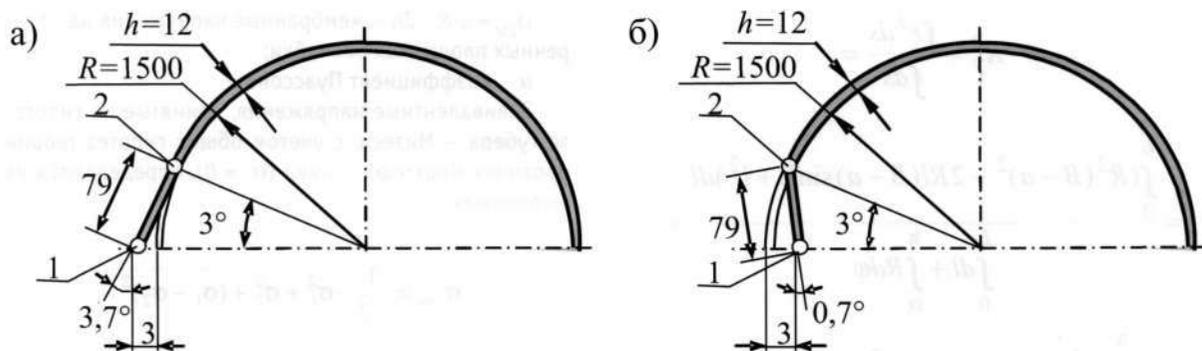


Рисунок 4 – Варианты профиля для верификации разработанной методики

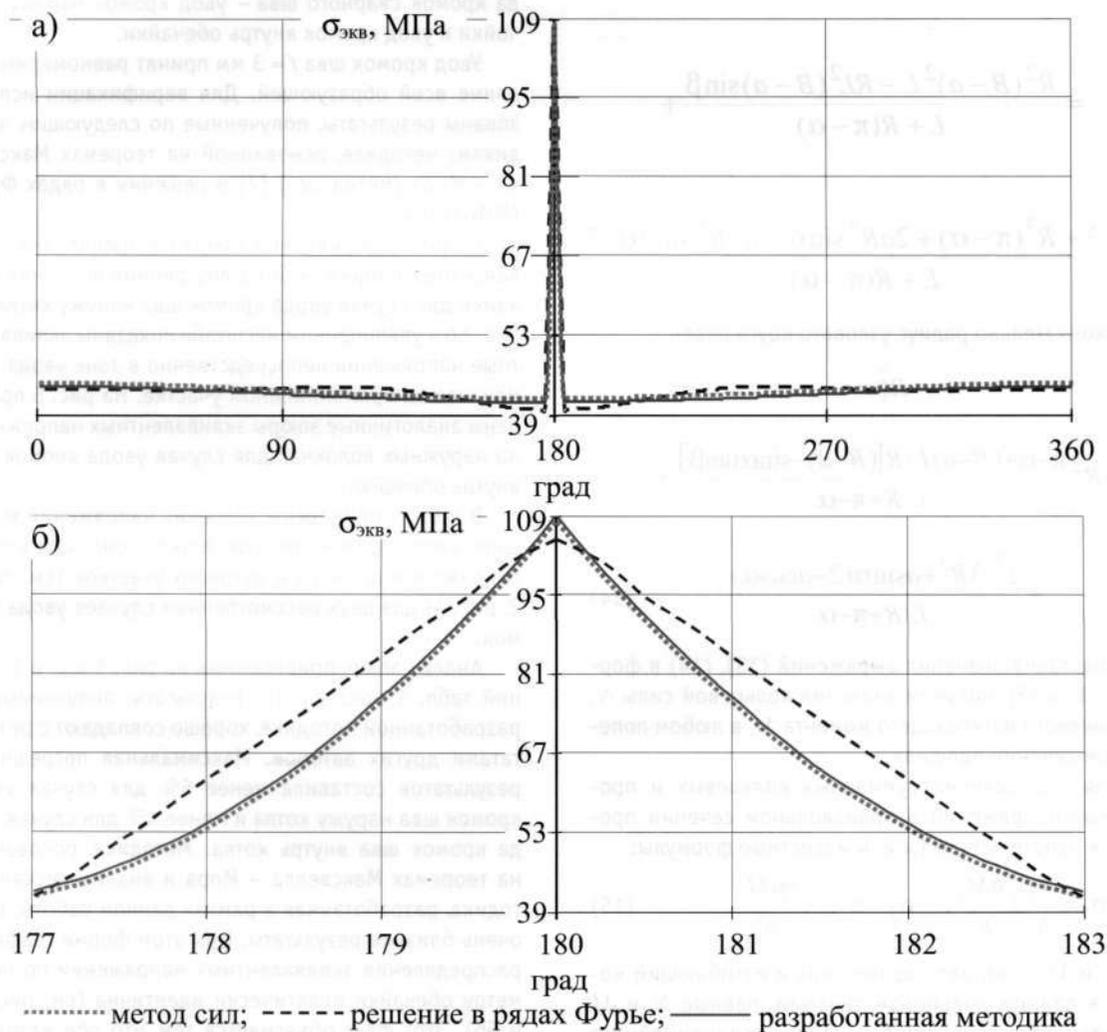


Рисунок 5 – Распределение эквивалентных напряжений для случая увода кромок шва наружу котла по периметру сечения обечайки (а) и на участке увода шва (б)

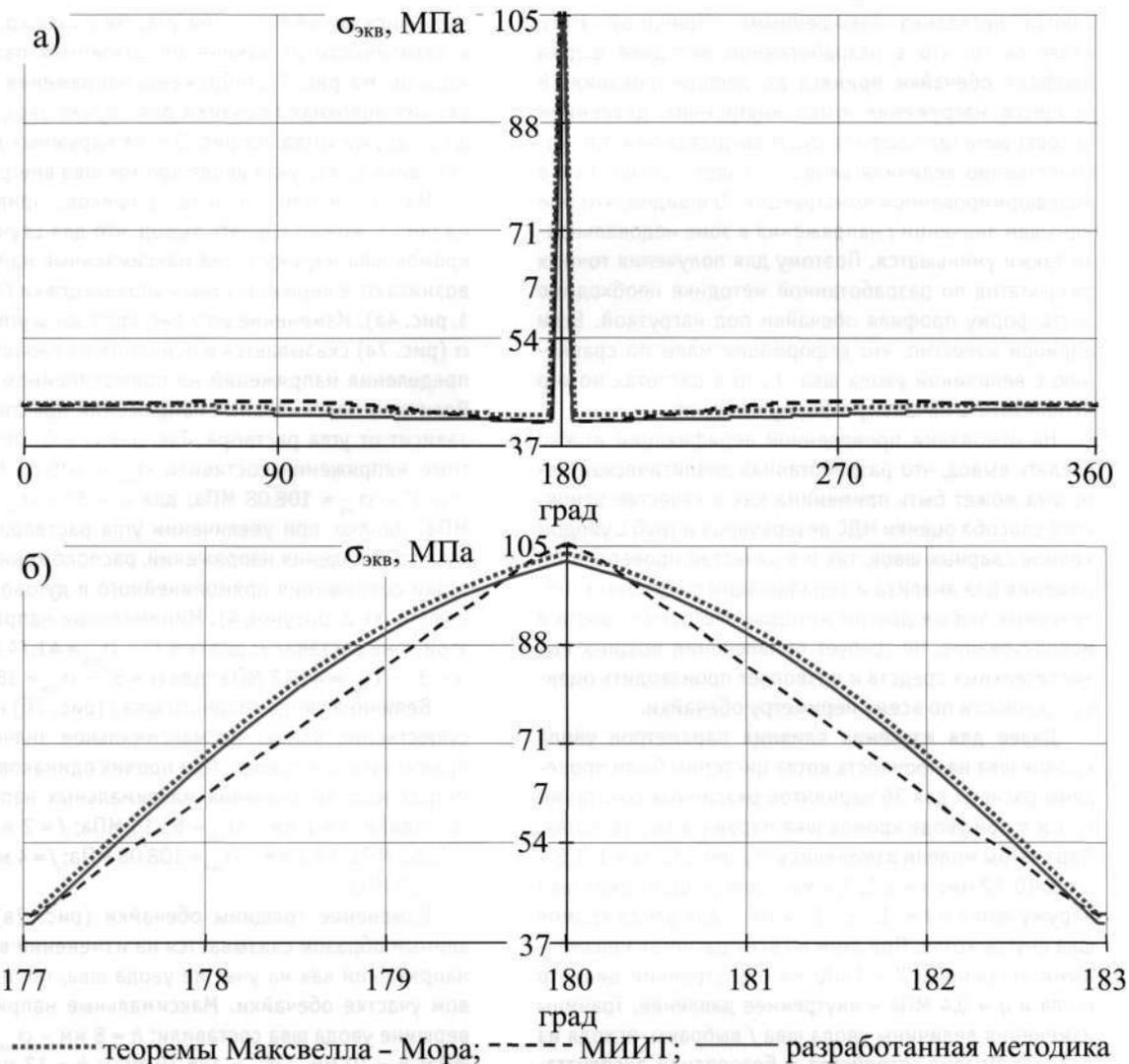


Рисунок 6 – Распределение эквивалентных напряжений для случая увода кромок шва внутрь котла по периметру сечения обечайки (а), на участке увода шва (б)

Таблица 1 – Экстремальные эквивалентные напряжения в обечайке котла

Точки определения напряжений	Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}, \text{ МПа}$		
	Метод сил	Решения в рядах Фурье МИИТ	Предлагаемая методика
Увод кромок сварного шва наружу обечайки			
В вершине	107,57	104,66	108,08
В точке сопряжения прямого и дугового участков	39,79	39,85	41,72
Увод кромок сварного шва внутрь обечайки			
В вершине	101,45	105,55	102,71
В точке сопряжения прямого и дугового участков	38,38	41,37	41,93

ляются несколько завышенными. Причиной этого является то, что в разработанной методике форма профиля обечайки принята до деформирования. В процессе нагружения котла внутренним давлением несовершенства профиля будут выправляться, т.е. количественно величина увода  $f$  будет меньше, чем в недеформированной конструкции. Очевидно, что при меньшем значении  $f$  напряжения в зоне недовальцовки также уменьшатся. Поэтому для получения точных результатов по разработанной методике необходимо знать форму профиля обечайки под нагрузкой. Если априори известно, что деформации малы по сравнению с величиной увода шва  $f$ , то в расчетах можно использовать начальную форму профиля.

На основании проведенной верификации можно сделать вывод, что разработанная аналитическая методика может быть применима как в качестве основного способа оценки НДС резервуаров и труб с уводом кромок сварных швов, так и в качестве проверочного решения для анализа и верификации результатов, полученных любым другим методом. Методика проста в использовании, не требует привлечения мощных вычислительных средств и позволяет производить оценку прочности по всему периметру обечайки.

Далее для изучения влияния параметров увода кромок шва на прочность котла цистерны были проведены расчеты для 36 вариантов различных сочетаний  $f$ ,  $\alpha$  и  $h$  при уводе кромок шва наружу и внутрь котла. Параметры модели изменялись ступенчато:  $\alpha = 1, 3, 5^\circ$ ;  $h = 8, 10, 12$  мм;  $f = 1, 2, 3, 4$  мм – для увода кромок шва наружу котла и  $f = -1, -2, -3, -4$  мм – для увода кромок шва внутрь котла. При этом во всех расчетах неизменными оставались  $R = 1500$  мм – внутренний диаметр котла и  $q = 0,4$  МПа – внутреннее давление. Границы изменения величины увода шва  $f$  выбраны, исходя из анализа Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением (ПБ 03-576-03). Этот нормативный документ распространяется на цистерны и сосуды для транспортирования или хранения сжатых, сжиженных газов, жидкостей и сыпучих тел, в которых давление выше 0,07 МПа (0,7 кгс/см<sup>2</sup>) создается периодически. Правила регламентируют форму и допускаемые размеры отклонений поперечного сечения обечайки при изготовлении. В частности, увод  $f$  кромок в сварных швах не должен превышать  $f = 0,1h + 3$  мм, что для цистерны с толщиной обечайки до 12 мм составляет  $-4 \leq f \leq 4$  мм.

В результате проведенных расчетов было установлено, что в целом характер распределения напряжений по периметру обечайки для всех вариантов одинаков. В зоне увода кромок шва наблюдается резкий скачок уровня напряжений, а в остальных точках профиля напряжения близки к мембранным. Поэтому на рис. 7 и 8 приведены графики распределения эквивалент-

ных напряжений только на участке увода кромок шва в зависимости от изменения различных параметров модели. На рис. 7 отображены напряжения на внутренних волокнах обечайки для случая увода кромок шва наружу котла, на рис. 8 – на наружных волокнах обечайки для случая увода кромок шва внутрь котла.

На основании анализа графиков, приведенных на рис. 7, можно сделать вывод, что для случая увода кромок шва наружу котла максимальные напряжения возникают в вершине зоны недовальцовки (см. точка 1, рис. 4а). Изменение угла раствора зоны угловатости  $\alpha$  (рис. 7а) сказывается в основном на характере распределения напряжений на прямолинейном участке. Величина максимальных напряжений практически не зависит от угла раствора. Так, для  $\alpha = 1^\circ$  эквивалентные напряжения составили  $\sigma_{\text{экв}} = 108,11$  МПа; для  $\alpha = 3^\circ - \sigma_{\text{экв}} = 108,08$  МПа; для  $\alpha = 5^\circ - \sigma_{\text{экв}} = 108,48$  МПа. Однако, при увеличении угла раствора появляется зона падения напряжений, расположенная около точки сопряжения прямолинейного и дугового участков (точка 2, рисунок 4). Минимальные напряжения в этой зоне составили: для  $\alpha = 1^\circ - \sigma_{\text{экв}} = 41,74$  МПа; для  $\alpha = 3^\circ - \sigma_{\text{экв}} = 41,17$  МПа; для  $\alpha = 5^\circ - \sigma_{\text{экв}} = 38,19$  МПа.

Величина увода сварного шва  $f$  (рис. 7б) наиболее существенно влияет на максимальное значение напряжений в зоне увода. При прочих одинаковых параметрах модели значения максимальных напряжений составили:  $f = 1$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 65,15$  МПа;  $f = 2$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 86,62$  МПа;  $f = 3$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 108,08$  МПа;  $f = 4$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 129,5$  МПа.

Изменение толщины обечайки (рис. 7в) естественным образом сказывается на изменении величины напряжений как на участке увода шва, так и на дуговом участке обечайки. Максимальные напряжения в вершине увода шва составили:  $h = 8$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 210,58$  МПа;  $h = 10$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 145,19$  МПа;  $h = 12$  мм –  $\sigma_{\text{экв}} = 108,08$  МПа.

Характер распределения напряжений для случая увода кромок шва внутрь котла (см. рис. 8) существенно отличается от аналогичных вариантов увода кромок наружу. При определенных сочетаниях  $f$  и  $\alpha$  точка максимальных напряжений смещается из вершины вмятины (см. точка 1, рис. 4б) в сторону точки перехода прямолинейного в дуговой участок (см. точка 2, рис. 4б). Это хорошо иллюстрируют графики на рис. 8а.

Изменение толщины, как и для увода кромок шва наружу котла, сказывается на общем уровне напряжений на участке недовальцовки и на дуговом участке профиля.

При сопоставлении рис. 7 и 8 видно, что интенсивность напряжений на прямолинейном участке значительно выше при уводе кромок шва внутрь котла. В табл. 2 приведены максимальные значения экви-

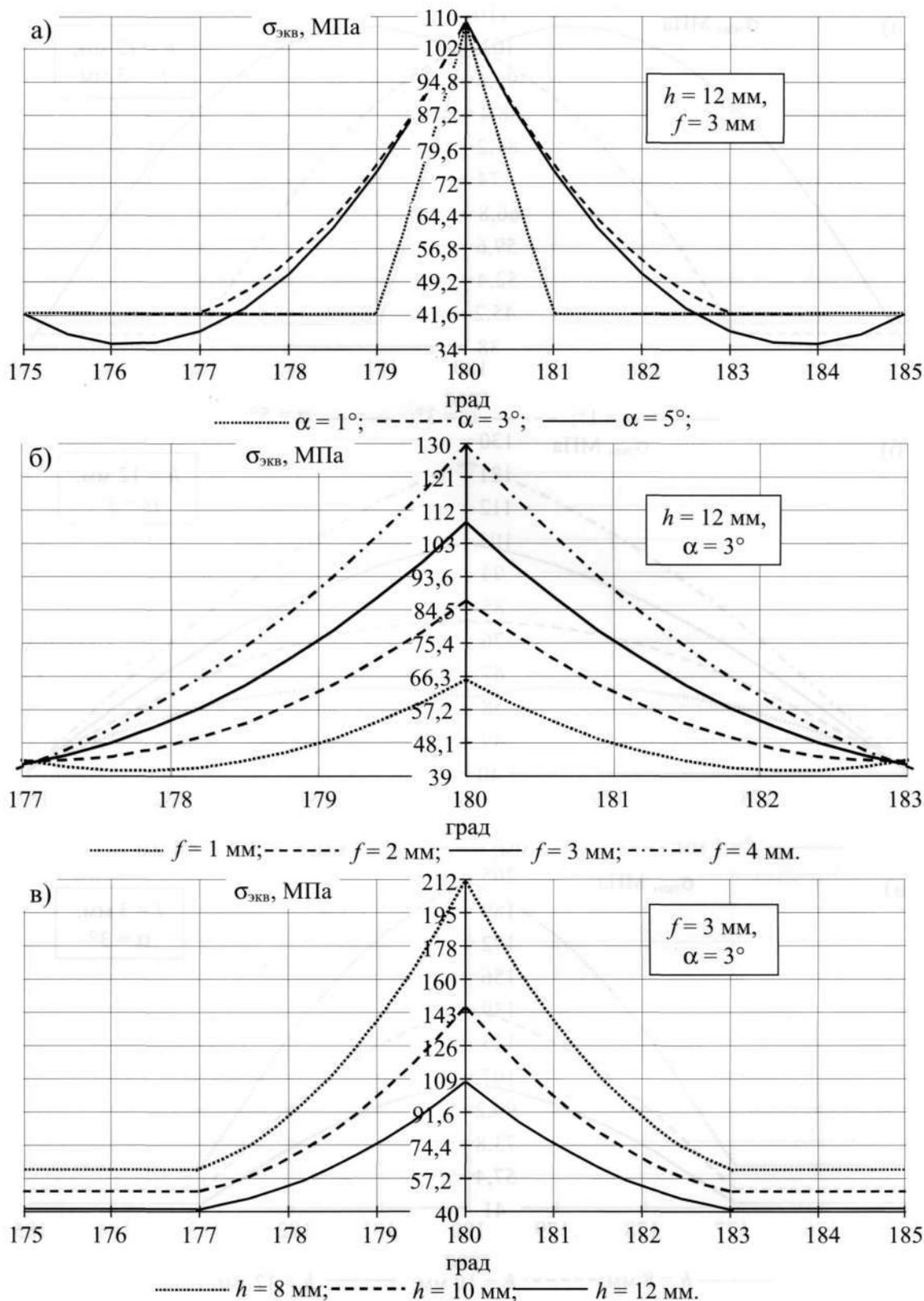


Рисунок 7 – Эпюры распределения эквивалентных напряжений для случая увода кромок сварного шва наружу котла в зависимости от угла раствора  $\alpha$  (а), величины увода  $f$  (б), толщины обечайки  $h$  (в)

Январь

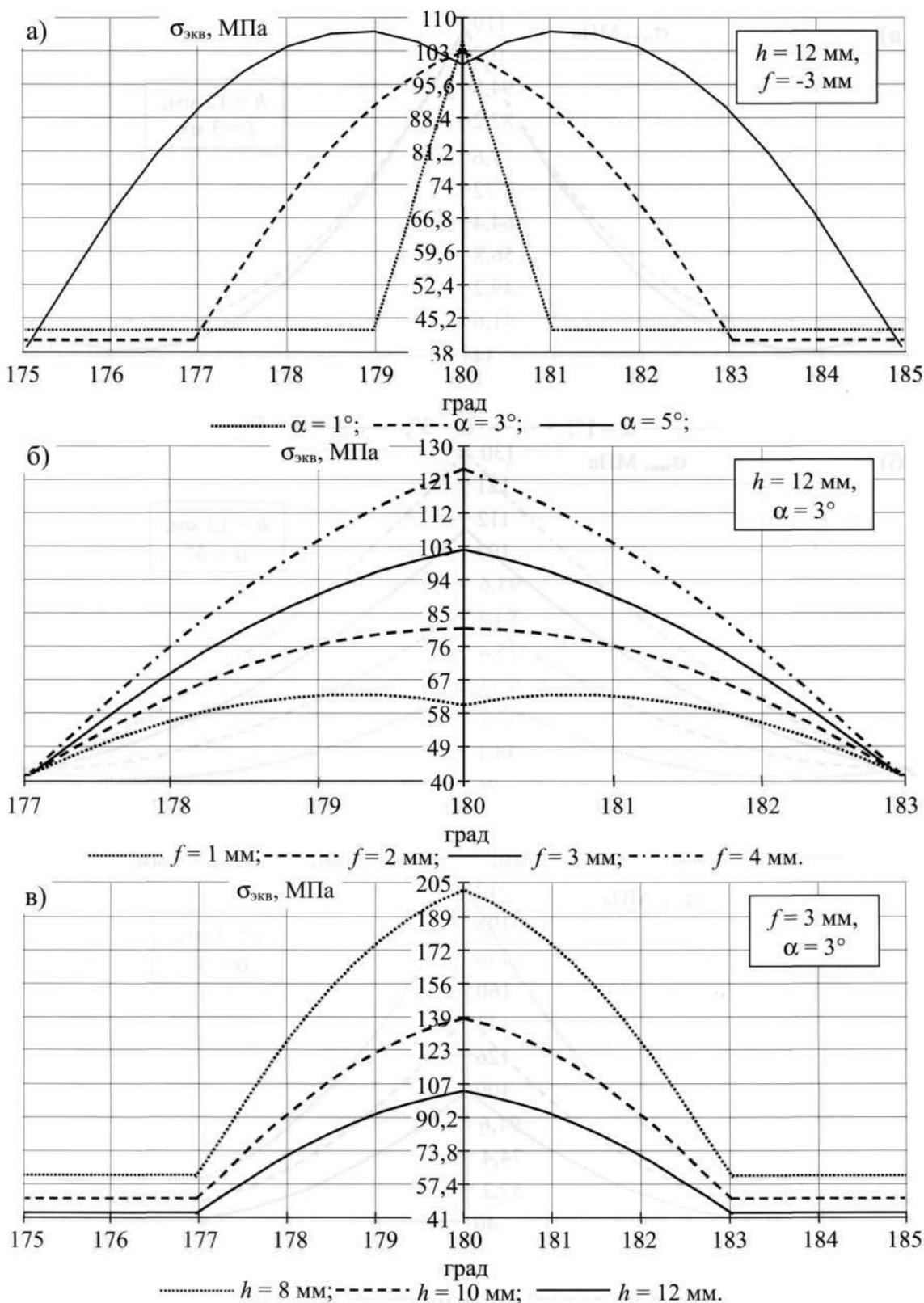


Рисунок 8 – Эпюры распределения эквивалентных напряжений для случая увода кромок сварного шва внутрь котла в зависимости от угла раствора  $\alpha$  (а), величины увода  $f$  (б), толщины обечайки  $h$  (в)



Таблица 2 – Максимальные значения эквивалентных напряжений

№ вар.	Толщина обечайки h, мм	Значение увода f, мм		Угол раскрытия $\alpha$ , град	$\sigma_{экв}$ , МПа		Коэффициент концентрации напряжений k		Относительная разница результатов, %
		Отклонение наружу котла	Отклонение внутрь котла		Отклонение наружу котла	Отклонение внутрь котла	Отклонение наружу котла	Отклонение внутрь котла	
1	8	1	-1	1	113,87	108,65	1,75	1,67	4,58
2	8	1	-1	3	113,93	113,17	1,75	1,74	0,67
3	8	1	-1	5	115,77	149,69	1,78	2,30	29,30
4	8	2	-2	1	162,51	156,62	2,50	2,41	3,62
5	8	2	-2	3	162,28	153,51	2,50	2,36	5,40
6	8	2	-2	5	163,38	178,19	2,51	2,74	9,06
7	8	3	-3	1	210,65	206,38	3,24	3,18	2,03
8	8	3	-3	3	210,58	201,41	3,24	3,10	4,35
9	8	3	-3	5	210,97	211,28	3,25	3,25	0,15
10	8	4	-4	1	258,28	257,25	3,97	3,96	0,40
11	8	4	-4	3	258,73	250	3,98	3,85	3,37
12	8	4	-4	5	258,53	248,92	3,98	3,83	3,72
13	10	1	-1	1	83,34	79,61	1,60	1,53	4,48
14	10	1	-1	3	83,37	82,48	1,60	1,59	1,07
15	10	1	-1	5	84,55	105,56	1,63	2,03	24,85
16	10	2	-2	1	114,43	109,93	2,20	2,11	3,93
17	10	2	-2	3	114,28	107,94	2,20	2,08	5,55
18	10	2	-2	5	114,99	123,61	2,21	2,38	7,50
19	10	3	-3	1	145,24	141,49	2,79	2,72	2,58
20	10	3	-3	3	145,19	138,32	2,79	2,66	4,73
21	10	3	-3	5	145,46	144,61	2,80	2,78	0,58
22	10	4	-4	1	175,7	173,84	3,38	3,34	1,06
23	10	4	-4	3	176,01	169,23	3,38	3,25	3,85
24	10	4	-4	5	175,9	168,56	3,38	3,24	4,17
25	12	1	-1	1	65,14	62,36	1,50	1,44	4,27
26	12	1	-1	3	65,15	64,33	1,50	1,49	1,26
27	12	1	-1	5	65,97	80,17	1,52	1,85	21,52
28	12	2	-2	1	86,72	83,16	2,00	1,92	4,11
29	12	2	-2	3	86,62	81,79	2,00	1,89	5,58
30	12	2	-2	5	87,01	92,59	2,01	2,14	6,41
31	12	3	-3	1	108,11	104,92	2,50	2,42	2,95
32	12	3	-3	3	108,08	102,71	2,50	2,37	4,97
33	12	3	-3	5	108,48	107,06	2,51	2,47	1,31
34	12	4	-4	1	129,29	127,23	2,99	2,94	1,59
35	12	4	-4	3	129,5	124,05	2,99	2,86	4,21
36	12	4	-4	5	129,42	123,59	2,99	2,85	4,50

валентных напряжений для всех вариантов при двух рассмотренных в работе случаях увода кромок шва.

Серым цветом в таблице отмечены варианты, в которых максимальные значения напряжений для случая увода кромок шва внутрь котла получены не в вершине участка недовальцовки. Анализ результатов,

представленных в таблице, позволил сделать вывод, что во всех вариантах с углом раскрытия  $\alpha = 5^\circ$  и в тех случаях, когда  $f = 1$  мм и  $\alpha = 3^\circ$ , точка максимальных напряжений смещается из вершины участка недовальцовки на прямолинейный участок. Причем максимальные напряжения в этих случаях существенно выше,

63

Январь

чем в вершине. Так, для варианта № 15 при уводе кромок шва внутрь коэффициент концентрации напряжений составил  $k = 2,03$ , тогда как для вариантов № 13 и № 14 коэффициенты концентрации соответственно равны  $k = 1,53$  и  $k = 1,59$  и получены в вершине участка недовальцовки. При этом величина увода кромок шва для трех вышеназванных вариантов одинакова ( $f = 2$  мм). Таким образом, напряжения при одинаковой величине увода кромок шва  $f$  различаются на 24,7%. Из этого следует вывод, что в случае увода кромок шва внутрь обечайки существенное влияние на уровень напряжений оказывает не только  $f$ , но угол раскрытия зоны угловатости  $\alpha$ .

Значения напряжений в вершине увода шва мало зависят от типа увода (наружу или внутрь котла). Максимальное отличие значений напряжений для одноименных вариантов в табл. 2 составило 4,97% (варианты № 32). При этом в табл. 2 учитывались значения, не отмеченные серым цветом. Сравнение результатов расчета для увода кромок шва наружу и внутрь обечайки по вариантам, в которых максимальные напряжения зафиксированы не в вершине увода шва (серый цвет в табл. 2) показало, что уровень напряжений для случая увода кромок шва внутрь котла может быть выше до 29,3% по сравнению с одноименным вариантом увода кромок шва наружу (варианты № 3).

Уровень напряжений при уводе кромок шва внутрь котла зависит от двух параметров: значения увода шва  $f$  и угла раскрытия зоны увода шва  $\alpha$ , в то время как при уводе шва наружу котла определяющим является только значение  $f$ . Точкой максимальных напряжений при уводе кромок шва наружу котла во всех рассмотренных вариантах является вершина увода. При уводе кромок шва внутрь котла эта точка может находиться как в вершине увода, так и в произвольной точке зоны недовальцовки, в зависимости от сочетания  $f$  и  $\alpha$ .

Проведенные исследования показали, что при прочих равных параметрах модели на участке недовальцовки напряжения существенно выше для случая увода кромок шва внутрь котла.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований разработана и верифицирована аналитическая методика оценки НДС котла цистерны с уводом кромок сварного шва. С использованием этой методики получены следующие выводы и результаты.

1. Наличие несовершенства обечайки котла в виде увода кромок сварного шва оказывает существенное влияние на общее напряженно-деформированное состояние котла. В зоне увода кромок шва коэффициент концентрации напряжений может составлять  $k = 1,5-3,98$ .

2. Основным параметром, от которого зависят значения напряжений при уводе кромок шва наружу котла, является величина увода  $f$ . Максимальные значения напряжений возникают в точке максимума  $f$ . Для случая увода кромок шва внутрь котла параметрами, определяющими значения напряжений, являются  $f$  и  $\alpha$  – угол раскрытия зоны увода шва. Причем точка максимальных напряжений не всегда совпадает с максимумом  $f$ .

3. При одинаковых параметрах модели для случаев увода кромок шва наружу и внутрь котла значения максимальных напряжений в некоторых вариантах значительно выше (до 29,3%) для увода кромок шва внутрь котла.

4. Из двух рассмотренных типов несовершенства обечайки котла увод кромок шва внутрь котла является более опасным типом, т.к. в ряде случаев дает более высокий уровень напряжений, зависит от нескольких параметров увода шва и имеет плавающую точку максимальных значений напряжений.

### Литература

1. Котуранов В.Н. О напряженном состоянии котла цистерны // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. - М.: Транспорт. - 1966. - Вып. 1. - С. 34-37.
2. Котуранов В.Н., Болотин М.М. Оценка напряжений в зоне сливного уклона котла цистерны // Вестник всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. - М.: Транспорт. - 1969. - Вып. 7. - С. 31-33.
3. Болотин М.М. Исследование напряженного состояния котлов цистерн с учетом основных конструктивных особенностей их оболочек и узлов // Дисс.... канд. техн. наук. - М.: МИИТ, 1971. - 171 с.
4. Архипов А.В., Кузнецов В.А., Смольянинов А.В. Сопоставление методов расчета некруговых цилиндрических оболочек // Механика и процессы управления: Тр. XXXI Уральского семинара. - Екатеринбург, 2001. - С. 104-114.
5. Архипов А.В., Кузнецов В.А., Смольянинов А.В. Расчет тонких некруговых цилиндрических оболочек с большим перепадом кривизны // Сб. тр. механического факультета. - Екатеринбург: УрГУПС, 2002. - С. 109-127.
6. Полкович П.Ф. Труды по строительной механике корабля. - В 2-х т. - Т. 2. Изгиб криволинейных рам и перекрытий. - Л.: Судостроение, 1962. - 340 с.
7. Архипов А.В. Верификация методик расчета напряженно-деформированного состояния конструкций, имеющих сварные швы с угловатостью // Молодые ученые - транспорту: Тр. VI межвузовской науч.-техн. конф. - Екатеринбург: УрГУПС, 2005. - С. 70-77.



## СОЗДАНИЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ НЕФТЕПРОДУКТОВ С УЛУЧШЕННЫМИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ

**Специфика перевозок наливных грузов, в том числе и нефтепродуктов, железнодорожным транспортом предъявляет особые требования к вагонам-цистернам. Во-первых, это неуклонное соблюдение предписаний органов государственного надзора для обеспечения безопасной эксплуатации вагонов-цистерн, а во-вторых, повышение экономической эффективности перевозок в условиях постоянной конкуренции между операторскими компаниями.**

Таким образом, все более актуальной становится задача улучшения технико-экономических параметров и потребительских свойств вагонов-цистерн, перевозящих нефтепродукты, при безусловном выполнении действующих требований безопасности при транспортировке опасных грузов.

Одним из путей решения данного вопроса является расширение парка специализированных вагонов. Разработка новых видов данного подвижного состава должна сопровождаться созданием новых типоразмерных рядов цистерн, отличающихся диаметром котла и длиной. Это становится возможным при выборе рационального сочетания таких параметров, как максимальная грузоподъемность, объем котла, длина вагона по осям сцепления и коэффициент тары (отношение массы нетто вагона к массе – брутто).

Повышение безопасности эксплуатации вагонов-цистерн при перевозке нефтепродуктов требует также соблюдения таких условий, как обеспечение надежности и прочностных характеристик отдельных узлов и вагона в целом, выполнение экологических требований, а также обеспечение безопасности обслуживающего персонала при эксплуатации и ремонте и др.

Используемые в настоящее время для транспортировки нефтепродуктов цистерны являются универсальными и перевозят широкую номенклатуру грузов, плотности которых (а соответственно, и масса груза) отличаются на 10–23%. Кроме того, принятая в СССР унификация параметров привела к тому, что большинство вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов имеют одинаковую длину по осям сцепления, равную 12020 мм, что не позволяет в полной мере реализовать максимальную грузоподъемность [1].

Типоразмерные ряды для разработки данных вагонов-цистерн создавались при участии МИИТа, ВНИИВа, «Азовмаша» [2], однако в настоящее время произошло изменение номенклатуры перевозимых грузов. Помимо этого, в условиях рыночной экономики принципиально изменился подход к экономическому аспекту транспортировки нефтепродуктов и сформировался новый комплекс требований, предъявляемых к вагонам. В связи с этим выполнен комплекс исследований по разработке нового типажа вагонов-цистерн, обеспечивающих эффективность и конкурентоспособность перевозок. Исследование выполнялось согласно специально разработанной методике, состоящей из пяти этапов, приведенных на рис. 1.

На первом этапе работы был проведен анализ структуры и объемов транспортировки грузов операторских компаний, перевозящих нефтепродукты. Исследование показало, что в каждой компании сложилась оригинальная номенклатура грузов, устойчиво сохраняющаяся в течение последних пяти лет (рис. 2). Это объясняется следующими двумя факторами. Во-первых, тем, что значительная часть перевозчиков образовалась на базе железнодорожных подразделений нефтедобывающих и нефтеперерабатывающих предприятий. А во-вторых, сложившиеся транспортные связи от поставок сырья до вывоза готовой продукции требуют конкретных типоразмеров вагонов-цистерн, а также специальной подготовки и аттестации кадров, наличия необходимых разрешений и лицензий.

На втором этапе при формировании номенклатурных групп производился анализ показателей и свойств грузов, а также их совместимости [3, 4], параметров и конструкции вагонов-цистерн [5].



Исходными объектами для процедуры формирования служат обобщенные модели вагона и груза, представляющие собой вектора:

$$T^r = \{p_1^r, p_2^r, \dots, p_{n_r}^r\};$$

$$G = \{p_1^g, p_2^g, \dots, p_{n_g}^g\}, \quad (1)$$

где  $p^i(p^g)$  –  $i$ -й классификационный признак вагона (груза),  $i=1 \dots n_i(n_g)$ ;  $n_i(n_g)$  – число классификационных признаков вагона (груза).

Помимо этого, вводится операторное множество правил-требований к конструктивному устройству вагона в зависимости от вида груза

$$D = \{d_1, d_2, \dots, d_n\}, \{T^r, T^d\} = d_i(G), \quad (2)$$



Рисунок 1 – Алгоритм проведения исследования



Рисунок 2 – Номенклатура перевозимых нефтепродуктов



где  $d_i$  – элемент множества – правило, определяющее конструктивные особенности вагона-цистерны;  $n_d$  – число правил;  $T^e, T^d$  – матрицы разрешений и запрещений.

Результатом применения правила является комбинация (множество) матриц разрешения и запрещения. Таким образом, окончательная модель вагона для перевозки конкретного груза реализуется объединением матриц разрешения и запрещения по результатам применений всех правил и применением операции логического отрицания к матрице запрещения, реализуя, таким образом, положение «что не запрещено – то разрешено».

Процедура объединения и применения описывается следующим выражением:

$$\begin{aligned}
 & i = 1 \dots n_d, \{T_i^e, T_i^d\} = d_i(G); \\
 & T_0^e = T_0^d = 0, T_{i+1}^e = \\
 & = T_i^e \wedge (\neg T_{i-1}^d), T_{i+1}^d = T_i^d \wedge (\neg T_{i-1}^e); \\
 & T^{e\Sigma} = \bigcup_{i=1}^{n_d} T_i^e, T^{d\Sigma} = \bigcup_{i=1}^{n_d} T_i^d, T^b = \neg T^{d\Sigma}, \quad (3)
 \end{aligned}$$

где  $T^{e\Sigma}, T^{d\Sigma}$  – объединенные матрицы разрешений и запрещений.

В процедуре формирования номенклатурных групп может возникнуть ситуация, когда одно правило разрешает то, что запрещается другим правилом. Для этого множество правил ранжировано по степени их важности. Например, правила, содержащие требования национальных нормативных документов, важнее правил, содержащих требования международных и иностранных документов и т.п. Изложенная выше процедура формирования номенклатурных групп учитывает преимущество более важных правил в установлении разрешающих или запрещающих условий на конструктивные реализации элементов обобщенной модели вагона-цистерны. Принцип ранжирования множества правил заключается в назначении весовых коэффициентов каждому элементу множества правил. Весовые коэффициенты представляют собой нормированную сумму взвешенных критериев важности правила

$$\gamma_i^D = \frac{\sum_{j=1}^{n_k} \gamma_j^K K_{ij}}{\sum_{i=1}^{n_d} (\sum_{j=1}^{n_k} \gamma_j^K K_{ij})}, \quad (4)$$

где  $K_{ij}$  – экспертная оценка  $i$ -го правила по  $j$ -му критерию важности;  $\gamma_j^K$  – относительный вес  $j$ -того критерия важности; вес назначается также методом экспертного опроса; сумма весов всех критериев

важности равна единице;  $n_k$  – число критериев важности правил.

Правила, в свою очередь, представляют собой формализованную запись требований нормативных документов, имеющих отношение к перевозке опасных грузов наливом по железным дорогам.

В результате применения процедуры объединения и применения множества требований к вагонам-цистернам формирование номенклатурных групп грузов сводится к типовой задаче о покрытии множествами. Задача состоит в нахождении минимального числа подмножеств конструктивных реализаций вагонов-цистерн, которые вместе покрывают сформированное множество обобщенных моделей:

$$\begin{aligned}
 & T = \{T_i^b\}, i = 1 \dots n_g; \\
 & T = \bigcup_{S \in C} S, \quad (5)
 \end{aligned}$$

где  $T$  – множество обобщенных моделей, необходимых для перевозки рассматриваемого перечня грузов;  $C$  – множество номенклатурных групп;  $S$  – экземпляр множества номенклатурных групп.

Решение этой задачи достигается при помощи известных алгоритмов [6]. Результатом решения является множество номенклатурных групп грузов, минимально необходимое для перевозки всего их перечня.

В ходе выполнения работы:

- 1) разработана таблица совместимости (табл. 1) перевозимых грузов в соответствии с ГОСТ 1510-84;
- 2) выделено две группы нефтепродуктов, разделенных по плотности:

- группа 1 – грузы плотностью от 0,7 до 0,8 г/см<sup>3</sup> при 20°С, светлые нефтепродукты и бензины;
- группа 2 – грузы плотностью от 0,8 до 0,96 г/см<sup>3</sup> при 20°С, вязкие нефтепродукты.

В завершение второго этапа на основании таблицы совместимости и разделения грузов были определены окончательные номенклатурные группы:

- группа 1 – топливо для реактивных двигателей, бензин стабильный газовый, уайт-спирит и бензины автомобильные;
- группа 1А – стабильный газовый конденсат;
- группа 2А – судовое маловязкое топливо;
- группа 2 – остальные грузы.

Проведенный на третьем этапе обзор параметров вагонов-цистерн, используемых для перевозки нефтепродуктов (рис. 3), показал, что для номенклатурных групп 1, 1А, 2А наиболее перспективным вариантом из существующего парка являются вагоны-цистерны модели 15-1547 и 15-1443, для номенклатурной группы 2 – вагоны-цистерны модели 15-740 и 15-150. Они послужили в качестве основных

Таблица 1 – Совместимость перевозимых грузов

Наимеваемый груз	Слитый груз																
	Стабильный газовый конденсат	Топливо для реактивных двигателей	Уайт-спирит	Бензин стабильный газовый	Бензин автомобильный неэтилированный	Бензин автомобильный этилированный	Масло моторное универсальное М-8В	Масло моторное для дизельных двигателей М-10Г2ЦС	Масло моторное для дизельных двигателей 4В	Масло моторное для автотракторных дизелей М-10Г2К	Масло индустриальное И-40А	Масло индустриальное ИГП-114	Масло индустриальное ИГП-18	Масло трансмиссионное ТЭп -15	Дизельное топливо летнее	Дизельное топливо зимнее	Судовое маловязкое топливо
Стабильный газовый конденсат	П	Н	Н	Н	Н	Н	П	П	П	П	П	П	П	Н	Н	Н	П
Топливо для реактивных двигателей	Н	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Ч	Ч	Ч	Н
Уайт-спирит	Н	Ч	П	Ч	Ч	Ч	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Ч	Ч	Ч	Н
Бензин стабильный газовый	Н	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Ч	Ч	Ч	Н
Бензин автомобильный неэтилированный	Н	Ч	П	П	Ч	Ч	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Ч	Ч	Ч	Н
Бензин автомобильный этилированный	Н	Ч	П	П	Ч	Ч	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Ч	Ч	Ч	Н
Масло моторное универсальное М-8В	Ч	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	П	П	П	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло моторное для дизельных двигателей М-10Г2ЦС	Ч	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	П	П	П	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло моторное для дизельных двигателей 4В	Ч	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	П	П	П	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло моторное для автотракторных дизелей М-10Г2К	Ч	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	П	П	П	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло индустриальное И-40А	Н	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло индустриальное ИГП-114	Н	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло индустриальное ИГП-18	Н	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Масло трансмиссионное ТЭп -15	Ч	Ч	Ч	Н	Ч	Ч	П	П	П	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Н
Дизельное топливо летнее	Ч	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	П	П	Ч
Дизельное топливо зимнее	Ч	П	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	Ч	П	П	Ч
Судовое маловязкое топливо	П	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	П

П – полностью совместимые; Ч – частично совместимые; Н – несовместимые.

аналогов при определении технико-экономической эффективности новых вагонов.

На четвертом этапе разработаны предложения по модельному ряду новых вагонов-цистерн. Для улучшения технико-экономических показателей и полного использования допускаемой нагрузки на ось было рекомендовано внедрение групповой специализации вагонов-цистерн для перевозки грузов групп 1 и 2.

Каждый вагон-цистерна, предназначенный для перевозки основной группы грузов (1, 2), может изготавливаться для номенклатурных групп (1А, 2А). Они не совместимы с основной группой грузов, но имеют схожие характеристики. Единственным отличием для вагонов станут трафареты, соответствующие виду перевозимого груза.

Повышению эффективности перевозок способствует также внедрение современных технологий контроля налива на основе организации повагонного взвешивания (налив на весах), использования поплавковых или бесконтактных (емкостных) уровнемеров. Этот путь позволит повысить эффективность перевозок дополнительно на 10–13% за счет рационального наполнения вагона в зависимости от температуры и вида груза. Дифференцированный налив широко применяется в мировой практике

перевозок грузов по железным дорогам наливом в вагонах и контейнерах-цистернах. Предварительная оценка показала, что установка современных электронных бесконтактных уровнемеров окупается за 2 года эксплуатации вагона [5].

В ходе работы выбраны наиболее рациональные технико-экономические параметры новых вагонов-цистерн (табл. 2), которые послужили исходными данными при определении экономии затрат в процессе эксплуатации новых вагонов-цистерн по сравнению с вагонами-аналогами при перевозке четырех групп грузов. Расчет выполнен для двух вариантов конструктивного исполнения новых вагонов-цистерн (рамное и безрамное) при фиксированном (А) и дифференцированном (В – наполнение вагона в зависимости от температуры и вида груза с использованием повагонного взвешивания или уровнемеров) способах налива груза (рис. 4).

По результатам расчетного анализа определен наиболее рациональный вариант нового вагона-цистерны, обеспечивающий максимальный экономический эффект. Им является цистерна безрамного исполнения с дифференцированным способом налива груза. Экономический эффект за срок службы составит не менее 0,5 млн руб. на одну цистерну.

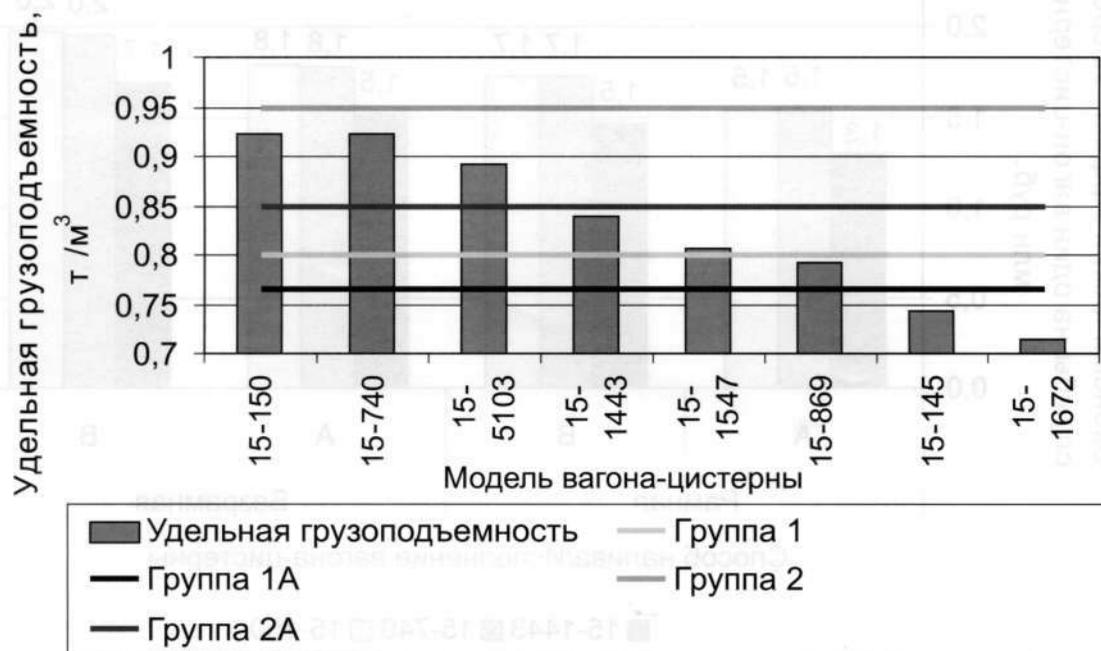


Рисунок 3 – Удельная грузоподъемность вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов в зависимости от модели вагона



Таблица 2 – Параметры перспективных вагонов-цистерн

Модель вагона	Новый вагон (рамная конструкция)		Новый вагон (безрамная конструкция)	
	1 группа грузов	2 группа грузов	1 группа грузов	2 группа грузов
Диаметр котла, м	3,200	3,100	3,200	3,100
База вагона, м	8,480	7,800	8,680	7,800
Объем котла, м <sup>3</sup>	88,6	77,8	89,8	79,2
Масса тары вагона, т	23,9	23,1	22,9	22,2
Максимальная осевая нагрузка, т/ось	23,5	23,5	23,5	23,5
Максимальная грузоподъемность, т	70,0	70,8	71,1	72,0

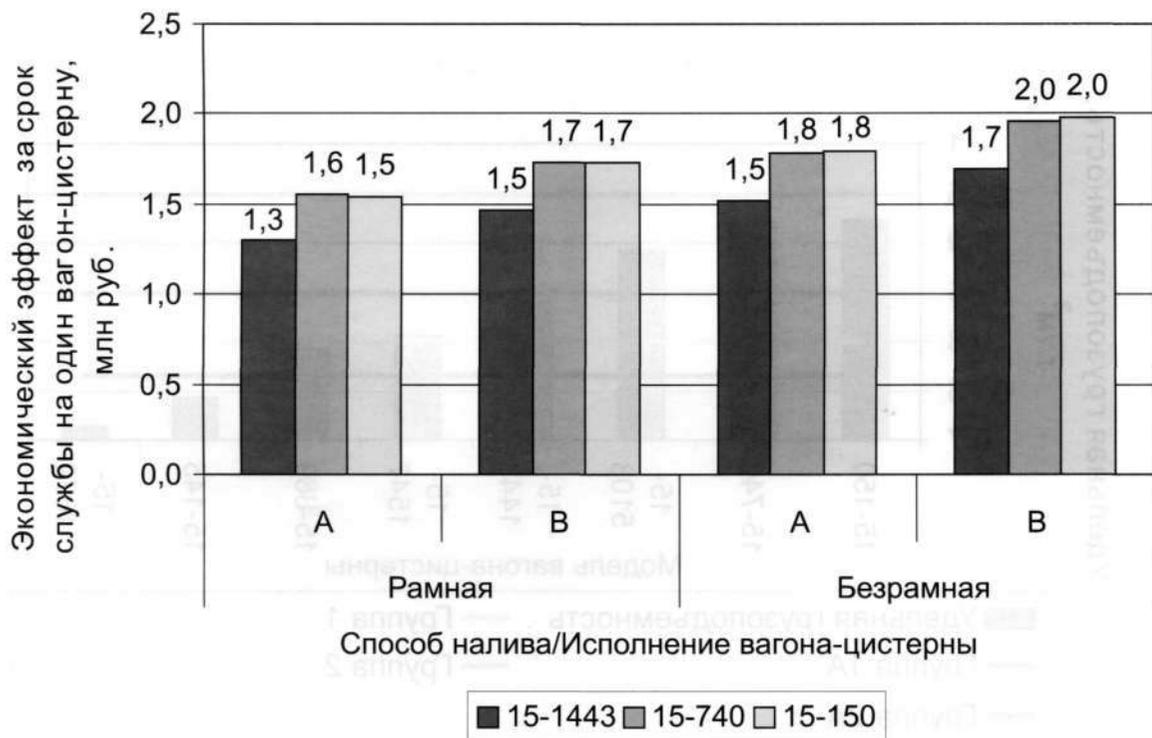


Рисунок 4 – Экономический эффект использования двух вариантов исполнения новых вагонов-цистерн для грузов группы 1



Применение дифференцированного способа налива груза позволит увеличить экономический эффект на 8–12%. Использование безрамного варианта исполнения конструкции нового вагона-цистерны повысит эффективность на 10–13%.

В результате проведенных исследований сформированы номенклатурные группы грузов, установлены вагоны-аналоги для каждой группы и предложен типаж новых вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов, обеспечивающих существенное

повышение экономической эффективности эксплуатации по сравнению с аналогами.

Совместно с заводом «Рузхиммаш» созданы вагоны рамной конструкции для перевозки светлых и вязких нефтепродуктов, отвечающие современным технико-экономическим требованиям и требованиям безопасности перевозок (рис. 5). В настоящее время опытная партия новых вагонов моделей 15-1219 и 15-1221 в количестве 100 единиц заканчивает годовой цикл эксплуатационных испытаний.



**Рисунок 5 – Вагоны-цистерны производства завода «Рузхиммаш»:**

*а – модель 15-1219 для перевозки легкой нефти; б – модель 15-1221 для перевозки авиационного топлива.*

## Литература

1. Предпроектные исследования по разработке типажа новых вагонов-цистерн для перевозки широкой гаммы нефтепродуктов для перевозки на маршрутах НК «ЮКОС»: Отчет о НИР (заключ.) / Инженерный центр объединения вагоностроителей; рук. А.М. Соколов - СПб, 2002. - 89 с.
2. Пояснительная записка к Типажу перспективного подвижного состава. Раздел 4. Грузовые вагоны. - М.: ГУП «ВНИИЖТ МПС РФ», 2002 - 60 с.
3. ГОСТ 1510-84. Нефть и нефтепродукты. Маркировка, упаковка, транспортирование и хранение Взамен ГОСТ 1510-76; введ. 1986-01-01. - М.: Изд-во стандартов, 1986. - 33 с.
4. Правила перевозки железнодорожным транспортом грузов наливом в вагонах-цистернах и вагонах бункерного типа для перевозки нефтебитума Утв. Приказом МПС России № 25 от 18 июня 2003 г.
5. Вагоны пассажирские и грузовые колеи 1520 мм: Отраслевой каталог. - М.: Желдориздат, 2004. - 192 с.
6. Кормен Т., Лейзерсон Ч., Ривест Р. Алгоритмы: построение и анализ. - М.: МЦНМО, 2000. - 960 с.

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ УПОРОВ АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

**Описаны особенности работы упоров автосцепного устройства как одного из самых нагруженных элементов конструкций вагонов. Приведены особенности расчетных моделей и результаты расчетной оценки прочности двух вариантов приварных конструкций упоров. Предложена сварная конструкция заднего упора из элементов листового проката, а также тепловой компенсатор остаточных сварочных напряжений, позволяющий повысить усталостную прочность приварных и сварных конструкций упоров.**

Одним из весьма распространенных видов отказов грузовых вагонов являются различного рода повреждения консольных частей рам. Такого рода отказы являются трудновывяемыми, требуют дорогостоящих видов ремонта и могут служить причиной аварийных ситуаций. Анализ причинно-следственных связей процессов развития этих отказов, проведенный на основе многочисленных материалов ресурсных ударных испытаний вагонов различных типов, показал, что одним из основных факторов, влияющих на прочность консольных частей рам грузовых вагонов, является конструкция упоров автосцепного устройства.

Часто продольная ударная нагрузка на автосцепку передается с отклонением от продольной оси вагона как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости, что объясняется, с одной стороны, разницей высот осей автосцепок взаимодействующих экипажей, а с другой – их взаимодействием в кривых участках пути и, возможно, перекосах центрирующего механизма автосцепки (рис. 1). Такое внецентренное приложение внешней нагрузки к автосцепке приводит к потере продольной устойчивости шарнирной кинематической пары «автосцепка – поглощающий аппарат» и удару упорной плиты и тягового хомута в хребтовую балку. При этом поглощающий аппарат занимает перекошенное относительно заднего упора положение как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости, а ударная поверхность корпуса поглощающего аппарата отклоняется от опорной поверхности упора на углы  $\alpha$  и  $\beta$  соответственно. Кроме того, ударная поверхность аппарата отклоняется от продольной оси вагона и прижимается к одной из стенок хребтовой балки.

Все эти обстоятельства приводят к реализации внецентренного сжатия упора, причем вся или большая часть продольной нагрузки воспринимается заклепочными соединениями одной стороны упора. Внецентренное сжатие, с одной стороны, воспринимается

боковой стенкой и заклепочными соединениями как продольный сдвиг, что соответствует нормальным условиям работы заклепочного соединения, а с другой стороны, как изгиб боковой стенки с растяжением и ослаблением заклепок. Ослабленная заклепка перестает работать в качестве стяжного соединения, при этом существенно возрастают пластические деформации как в ослабленной, так и в остальных заклепках, которые воспринимают и часть нагрузки, ранее приходившейся на ослабленную заклепку. Дальнейший изгиб боковой стенки приводит к обрыву заклепок, а сопровождающий это процесс смятия опорной поверхности упора приводит к постепенному смещению всего автосцепного устройства внутрь хребтовой балки, закрытию зазора между упором головки автосцепки и ударной розеткой и передаче жесткого удара на хребтовую балку. Эти процессы сопровождаются локальной потерей устойчивости стенок и полок хребтовой балки, обрывами сварных швов приварки верхней полки хребтовой балки (в исполнении из двух швеллеров) и общей деформацией консоли.

Все вышесказанное позволяет утверждать, что клепаная конструкция заднего упора не в состоянии полностью обеспечивать требуемую прочность консольной части рамы вагона в современных условиях постоянно увеличивающихся продольных нагрузок и частоты появления нагрузок высокой интенсивности.

С целью совершенствования конструкции заднего упора отечественных грузовых вагонов были разработаны два варианта литой приварной конструкции заднего упора. Первый вариант предложен ФГУП «ПО УВЗ» совместно с ВНИИЖТ, а второй вариант разработан Великолукским ЛРЗ совместно с ГУП НВЦ «Вагоны». Оба варианта представляют собой цельнолитые конструкции, привариваемые к боковой стенке и верхней полке хребтовой балки (рис. 2). Основными отличиями вариантов конструкций заднего упора являются:

– вариант НВЦ обладает значительно большей погонной длиной сварных швов приварки упора к хребтовой балке;

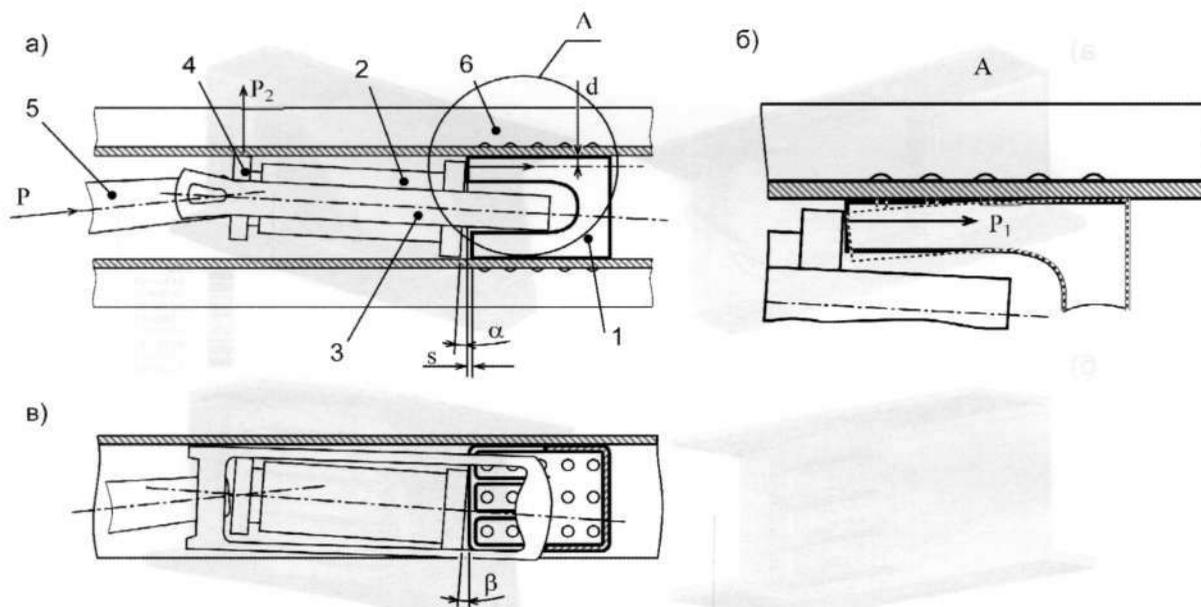
– вариант УВЗ объединяет обе половины упора задней стенкой и имеет более развитую систему швов приварки упора к верхней полке хребтовой балки.

Оценка прочности этих вариантов проводилась с использованием метода синтеза нечетких моделей прочности (FDMS-метода) [1]. Для этого были разработаны три модели разного уровня сложности, условно названные «нормативной», «компромиссной» и «комплексной».

«Нормативная» модель основана на рекомендованной «Нормами» [2] методике определения распределения напряжений по швам приварки элементов конструкции вагона, а используемый в анализе усталостной прочности эффективный коэффициент концентрации напряжений определялся экспертным путем, согласно рекомендациям «Норм». «Компромиссная» модель напряженного состояния упора представляет собой объемную конечно-элементную модель, имитирующую особенности геометрии конструкции упора и несколько упрощенно-геометрию сварного шва. Конечно-элементная модель нагружалась давлением, линейно распределенным по ее опорной поверхности. Особенностью этой модели является то, что она позволяет оценить влияние геометрии элементов консоли рамы вагона в зоне заднего упора,

их жесткости на распределение напряжений по сварным швам. Для анализа усталостной прочности распределение эквивалентных напряжений по сечению шва линейризовывалось, а в качестве эффективного коэффициента концентрации напряжений также использовались рекомендации «Норм».

«Комплексная» модель напряженного состояния сварного шва, подобно «компромиссной» модели, представляет собой объемную конечно-элементную модель, нагруженную распределенным по поверхности давлением. Основной особенностью этой модели является то, что она учитывает влияние специфики геометрии сварного шва в зоне концентрации напряжений, а также остаточных сварочных напряжений на итоговую нагруженность конструкции. Определение остаточных сварочных напряжений в конструкции осуществлялось известным методом, согласно которому детальная модель сварного шва нагружается движущимся источником сварочного тепла, при этом учитываются упругопластические деформации модели, вызванные температурным расширением материала. Распределение остаточных сварочных напряжений формировалось имитацией остывания сварного шва за счет конвективного и лучевого теплообмена. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в сварном соединении, который затем использовался в анализе усталостной прочности конструкции, определялся на основании сравнения



**Рисунок 1 – Схема силового взаимодействия поглощающего аппарата и упора автосцепного устройства:**

*а – взаимодействие в горизонтальной плоскости; б – схема деформации упора и заклепочного соединения*

*(пунктиром показано деформированное состояние упора); в – взаимодействие в вертикальной плоскости;*

*1 – задний упор; 2 – поглощающий аппарат; 3 – хомут; 4 – упорная плита; 5 – автосцепка; 6 – хребтовая балка.*

линеаризованного распределения суммарных эквивалентных напряжений по сечению шва с пиковыми значениями этих напряжений в зонах концентрации напряжений.

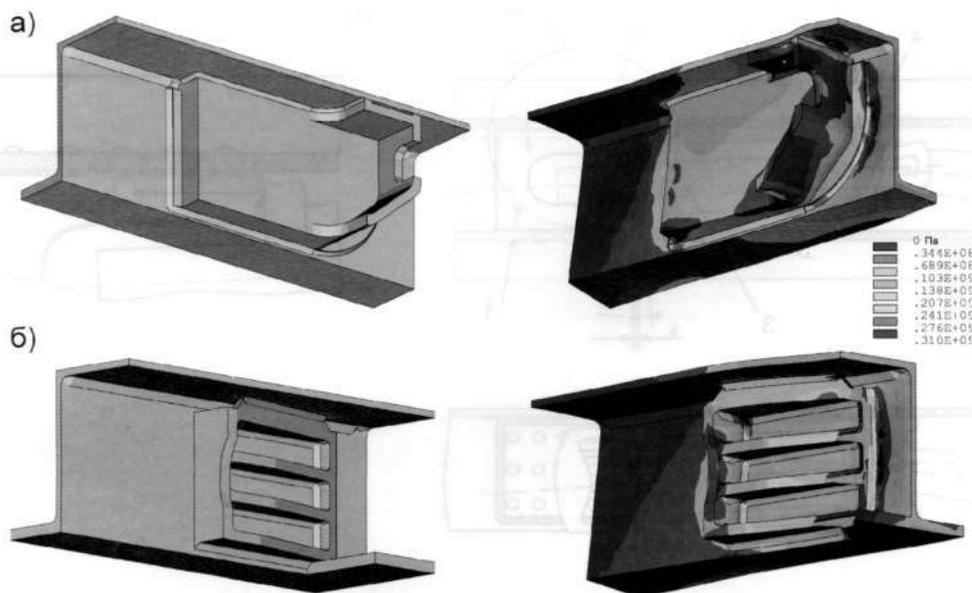
Сравнение полученных заключений о прочности вариантов конструкции упора (рис. 3б) показало, что прочность обоих вариантов конструкции оценивается приблизительно одинаково, при этом прочность варианта разработки ВЛРЗ-НВЦ «Вагоны» оценивается несколько выше, но и размытость этого нечеткого заключения о прочности также несколько выше, чем у варианта разработки УВЗ-ВНИИЖТ.

В целом можно заключить, что оба варианта конструкции имеют приблизительно одинаковую прочность. Однако литая приварная конструкция упора имеет один существенный недостаток, заключающийся в том, что такая конструкция обладает весьма ограниченными возможностями адаптации к различным конструкциям консольных частей подвижного состава. В то же время именно соотношение жесткостей хребтовой балки, элементов шкворневого узла и конструкции упора и определяет нагруженность как консольной части, так и сварных соединений упора. Для решения этого технического противоречия была разработана сварная конструкция упора, причем сортament заготовок элементов этой конструкции для повышения технологичности был заранее ограничен прокатными листами одной толщины (рис. 3а). Ана-

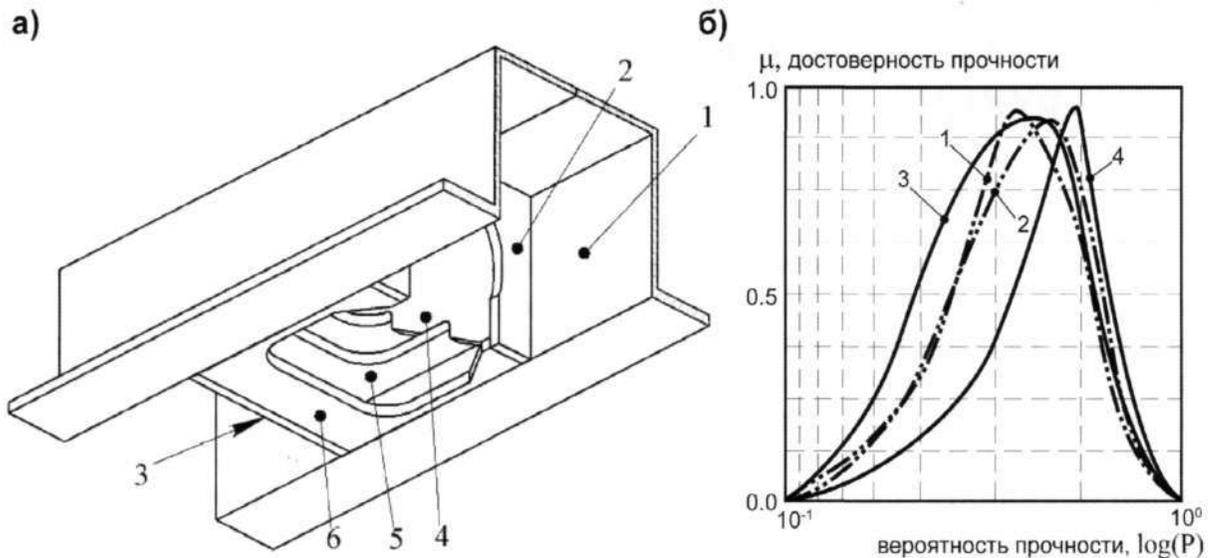
лизируя и сравнивая между собой нечеткое заключение о прочности конструкции такого сварного упора с соответствующими заключениями о прочности конструкций литых приварных упоров, можно заключить, что прочность сварной конструкции приближается к прочности ее литых аналогов, однако остаточные сварочные напряжения вносят существенную неопределенность в оценку ее прочности.

На практике управление (снижение) остаточными сварочными напряжениями осуществляют многообразными способами, к которым относятся: различного вида термообработка сварных соединений внешними источниками тепла, подогрев соединений перед сваркой, интенсивное охлаждение сварочной ванны непосредственно после сварки, поверхностная или объемная пластическая деформация детали или ультразвуковая обработка. Однако все эти способы либо неприменимы в условиях стесненного габаритного пространства при монтаже конструкций, подобных упору автосцепного устройства, либо малоэффективны. Специально для такого рода конструкций авторами был разработан тепловой компенсатор для снижения остаточных напряжений в условиях стесненного габаритного пространства.

Конструкция теплового компенсатора представляет собой тепловую трубу с рабочим телом, в качестве которого может быть использовано любое вещество с температурой фазовых превращений жидкость – пар



**Рисунок 2 – Конструкции упоров и их напряженно-деформированное состояние:**  
 а – вариант разработки УВЗ-ВНИИЖТ; б – вариант разработки ВЛРЗ-НВЦ «Вагоны».



**Рисунок 3 – Конструкция сварного заднего упора автосцепного устройства (а):**

1 – хребтовая балка; 2 – опорная стенка; 3 – задняя стенка; 4 – боковая стенка; 5 – U-образные ребра жесткости; 6 – Ω-образное ребро жесткости;

**И сравнение заключений о прочности различных вариантов конструкции упора (б):**

1 – вариант «УВЗ»; 2 – вариант «НВЦ»; 3 – сварной вариант; 4 – сварной вариант с использованием при сварке теплового компенсатора.

в диапазоне 200–500°С, например бромид сурьмы IV. Такая конструкция обладает очень высокой эффективной теплопроводностью и изотермичностью поверхности при низком термическом сопротивлении. Форма тепловой трубы в плане повторяет очертания оси сварного шва таким образом, чтобы, будучи приложена к одной из соединяемых сваркой деталей, оболочка располагалась параллельно к оси сварного шва и частью своей внешней поверхности плотно контактировала с соединяемыми деталями на всем его протяжении. Таким образом, при наличии теплового контакта с зоной сварного шва устройство может отбирать избыточную тепловую энергию из зоны сварочной ванны и равномерно распределять ее вдоль

сварного шва, осуществляя тем самым предварительный нагрев деталей и подогрев уже сформированного сварного шва для обеспечения релаксации остаточных сварочных напряжений.

Сравнительный расчетный анализ прочности конструкций упоров с использованием теплового компенсатора показал, что при равных уровнях достоверности вероятности прочности конструкции упора, при сборке и монтаже которого был использован тепловой компенсатор, выше, чем у эталонной конструкции. Из этого можно сделать вывод, что использование теплового компенсатора позволяет повысить прочность сварной конструкции упора по критерию усталостной прочности сварных соединений.

## Литература

1. Соколов А.М. Метод синтеза нечетких моделей прочности для совершенствования соединений элементов конструкций подвижного состава. - СПб.: ООО «Издательство «ОМ-Пресс», 2006. - 208 с.

2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). - М.: ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1996.

## МЕТОДОЛОГИЯ СИНТЕЗА НЕЧЕТКИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

**Предложен метод синтеза нечетких моделей прочности, основанный на теории нечетких множеств и позволяющий совершенствовать прочность и надежность конструкций подвижного состава с учетом стохастических, лингвистических, информационных неопределенностей параметров моделей, а также неопределенной релевантности моделей прочности. Показано, что применение этого метода позволяет более гибко оценивать прочность конструкций экипажей, а также повышать адекватность оценок прочности за счет активного снижения их неопределенности.**

Для повышения конкурентоспособности железнодорожных перевозок в условиях современных рыночных отношений необходимо всестороннее ресурсосбережение, в том числе и повышение надежности подвижного состава. Однако дальнейшее совершенствование конструкций подвижного состава требует учета множества неопределенных факторов, начиная от неточно известных параметров конструкций, условий эксплуатации и заканчивая неопределенной релевантностью моделей, используемых для оценки прочности и надежности. Используемый в настоящее время аппарат теории вероятности не вполне отвечает предъявляемым требованиям и не позволяет учесть в оценке прочности такие виды неопределенности, как лингвистическую и информационную, а также не позволяет учесть неопределенную релевантность моделей прочности.

Для решения этой проблемы на основе теории нечетких множеств был разработан метод синтеза нечетких моделей прочности (fuzzy durability models synthesis method, FDMS-метод) [1], задачей которого является получение оценки функциональных показателей конструкции экипажа или заключения о его прочности, с учетом неопределенностей исходных данных и релевантности описаний моделей (рис. 1). Основной информационной единицей метода в общем случае, является нечеткая случайная переменная. Основные достоинства FDMS-метода, выгодно отличающие его от детерминированного и вероятностного подхода в решении задач совершенствования конструкций подвижного состава:

- метод позволяет учитывать стохастическую, лингвистическую и информационную неопределенность параметров моделей, а также неопределенностью релевантность моделей прочности;
- результаты моделирования нескольких различных моделей используются для формирования компромиссного заключения о прочности экипажа;
- FDMS-метод позволяет активно управлять информационной неопределенностью моделей и их параметров за счет их адаптации с учетом дополнительных объективных и субъективных данных;
- предлагаемый метод в наиболее распространенных случаях требует меньше вычислительных ресурсов по сравнению с вероятностным подходом.

В общем случае FDMS-метод состоит из трех основных частей – аналитической, синтетической и резюмирующей и одной дополнительной – адаптирующей части.

Основной задачей аналитической части метода является формирование обобщенной модели предметной области моделирования прочности и раскрытие вариантов ее реализации для конкретной конструкции. Обобщенная модель формируется с использованием парадигм унифицированного языка моделирования UML и состоит из двух основных частей: описания прецедентов потери прочности конструкцией и специфицирования элементарных факторов прочности, описывающих прецеденты, которые соответственно реализуются UML-диаграммами прецедентов и классов. При описании прецедентов потери прочности граф прецедентов формируется от критериев про-

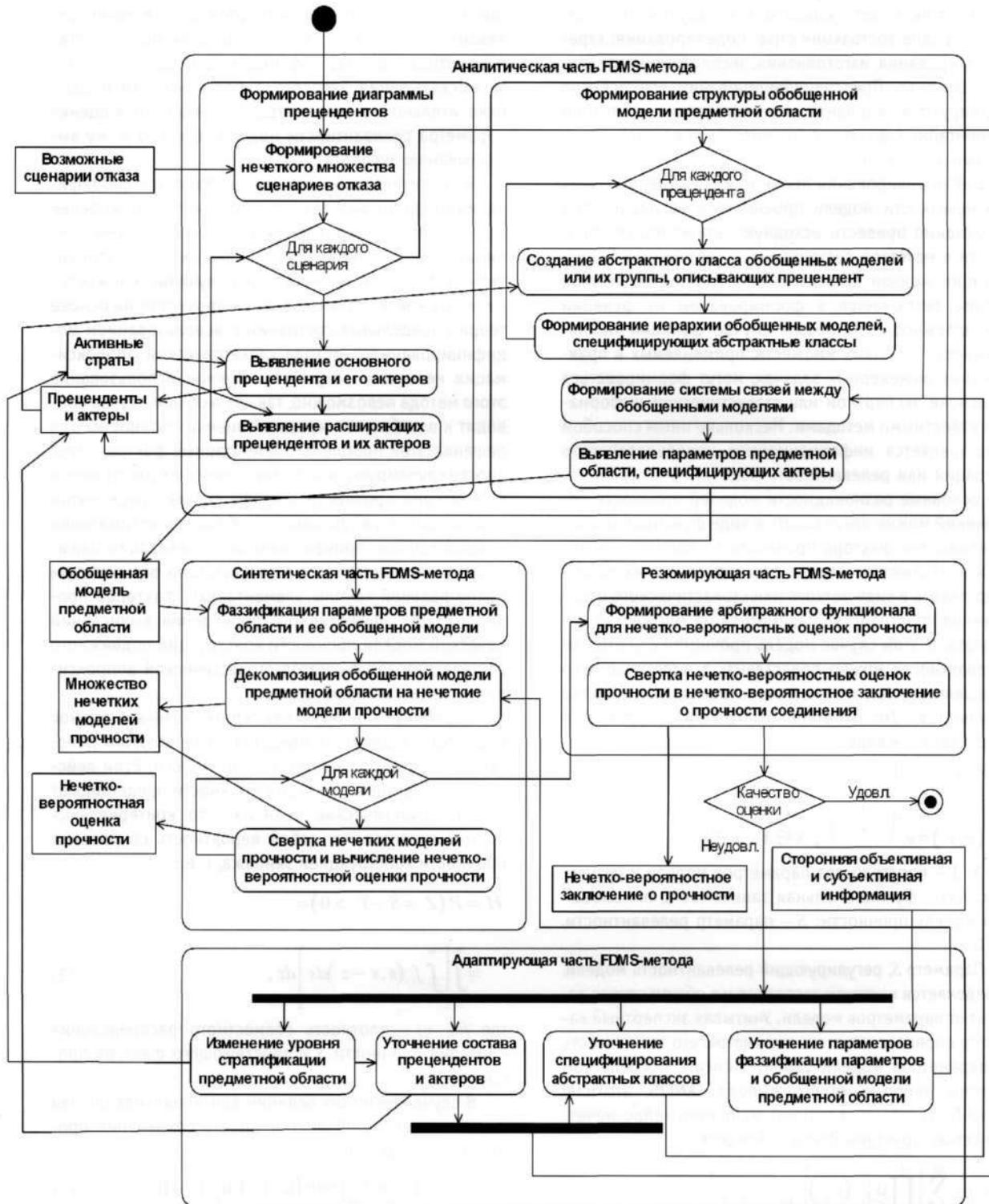


Рисунок 1 – Обобщенная UML-диаграмма деятельности при реализации FDMS-метода



чности и включает сущности, используемые на принятом уровне абстракции страт моделирования: страт проектирования, изготовления, эксплуатации, контроля и ремонта. При специфицировании прецедентов формируются варианты математических описаний элементарных факторов прочности, представляющих данный прецедент.

Для моделирования прочности соединений с учетом нечеткости модели прочности и ее параметров необходимо привести исходную четкую модель прочности в нечеткое состояние, т. е. выполнить фаззификацию модели. Определение нечетких параметров модели заключается в формировании их функции принадлежности. В общем случае функции принадлежности нечетких множеств, применяемых в практических инженерных задачах, могут формироваться на основе экспертной или статистической информации известными методами. Несколько иным способом представляется информационная неопределенность операций или релевантность моделей. Учитывая, что все основные разновидности моделей прочности соединений можно представить в виде функциональных зависимостей фактора прочности от параметров модели и параметров метода ее вычисления, их можно представить в виде четкого или стохастического отображения пространства параметров на множество результата. В этом случае модель прочности с учетом ее релевантности можно представить в виде нечеткого отношения пространства параметров и пространства результатов. Это нечеткое отношение предлагается представлять в виде:

$$F: X \times Y \rightarrow [0, 1];$$

$$\mu_F(x, y) = e^{-\left(\frac{y-f(x)}{s}\right)^2}, \quad x \in X, y \in Y, \quad (1)$$

где  $X, Y$  – пространства параметров модели и результата;  $f(x)$  – функциональная зависимость, описывающая модель прочности;  $S$  – параметр релевантности,  $S \in (0, \infty]$ .

Параметр  $S$ , регулирующий релевантность модели, определяется мнением экспертов и в общем случае зависит от параметров модели. Учитывая экспертный характер определения этого параметра, его зависимость от параметров модели удобно описать посредством системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS, artificial neuro-fuzzy inference system), например нейро-нечеткой сетью структуры Ванга – Менделя:

$$s(x) = \sum_{k=1}^M \left[ \prod_{j=1}^d \mu_{A_k}^j(x_j) \right] \frac{1}{\sum_{k=1}^M \frac{1}{s_k} \left[ \prod_{j=1}^d \mu_{A_k}^j(x_j) \right]};$$

$$x = \{x_{12}, x, \dots, x_d\}, \quad (2)$$

где  $M$  – число мнений экспертов относительно релевантности модели;  $d$  – размерность пространства параметров;  $\mu_{A_k}^j(x)$  – функция принадлежности  $k$ -го высказывания эксперта о релевантности модели относительно  $j$ -го параметра;  $s_k$  – экспертная оценка параметра релевантности модели согласно  $k$ -му высказыванию эксперта.

В синтетической части осуществляется фаззификация предметной области, синтез нечетких моделей прочности рассматриваемой конструкции путем комбинирования математических реализаций элементарных факторов прочности и получение множества нечетких критериальных оценок прочности на основе теории предельных состояний с использованием модифицированного метода стохастической аппроксимации нечеткого результата. Прямое использование этого метода невозможно, так как в общем случае приводит к ослаблению нечеткой оценки прочности. Для решения этой проблемы элементарные факторы прочности группируются в соответствии с их расстоянием от критерия прочности в графе связей прецедентов и проводится рекурсивная глобальная оптимизация каждой группы, причем границы оптимизации ближней группы определяются результатами оптимизации более дальней группы элементарных факторов прочности. Для эффективного проведения вычислений нечеткой модели прочности конструкций подвижного состава разработан метод стохастической аппроксимации нечеткого результата.

Формулировка нечетких критериальных оценок прочности зависит от представления величин действующего фактора и критерия прочности. Если действующий фактор и критерий прочности представляют собой стохастические величины, то критериальная оценка представляет собой вероятность сохранения прочности конструкцией экипажа, т. е.:

$$H = P(Z = S - Y > 0) =$$

$$= \int_0^{\infty} \left[ \int_{-\infty}^{\infty} f(s, s-z) dz \right] ds, \quad (3)$$

где  $f(s, y)$  – плотность совместного распределения критерия прочности  $S$  и действующего фактора прочности  $Y$ .

В случае нечетких величин критериальная оценка представляет собой достоверность сохранения прочности конструкцией

$$A = \max_{s-y>0} [\min(\mu_{\tilde{S}}(s), \mu_{\tilde{Y}}(y))], \quad (4)$$

где  $\mu_{\tilde{S}}(s), \mu_{\tilde{Y}}(y)$  – функции принадлежности нечетких величин  $\tilde{S}$  и  $\tilde{Y}$ .

Когда критерий прочности и действующий фактор представляют собой нечеткие стохастические вели-



чины, они описываются нечеткими распределениями вероятности, которые представляют собой нечеткие отношения:

$$\begin{aligned} F_Y : Y \rightarrow P_Y &\rightarrow [0,1]; \\ F_S : S \rightarrow P_S &\rightarrow [0,1]; \\ F_Y (y_0) = \tilde{P} (Y \leq y_0); \\ F_S (s_0) = \tilde{P} (S \leq s_0), \end{aligned} \quad (5)$$

В этом случае критериальная оценка прочности, которая представляет собой нечеткую вероятность сохранения прочности конструкцией экипажа, выражается как:

$$\begin{aligned} \tilde{H} &= \max_{\int_D f(s,y) dD} \{ \min(\mu_f(s,y), \mu_z(s,y)) \}; \\ D &= \{ (s,y) : Z(s,y) \geq 0 \}, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\mu_f(s,y)$ ,  $\mu_z(s,y)$  – функции принадлежности нечеткой совместной плотности распределения критерия и фактора прочности, а также границы полуплоскости, определяющей область сохранения прочности соединением.

В резюмирующей части осуществляется сведение полученных ранее оценок в нечетко-вероятностное заключение о прочности с использованием некоторого арбитражного функционала, задачей которого является формирование «компромиссного» заключения  $\tilde{H}$ , например, исходя из принципа минимального риска

$$\mu_{\tilde{H}}(p) = \begin{cases} \min(\{\mu_{\tilde{H}}(p)\}, \{A\}), & P \leq \min\{H\} \\ 0, & P > \min\{H\} \end{cases} \quad (7)$$

где  $\{\mu_{\tilde{H}}(p)\}, \{A\}, \{H\}$  – множества нечетко-вероятностных, нечетких и вероятностных критериальных оценок.

Нечетко-вероятностное заключение о прочности можно интерпретировать как разброс вероятностей прочности конструкции при заданном уровне достоверности параметров и моделей или как достоверность прочности конструкции при заданном уровне вероятности этого события. Сравнение нечетко-вероятностных заключений о прочности между собой осуществляется известными методами сравнения нечетких величин.

Учитывая тот факт, что моделям прочности присуща та или иная степень информационной неопределенности, полученные значения элементарных факторов, критериальные оценки прочности или заключение о прочности могут расходиться с наблюдаемым в действительности положением дел. В этом случае реализуется адаптирующая часть FDMS-метода, в которой посредством минимизации некоторого

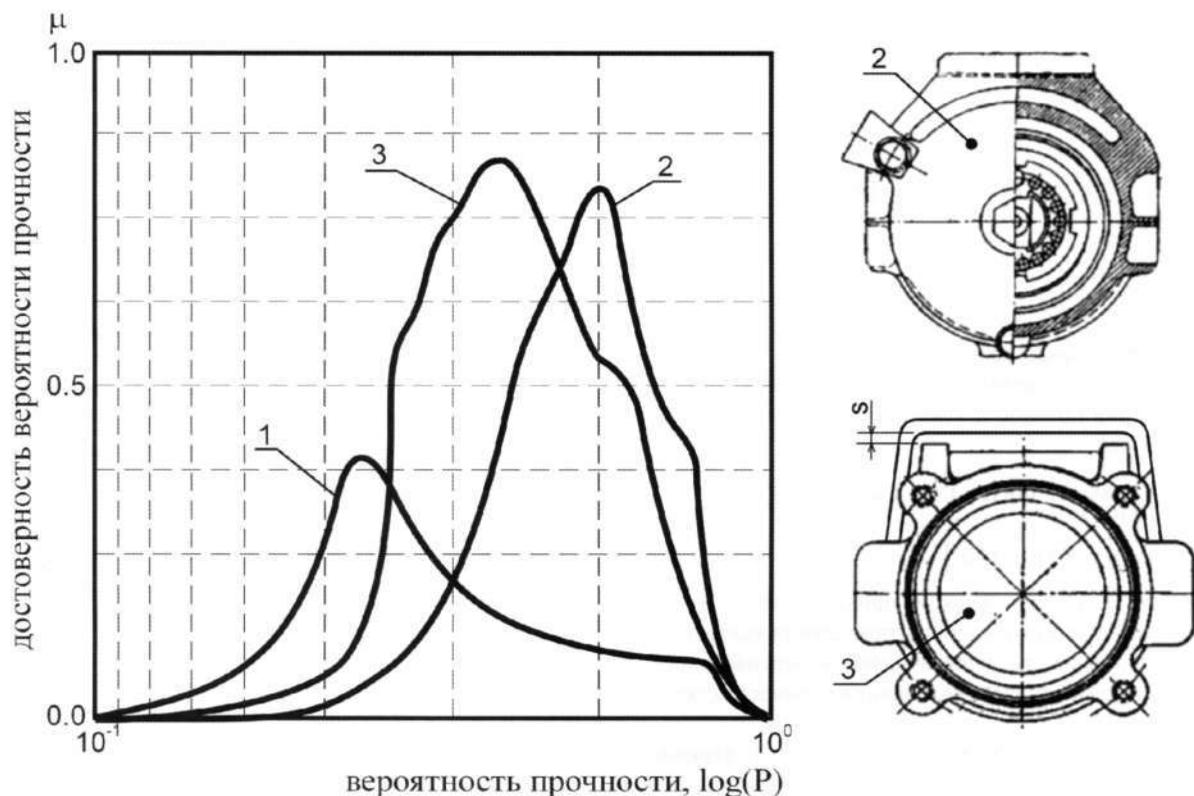
критерия согласия обобщенной модели предметной области моделирования прочности уменьшается степень информационной неопределенности параметров и моделей с учетом фактически имеющейся сторонней объективной и субъективной информации. В общем случае критерий согласия должен показывать, насколько оцениваемый элементарный фактор противоречит другому такому же фактору, полученному с использованием другой модели, или сторонним данным об этом факторе, например: данным эксперимента или объективным и субъективным данным эксплуатации. В рассматриваемом методе предлагается использовать критерий согласия, базирующийся на измерении энтропии  $d$  оцениваемых величин, основанной на расстоянии Хемминга между нечетким множеством объединенной оценки и ее дополнением

$$\begin{cases} \int_{-\infty}^{\infty} \mu_{\tilde{F}_1 \cap \tilde{F}_2}(\mathbf{p}) \rightarrow \max \\ \int_{-\infty}^{\infty} \mu_{\tilde{F}_1 \cup \tilde{F}_2}(\mathbf{p}) \rightarrow \min \\ d(\tilde{F}_1 \cup \tilde{F}_2) \rightarrow \min \end{cases} \quad x \rightarrow x^* \quad (8)$$

где  $\tilde{F}_1, \tilde{F}_2$  – противоречащие друг другу нечеткие оценки;  $\mathbf{p}$  – вектор параметров модели прочности;  $x, x^*$  – вектор параметров управления информационной неопределенностью и их адаптированные значения.

Разработанный FDMS-метод был использован для совершенствования существующей конструкции корпуса буксы, которая в эксплуатации лидирует в перечне причин внеплановой отцепки подвижного состава в текущий ремонт. В качестве варианта модернизации корпуса буксы была принята конструкция разработки ВНИИЖТ, которая реализует арочное нагружение подшипника и имеет развитую верхнюю контактную поверхность, что должно способствовать снижению контактного давления в опорном соединении буксового проема. Второй вариант модернизации, разработанный автором, представляет собой адаптер, устанавливаемый на типовую буксу и реализующий подобие арочного нагружения подшипника, как у варианта ВНИИЖТа, передавая нагрузки, близкие по величине к статическим, на боковые ребра жесткости буксы. При увеличении нагрузок замыкается зазор  $s$  между нижней поверхностью верхней полки адаптера и верхней поверхностью корпуса буксы, и часть нагрузок передается по силовой схеме типовой буксы.

Для обеих модификаций была проведена оценка прочности с использованием FDMS-метода и получены заключения о прочности таких конструкций. Оценка проводилась по предельному износу опорных поверхностей верхнего свода буксы и по усталостной прочности поверхностей качения колец буксового подшипника.



**Рисунок 2 – Сравнение вариантов модификации конструкции корпуса буксы по заключениям о прочности: 1 – типовая букса; 2 – букса ВНИИЖТ; 3 – букса с адаптером.**

Из анализа заключений о прочности вариантов конструкции корпуса буксы можно сделать вывод, что варианты модификации ВНИИЖТ и адаптер имеют более вероятную и достоверную прочность по сравнению с оригинальным вариантом конструкции (рис. 2). Таким образом, FDMS-метод позволяет оценивать прочность конструкций подвижного состава с

учетом не только стохастической, но и других видов неопределенности, а также активно управлять этой неопределенностью, добиваясь ее снижения. Эти особенности FDMS-метода позволяют более гибко совершенствовать конструкции подвижного состава и тем самым дальше повышать его надежность и прочность.

## Литература

1. Соколов А.М. Метод синтеза нечетких моделей прочности для совершенствования соединений элементов конструкций подвижного состава. - СПб.: 000 «Издательство «ОМ-Пресс», 2006. - 208 с.



## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ТЕПЛОВОЙ ДЕФОРМАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РЕМОНТЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

**Использование современного программного обеспечения для расчета параметров индукционных нагревателей позволяет оптимизировать конструкцию индукторов и выбрать режимы работы. Расчеты с помощью программы ELCUT дают возможность получить наглядную картину протекания тепловых процессов и деформаций при индукционном нагреве детали.**

Процесс индукционного нагрева стальных деталей описывается системой дифференциальных уравнений Максвелла и Фурье для электромагнитного и температурного полей [1]. Решение этой системы уравнений возможно только численными методами, основанными на замене дифференциальных уравнений разностными соотношениями. Численные методы позволяют получить весьма точные решения, но для расчета индукционного нагрева они крайне громоздки.

С энергетической точки зрения индукционный нагрев достаточно полно характеризуется двумя параметрами: значением удельной мощности и временем нагрева. Величина удельной мощности обуславливает скорость нагрева детали. Время нагрева позволяет установить общее количество энергии, переданное детали, а следовательно, и достигнутую температуру. Необходимо принимать во внимание частоту тока, при которой ведется нагрев, так как это определяет глубину слоя, в котором происходит выделение тепла. Но в каждом устройстве существуют особенности, не учитываемые обобщенными методами расчета. Поэтому приходится адаптировать тот или иной метод расчета к специфическим условиям. Так, при нагреве деталей под прессовую посадку необходимо учитывать зависимость магнитной проницаемости от удельной мощности и частоты. Это обусловлено тем, что мощность, передаваемая в нагреваемую деталь, для исключения перегрева поверхностного слоя ограничивается до температур, при которых происходит изменение свойств стали. Магнитная проницаемость и, как следствие, все параметры системы «индуктор – деталь» в значительной степени зависят от величины удельной мощности нагрева. Учет этих зависимостей позволяет произвести достаточно точный расчет параметров индукционного нагревателя для получения необходимого распределения температур в нагреваемой детали.

Во всех методах расчета сначала определяется удельная мощность, исходя из требований на распределение температуры по глубине объекта нагрева. Например, распределение температуры по сечению цилиндра  $T = f(r; t)$  может быть получено из решения уравнения теплопроводности [1, 2]

$$\frac{\partial T}{\partial t} - a \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial T}{\partial R} \right) = \frac{a}{\lambda} \cdot W, \quad (1)$$

где  $W$  – объемная плотность источников тепла, распределенных в активном слое  $\xi$ , Вт/м<sup>3</sup>;

$a = \lambda / (\rho \cdot c)$  – температуропроводность, м<sup>2</sup>/Сс;

$\lambda$  – теплопроводность, Вт/м·Сс;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$c$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг·Сс);

$T$  – температура, Сс;

$R$  – переменный радиус, м;

$t$  – время, с.

Объемную плотность источников тепла выразим через удельную мощность  $P_0$

$$W = \frac{P_0 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_2}{\pi \cdot [R_2^2 - (R_2 - \xi)^2]} = \frac{P_0}{\xi} \cdot \frac{2 \cdot R_2}{2 \cdot R_2 - \xi} = \frac{P_0}{\xi} \cdot \frac{2}{2 - \xi / R_2} = \frac{P_0}{\xi} \cdot \frac{2}{1 + \alpha}, \quad (2)$$

где  $R_2$  – радиус цилиндра;

$\alpha = 1 - \xi / R_2$  – относительная глубина активного слоя;

$\xi$  – глубина активного слоя.

При ярко выраженном поверхностном эффекте глубина активного слоя примерно равна глубине проникновения тока  $\Delta$ .

Решением уравнения (1) будет [2]

$$T = 2 \cdot \frac{P_0 \cdot R_2}{\lambda} \cdot [t + S(\alpha, \beta, \tau)], \quad (3)$$

где  $\beta = 1 - x / R_2$  – относительная координата;

$\tau = at / R_2^2$  – критерий Фурье;

$$S(\alpha, \beta, \tau) = -\frac{2 \cdot \alpha}{1 - \alpha^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(v_n \alpha)}{v_n^3 \cdot [J_0(v_n)]^2} \cdot J_0(v_n \beta) \cdot (1 - e^{-v_n^2 \tau}) \quad (4)$$

Здесь  $v_n$  – корни уравнения  $J_1(v_n) = 0$ ;  $J_0$  и  $J_1$  – функции Бесселя первого рода, нулевого и первого порядков. Значения  $v_n$ , а также  $J_0(v_n)$  и  $J_1(v_n)$  содержатся в таблицах [3]. Значения  $S(\alpha, \beta, \tau)$  приводятся в [2].

Время нагрева и удельная мощность определяются по формулам:

$$\frac{T_0}{T_k} = \frac{\tau + S(\alpha, 1, \tau)}{\tau + S(\alpha, \beta_k, \tau)} = f(t);$$

$$P_0 = \frac{\lambda \cdot T_0}{2 \cdot R_2 \cdot [\tau + S(\alpha, 1, \tau)]} \quad (5)$$

где  $S(\alpha, 1, \tau)$  – значение функции  $S$  при  $x=0$  ( $\beta=1$ );

$S(\alpha, \beta_k, \tau)$  – значение функции  $S$  при  $x=x_k$  ( $\beta=\beta_k$ ).

Для  $T_0 = 100^\circ\text{C}$  и  $t = 50$  с получим  $P_0 = 1,64 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$ . Например, для расчета нагрева внутреннего кольца подшипника буксы колесной пары на оси (рис. 1) задано:  $R_2 = 0,075 \text{ м}$ ; (цилиндр из стали ШХ15СГ);  $\lambda = 31 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , [4];  $\zeta = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ , [4];  $c = 480 \text{ Дж/кг}\cdot\text{С}$ , [4];  $\xi \approx \Delta = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ ;  $\alpha = 2,23 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\alpha = 0,99$ ;  $\beta_k = 0,8$ ;  $\tau = 0,004 \cdot t$ ; начальная температура  $0^\circ\text{C}$ .

Зависимости изменения температуры от времени и распределение ее по глубине нагреваемой детали (в предположении, что на границе соприкосновения кольца и оси контактное термическое сопротивление равно нулю) представлены на рис. 2.

Практически соприкосновение поверхностей двух твердых тел происходит в отдельных точках и характеризуется неравенством температур на границе раздела [5].

Распределения температуры с учетом реального значения контактного термического сопротивления между деталями представляет собой отдельную расчетную задачу. Расчет изменения температуры поверхности кольца во времени производится по вышеизложенной методике. Для расчета изменения температуры внутренней поверхности кольца и поверхности оси воспользуемся решением уравнения теплопроводности для цилиндрической многослой-

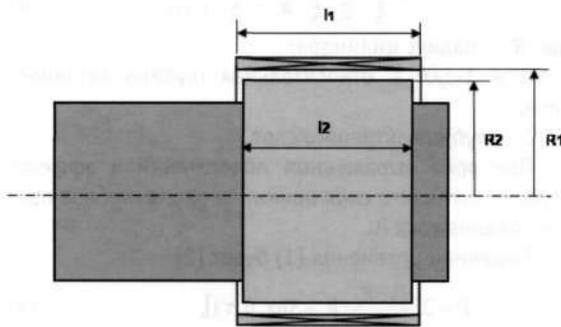


Рисунок 1 — Букса колесной пары

ной стенки при граничных условиях первого рода [6]. Температура на границе любых двух слоев определяется выражением

$$t_{CT(k+1)} = t_{CT1} - \frac{q}{\pi} \sum_{i=1}^k \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln(d_{i+1} / d_i), \quad (6)$$

где  $q$  – линейная плотность теплового потока, Вт/м.

В соответствии с приведенным выражением зависимость температуры наружной поверхности кольца ( $t_{CT,1}$ ), внутренней поверхности кольца ( $t_{CT,2}$ ) и поверхности вала ( $t_{CT,3}$ ) от времени будет иметь вид, представленный на рисунке 3.

Использование для расчета параметров индукционных нагревателей современного программного обеспечения позволяет оптимизировать конструкцию индуктора, источника питания и подобрать режимы работы. Так, с помощью программы MAXWELL можно рассчитать распределение полей и наведенных токов в системе «индуктор – нагрузка». Кроме того, программа позволяет определить распределение в нагреваемых деталях выделяемой мощности (рис. 4 и 5).

На основе данных о распределении мощности рассчитываются температурные поля в нагреваемой детали по изложенным выше методикам, или можно воспользоваться программами расчета физических полей, такими как MAXWELL или ELCUT.

Использование программы ELCUT позволяет получить наглядную картину протекания тепловых процессов при индукционном нагреве детали.

На рис. 6 показано распределение температуры нагрева относительно окружающей среды сечения подшипникового кольца (удельная мощность  $1,64 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$ , или 7 кВт, время нагрева 30 с).

На рис 7 приведен график изменения температуры на поверхности, в середине и на внутренней поверхности кольца от времени нагрева (по рис.6)

При расчете нагрева кольца на валу предполагается, что контакт между деталями представляет собой слой толщиной  $100 \text{ мкм}$  с изменяющимся коэффициентом теплопроводности. Зависимость коэффициента теплопроводности контактного слоя «кольцо – вал» от температуры изображена на рис. 8.

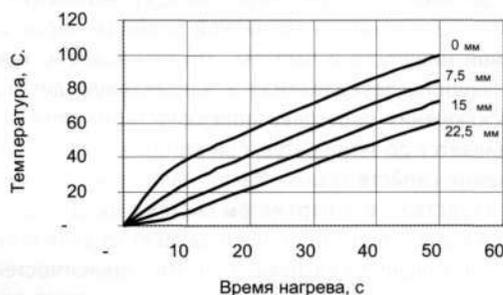


Рисунок 2 – Зависимости изменения температуры от времени

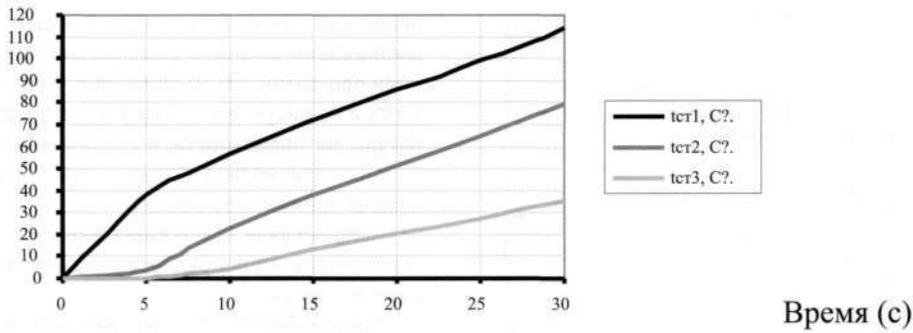


Рисунок 3 — Зависимость температуры наружной поверхности кольца, внутренней поверхности кольца и поверхности вала от времени

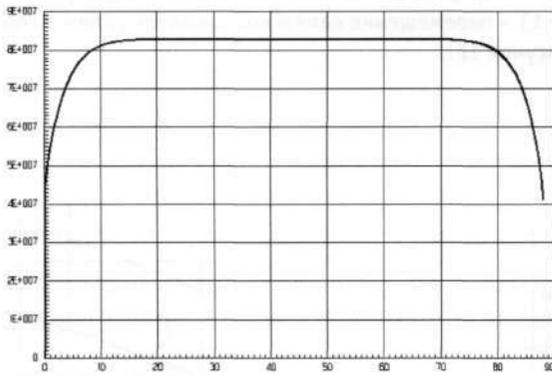


Рисунок 4 – Распределение линейной плотности теплового потока вдоль кольца

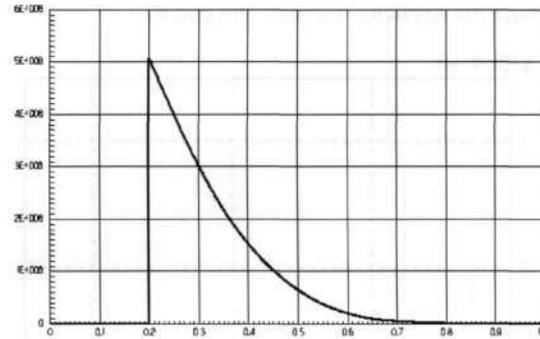
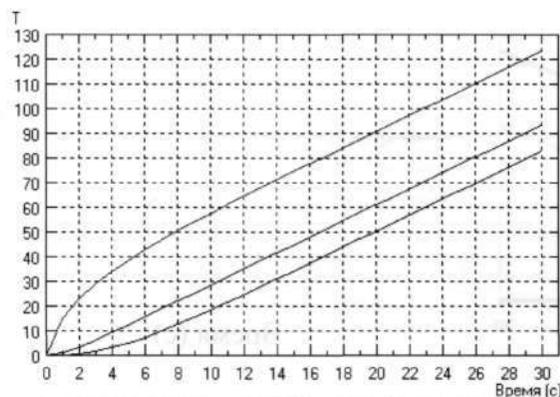


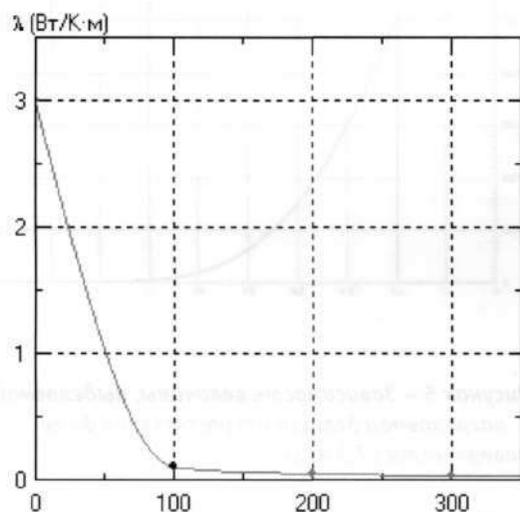
Рисунок 5 – Зависимость величины, выделяемой в нагреваемой детали от расстояния до ее поверхности (7,5 кВт)



Рисунок 6 – Распределение температуры в подшипниковом кольце (без вала)



**Рисунок 7** — График изменения температуры кольца от времени нагрева (по рис.6)

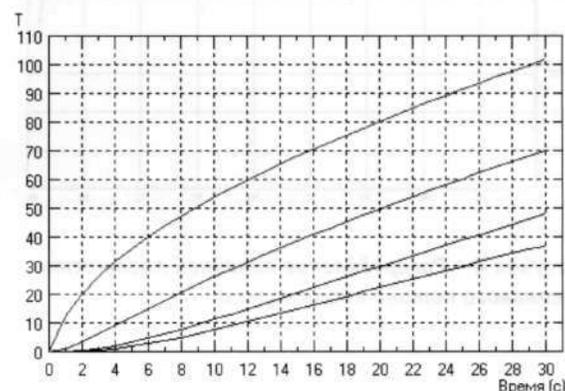


**Рисунок 8** — Зависимость коэффициента теплопроводности контактного слоя «кольцо-вал» от температуры

На рис. 9 приведено распределение температуры перегрева относительно окружающей среды в подшипниковом кольце и вале, рассчитанное с применением программы ELCUT (мощность 7 кВт, время нагрева 30 с), а на рисунке 10 – график распределения температуры на поверхности, в середине и на внутренней поверхности кольца подшипника и на поверхности вала от времени (по рис. 9).

На рисунке 11 показана зависимость изменения температуры вдоль радиуса вала и кольца после 30 с нагрева (по рис. 9).

Программа ELCUT позволяет рассчитать деформации нагреваемых деталей. На рисунке 12 представлена картина деформаций кольца подшипника на валу, соответствующая распределению температуры на рис. 9 (нагрев при постоянной мощности), а на рисунке 13 – перемещение вала и кольца вдоль радиуса (по рисунок 12).



**Рисунок 10** — График распределения температуры на поверхности, в середине и на внутренней поверхности кольца подшипника и на поверхности вала от времени



**Рисунок 9** — Распределение температуры нагрева относительно окружающей среды в подшипниковом кольце и вале



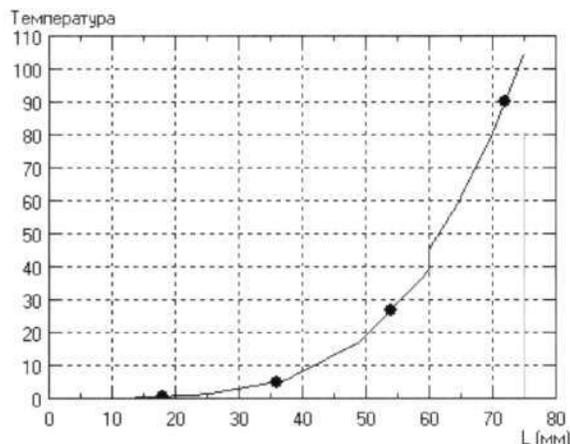


Рисунок 11 – Зависимость изменения температуры вдоль радиуса вала и кольца после 30 с нагрева

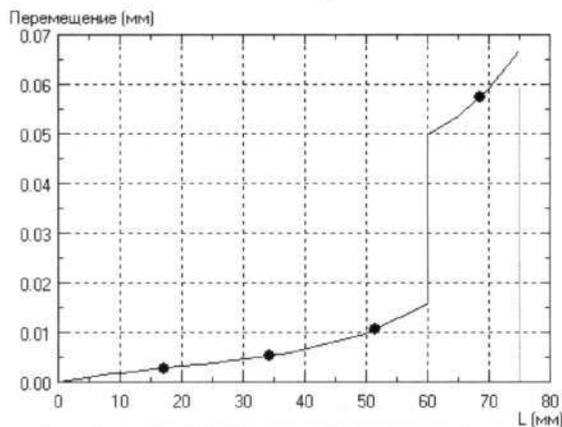


Рисунок 13 – Перемещение вала и кольца вдоль радиуса (по рис.12)

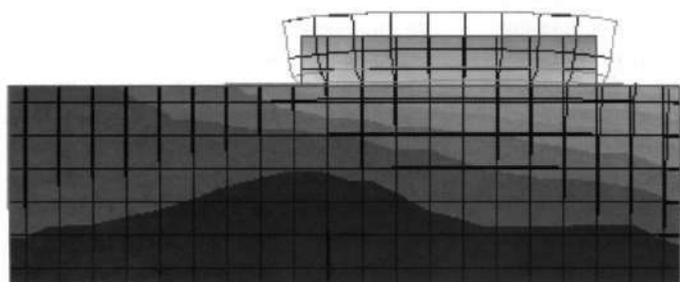
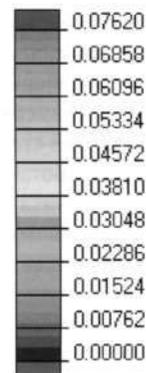


Рисунок 12 – Деформация кольца подшипника на валу, соответствующая распределению температуры на рис.9 (нагрев при постоянной мощности)

Перемещение  
 $\delta$  (мм)



## Выводы

1. Использование современного программного обеспечения для расчета параметров систем индукционного нагрева позволяет оптимизировать конструкцию индуктора, параметры системы «преобразователь – индуктор», подобрать режимы его работы.

2. Изменяя мощность нагрева, время нагрева, геометрию индуктора и другие параметры, можно получить необходимое распределение температуры и требуемую деформацию в нагреваемой детали, необходимую для съема или посадки.

3. Отклонения результатов моделирования от расчетных значений не превышают 5%.

## Литература

1. Павлов Н.А. Инженерные тепловые расчеты индукционных нагревателей. - М.: Энергия, 1978.
2. Установки индукционного нагрева: Учеб. пособие для вузов/ Слухоцкий А. Е., Немков В. С, Павлов Н. А., Бамурер А. В; Под ред. А. Е. Слухоцкого-Л.: Энергоиздат. Ленингр. отделение, 1981.
3. Таблицы бесселевых функций/Люстерник Л. А., Акушский Н. Я., Диткин В. А. - М.: Еостехиздат, 1949.
4. Физические величины: Справочник/ Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. - М.: Энергоиздат, 1991.
5. Попов В. М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. - М.: Энергия, 1971.
6. Алабовский А. Н., Недужий И. А. Техническая термодинамика и теплопередача. - Киев: Выща школа, 1990.

## ПРОТОТИП КОММУНИКАЦИОННОГО МОДУЛЯ БЕСПРОВОДНОЙ ВНУТРИПОЕЗДНОЙ СЕТИ СВЯЗИ

**В Уральском государственном университете путей сообщения ведется разработка внутрипоездной самоорганизующейся беспроводной сети передачи данных [1, 2]. Сеть строится на основе множества равноправных независимых коммуникационных модулей, каждый из которых обладает ограниченным радиусом действия, достаточным для подключения к ближайшим модулям.**

Ориентирование на небольшие расстояния между модулями основано на возможности использовать широкополосные маломощные радиомодули, для которых не требуется лицензирование частот. К примеру, Bluetooth-трансиверы. Кроме того, в ближайшем будущем получит коммерческое распространение новый широкополосный стандарт передачи данных UWB (Ultra-WideBand), работающий в диапазоне частот от 3 до 10 ГГц, отличающийся прежде всего высокими скоростями передачи данных – до 480 Мбит/с, с радиусом действия до 10 м и более низким энергопотреблением, чем Bluetooth.

Модули объединяются в группы по два-три устройства и в пределах образовавшихся групп выполняют постоянную проверку работоспособности друг друга. Таким образом, контролируется целостность сети. В случае отказа одного из устройств неисправное устройство исключается из сети, а информация об исключенном из сети устройстве посылается на сервер сбора информации сети. Такой способ взаимодействия модулей значительно повышает живучесть сети.

Передача данных во внутрипоездной самоорганизующейся беспроводной сети происходит по цепочке устройств, маршруты передачи данных в которой организуются динамически, в зависимости от загруженности различных участков сети, а также от условий, влияющих на качество радиосигнала между отдельными радиомодулями.

Развертывание подобных сетей на железнодорожном транспорте, в частности в пассажирских поездах, интересно прежде всего тем, что позволяет создать единую информационную сеть пассажирского поезда и при этом практически не требует внесения изменений в конструкцию подвижного состава. В данную сеть могут входить как телеметрические системы (к

примеру, пожарная сигнализация, датчики нагрева букс и т.д.), так и устройства внутрипоездной связи (носимые переговорные устройства – мобильные терминалы), системы видеонаблюдения и т.д. Таким образом, беспроводной модуль может быть встроен как в датчик дыма, так и в осветительные приборы, оконечные блоки громкой связи, устанавливаемые по всему вагону и в каждом отдельном купе. При таком размещении соблюдается и основное требование к взаимному расположению модулей связи – в радиусе до 10 м друг от друга. Кроме того, снимается проблема подключения модулей к системе электропитания вагона.

В настоящее время неизвестно ни одного подобного решения, которое бы применялось на отечественном железнодорожном транспорте.

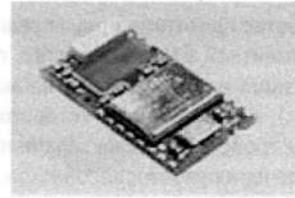
Базовым узлом предлагаемой сети передачи данных является самостоятельный беспроводной модуль связи, к которому предъявляются следующие требования.

- Поддержка минимального набора наиболее распространенных цифровых интерфейсов (проводные – USB, Ethernet и беспроводной – Bluetooth). Выполнение этого требования позволяет использовать модуль в качестве моста между сетью передачи данных и различным цифровым оборудованием. Это может быть карманный компьютер, ноутбук, смартфон, сотовый телефон или промышленное оборудование – терминал спутниковой связи, терминал для работы в сетях Wi-Fi, WiMAX и др., при условии наличия у данного устройства одного из следующих внешних интерфейсов: Ethernet, Bluetooth, USB.
- Возможность установки операционной системы (например, Embedded Linux, Windows CE и др.). Программная функциональность, которую дол-



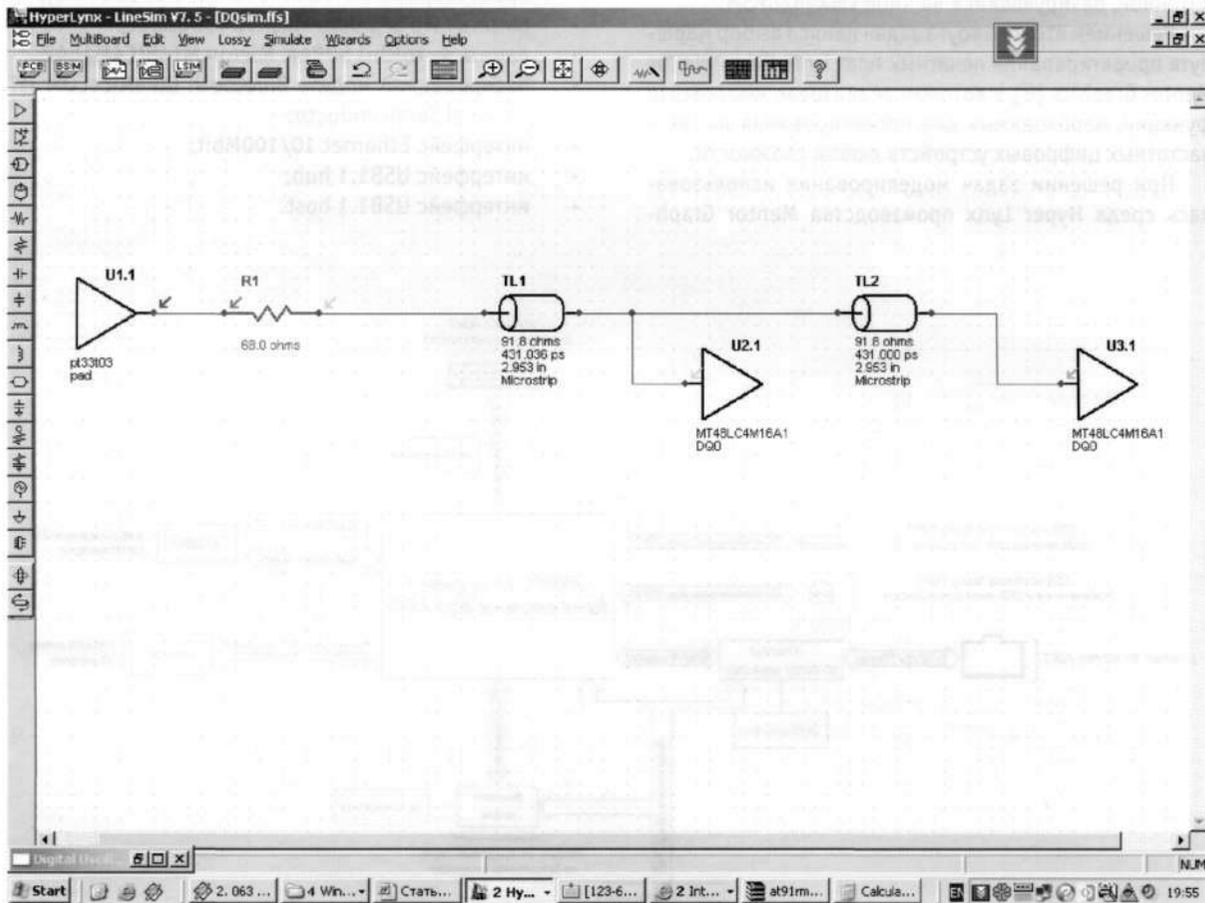
жен предоставлять рассматриваемый модуль, не может быть реализована вне среды, предоставляемой операционной системой, поскольку требуется выполнять множество потоков программного кода, существующих параллельно. Это осуществление низкоуровневого ввода/вывода, управление сетевыми подключениями, проверка целостности сети, обработка данных, которая может осуществляться модулем при выполнении шифрации передаваемых потоков данных и т.д.

Кроме того, операционная система обеспечивает модульность программного обеспечения за счет поддержки многозадачности, что позволяет разрабатывать программное обеспечение в виде отдельных независимых модулей. Еще одно преимущество использования операционной системы состоит в возможности использования большого количества уже разработанных программ. Это драйверы устройств,



**Рисунок 1 – Модуль беспроводной связи стандарта Bluetooth**

криптографические системы, сетевая подсистема, на базе которой можно реализовывать собственные стеки протоколов или использовать встроенные, например стеки протоколов TCP/IP.



**Рисунок 2 – Модель шины адреса интерфейса SDRAM**



При разработке прототипа модуля решались задачи выбора элементной базы устройства, поиска подходящего сквозного маршрута проектирования (схема печатная плата), с применением которого будет разрабатываться устройство, а также задачи моделирования для обеспечения работоспособности высокочастотных узлов устройства.

Решением первого круга задач явился выбор в качестве основы коммуникационного модуля 32-разрядного высокопроизводительного микропроцессора AT91RM9200 производства Atmel [3–7] на базе RISC ядра ARM9, работающего на частоте 180 МГц. Этот микропроцессор обладает достаточной производительностью для функционирования операционной системы класса Linux или Windows CE, а также практически полным набором цифровых интерфейсов, ранее перечисленных в требованиях, за исключением Bluetooth. Для организации Bluetooth интерфейса было найдено готовое решение – модуль BlueNiceCOM III (рис. 1) производства National Semiconductor со встроенной антенной, базирующийся на чипе LMX9820ASM.

Решением второго круга задач явился выбор маршрута проектирования печатных плат Expedition PCB от Mentor Graphics [8], в котором реализован весь спектр функций, необходимых для проектирования высокочастотных цифровых устройств любой сложности.

При решении задач моделирования использовалась среда Hyper Lynx производства Mentor Graph-

ics [8], которая использовалась для моделирования SDRAM – интерфейса [9] с целью обеспечения приемлемого качества передаваемых сигналов.

Моделирование показало, что качество сигнала не теряется при повышении частоты работы SDRAM интерфейса вплоть до 133 МГц (для данного микропроцессора максимально достижимая частота работы SDRAM–интерфейса составляет 90 МГц).

Среда моделирования Hyper Lynx тесно интегрирована с маршрутом проектирования Expedition PCB. Это дает возможность моделирования реальных процессов, происходящих в конкретной плате, и позволяет более точно откорректировать параметры схемы, чем при использовании моделей, построенных на базе эквивалентных схем (рис.), что будет выполнено после завершения работы над разводкой платы, на завершающем этапе проектирования.

Функциональная схема устройства представлена на рис.3. Устройство содержит:

- процессор AT91RM9200 (200 MIPS at 180 Mhz);
- память 4Mb SPI Data Flash AT45DB321C;
- память 4x16Mbit SDRAM Micron MT48LC4M16A2;
- беспроводной модуль Bluetooth BlueNiceCOM III national Semiconducto;
- интерфейс Ethernet 10/100Mbit;
- интерфейс USB1.1 hub;
- интерфейс USB1.1 host.

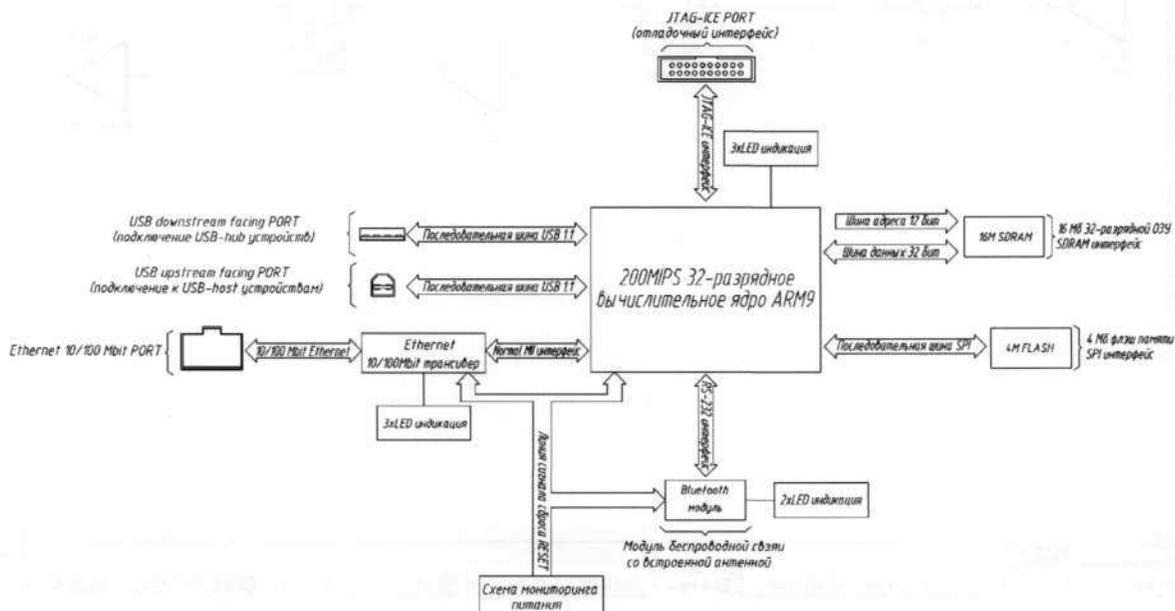


Рисунок 3 – Функциональная схема прототипа коммуникационного модуля



Работа коммуникационного модуля происходит следующим образом. После включения питания схема мониторинга питания ждет стабилизации питающего напряжения. После этого линия #RESET переключается с низкого уровня на высокий. По высокому уровню #RESET процессор запускается на пониженной тактовой частоте, генерируемой собственной схемой фазовой автоподстройки частоты процессора (ФАПЧ) с часовым кварцевым резонатором (процессор AT91RM9200 имеет две отдельные внутренние схемы ФАПЧ). После стабилизации частоты происходит загрузка микропрограммы инициализации из внутренней памяти процессора. Она производит настройку внутренних блоков процессора и переключение на основной режим работы. Затем происходит включение EB1 модуля микропроцессора, отвечающего за организацию интерфейса с SDRAM-памятью, после чего производится загрузка операционной системы из внешней

микросхемы Flash-памяти в SDRAM-память с последующей инициализацией периферийных интерфейсов: USB, Ethernet, COM, Bluetooth.

Данная реализация прототипа коммуникационного беспроводного модуля не претендует на роль законченного решения, пригодного к коммерческому использованию, но призвана создать работоспособный лабораторный образец с минимальным набором цифровых интерфейсов, достаточный для выполнения подключения к современным микропроцессорным системам и собранный на доступной элементной базе, на основе которого можно создать работающую самоорганизующуюся сеть. Соответственно при разработке данного модуля не уделялось внимание минимизации как физических размеров платы, так и энергопотребления. Эти параметры могут быть скорректированы в будущем путем перехода на элементную базу, спроектированную специально для применения в мобильных устройствах.

## Литература

1. RU 2206177, МПК 7 H 04 B 7/26. Бортовая сеть связи подвижного состава/ Волынский Д.Н., Волынская А.В. (RU). - Оpubл. 10.06.2003. Бюл. №-16. - С.566.
2. Волынский Д.Н., Власов Д.А., Волынская А.В. Результаты лабораторных испытаний элементов бортовой сети связи поезда нового поколения // СВЯЗЬ-ПРОМ 2004: Научные труды международной научно-практической конференции. - Екатеринбург, 2004. - С. 625.
3. [www.arm.com](http://www.arm.com).
4. ARM-920 T: Technical reference manual/ ARM Limited, 2001.
5. ARM-9 TDMI: Technical reference manual/ARM Limited, 2001.
6. [www.atmel.com](http://www.atmel.com).
7. AT91RM9200 ARM920-T based microcontroller: Technical reference / Atmel Corporation, May 2006. - Rev. 1768F-ATARM.
8. [www.mentor.com](http://www.mentor.com).
9. Design Guidelines: Intel® IXP42X Product Line of Network Processors and IXC1100 Control Plane Processor/ Intel Corporation, June 2004. - Document number 252817-006.

## НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ОБОЛОЧКИ ПОКРЫТИЯ НАД ЗДАНИЕМ ШКОЛЫ ФИГУРНОГО КАТАНИЯ «ЛОКОМОТИВ» НА ОСНОВЕ КОНЕЧНЫХ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ И ТРЕУГОЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

**В 70-80 гг. годах прошлого века в нашей стране было развернуто широкое строительство зданий и сооружений с покрытиями в виде пологих сборных железобетонных оболочек. Многие объекты основной и подсобно-вспомогательной деятельности железных дорог - вокзалы, спортивные и культурно-развлекательные сооружения - были построены с применением таких покрытий. Независимо от своего функционального назначения, все они являются необходимым звеном в стабильной работе железных дорог. От их надежной эксплуатации зависит безопасность людей. На сегодняшний день эти здания находятся в эксплуатации более 20-30 лет, за эти годы практика проектирования, строительства и эксплуатации пологих железобетонных оболочек пока еще не получила исчерпывающих данных о долговечности таких сооружений.**

Известно, что возраст железобетона зависит от условий, в которых работают конструкции. В среднем он составляет 60 лет, но при наличии агрессивной среды может быть снижен в 2-3 раза, поэтому очень важна оценка надежности конструктивного решения и технического состояния старых зданий. Особенно важным это становится в условиях участвовавших в последние годы катастроф с оболочками покрытия над спортивными и общественными зданиями: обрушение аквапарка в Ясенево, Басманного рынка, покрытия над плавательным бассейном в г. Чусовом. Обследование старых зданий сооружений позволит дать заключение о возможности дальнейшей эксплуатации объектов и накопить необходимые знания и представления о действительной работе железобетонных пространственных конструкций не только в упругой стадии, но и для упругопластической стадии работы.

В процессе обследования железобетонных оболочек возникает проблема выбора метода для вычисления внутренних усилий, характеризующих напряженно-деформированное состояние оболочки. Одним из наиболее распространенных и общепринятых является метод конечных элементов (МКЭ). Этот метод за 40 лет своего существования получил широкое распространение в различных областях машиностроения и строительства, особенно в металлических конструкциях. Однако применительно к железобетону МКЭ обладает крупными недостатками, ограничивающими

его применение. Конечные элементы, используемые в этом методе, дают результаты только для центральной точки элемента, не учитывают возможность концентрации напряжений, вместо предсказания трещин на границах элемента предусматриваются жесткие, неизменяемые контуры.

Таким образом, метод конечных элементов можно применять для расчета железобетонной конструкции, работающей в упругой стадии, т. е. при нагрузке всего 15-25% от разрушающей. При наличии сквозных трещин в конструкции, т.е. для упругопластической стадии работы, возникает проблема достоверности применения этого метода.

Материал, накопленный сотрудниками кафедры «СК и СП» (УрГУПС) за 20 лет наблюдений за состоянием железобетонной оболочки над зданием школы фигурного катания «Локомотив» – объекта подсобно-вспомогательной деятельности Свердловской железной дороги, позволил произвести попытку приспособить метод конечных элементов к обследованию оболочек.

Объект исследования – железобетонная оболочка покрытия – запроектирована по поверхности положительной гауссовой кривизны на прямоугольном плане 66 x 36 м с максимальной высотой 13,520 м (рис. 1). Она представляет собой выпуклый многогранник, вписанный в тороидальную поверхность с участком положительной гауссовой кривизны. Оболочка собрана



из 166 сборных ребристых железобетонных плит, по краям она опирается на контурные диафрагмы в виде криволинейных неразрезных балок. Криволинейные балки опираются на железобетонные колонны разной высоты с шагом 6 м. Угловые зоны оболочки усилены против главных растягивающих усилий стержневой арматурой, которая закрыта бетоном, так называемой набетонкой.

На первом этапе работы выполнен статический расчет оболочки методом конечных элементов с использованием программного комплекса «Ли́ра», версия 9.2 [1]. При этом рассмотрено 2 варианта построения расчетной схемы оболочки.

1 вариант – традиционное построение расчетной схемы с применением прямоугольных конечных элементов (КЭ) по всей поверхности оболочки (рис. 2а).

2 вариант – построение расчетной схемы с применением прямоугольных конечных элементов (КЭ) в центральной части оболочки и треугольных КЭ в угловых зонах (рис. 2б). Выбор такой сетки продиктован необходимостью учесть концентрацию напряжений в угловых зонах при образовании главных трещин, направленных по биссектрисам углов, независимо от соотношения сторон оболочки в плане.

Таким образом, конструкция оболочки представлена в каждом из вариантов в виде расчетной схемы,

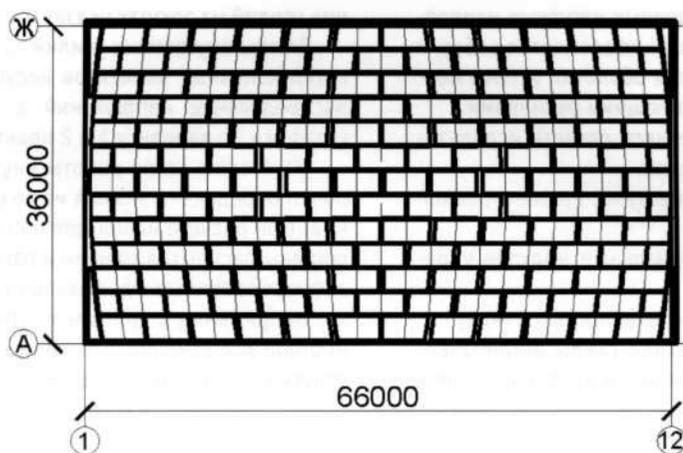


Рисунок 1 – План оболочки покрытия

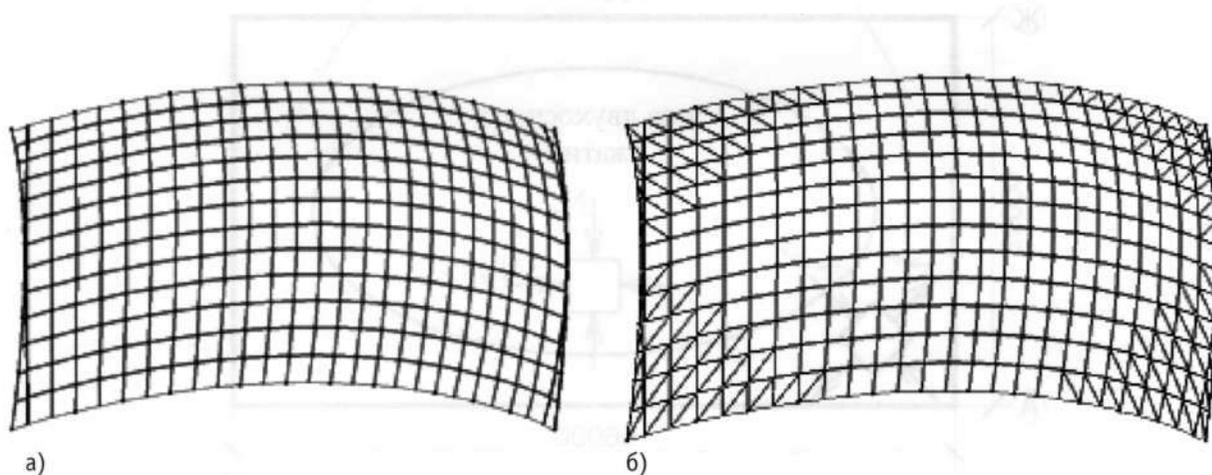


Рисунок 2 – Расчетные схемы оболочки



состоящей из конечных элементов – пластин и стержней, соединенных между собой в узлах. Координаты узлов приняты по геометрическим параметрам конструкций, взятых по проектной документации с учетом полученных результатов обмерных работ и геодезических измерений, выполненных сотрудниками кафедры «СК и СП» в 2006 г. Толщины полок плит и монолитных участков заданы соответствующими толщинами КЭ – пластин (полки плит  $\delta = 35$  мм, а в угловых зонах оболочки с учетом армированной набетонки –  $\delta = 95$  мм; монолитные участки по коротким сторонам оболочки –  $\delta = 400$  мм, в угловых зонах с учетом толщины набетонки –  $\delta = 460$  мм); элементы продольных и поперечных ребер плит и конструкции контурных балок представлены в схеме в виде КЭ – стержней с соответствующими проектными размерами сечения, с учетом результатов проведенных натурных измерений. Эксцентриситеты примыкания элементов ребер и контурных балок к поверхности оболочки учтены жесткими вставками с соответствующими размерами.

При выполнении статического расчета использовались следующие предпосылки.

1. Проектная расчетная нагрузка принята равной  $q = 0,6$  тс/м<sup>2</sup>.

2. Бетон марки М400 с начальным модулем упругости

$E_a = 350000$  кгс/см<sup>2</sup> (с обеспеченностью  $P = 0,5$ ).

3. Внешние связи расчетной схемы организованы закреплением по опорным узлам контурных балок

связями в направлении соответствующих степеней свободы.

Полученные внутренние усилия определяют напряженное состояние оболочки следующим образом: на большей части области оболочки развиваются сжимающие усилия в двух взаимно перпендикулярных направлениях, в угловых областях возникают наибольшие усилия, причем в одном направлении растягивающие, в другом сжимающие (рис. 3). Такое напряженное состояние характерно для пологих оболочек на «жестком» контуре [2], следовательно, картина напряженно-деформированного состояния оболочки, полученная расчетом МКЭ, принципиально верна.

Результаты расчета по 1 и 2 варианту представлены в виде эпюр внутренних усилий на рис. 4-7. Значения усилий на эпюрах указаны в т/м.

Эпюры внутренних усилий показывают, что выбор сетки конечных элементов несущественно влияет на распределение напряжений в элементах оболочки (графики по варианту 1 и 2 практически совпадают).

На втором этапе работы внутренние усилия оболочки определены исходя из ее фактического состояния. При расчете использовались результаты замеров ширины раскрытия трещин и расстояний между ними, зафиксированные в дефектных картах 2006 г. [3].

Напряжение в продольной растянутой арматуре в нормальном сечении с трещиной для центрально растянутых элементов определяется по формуле

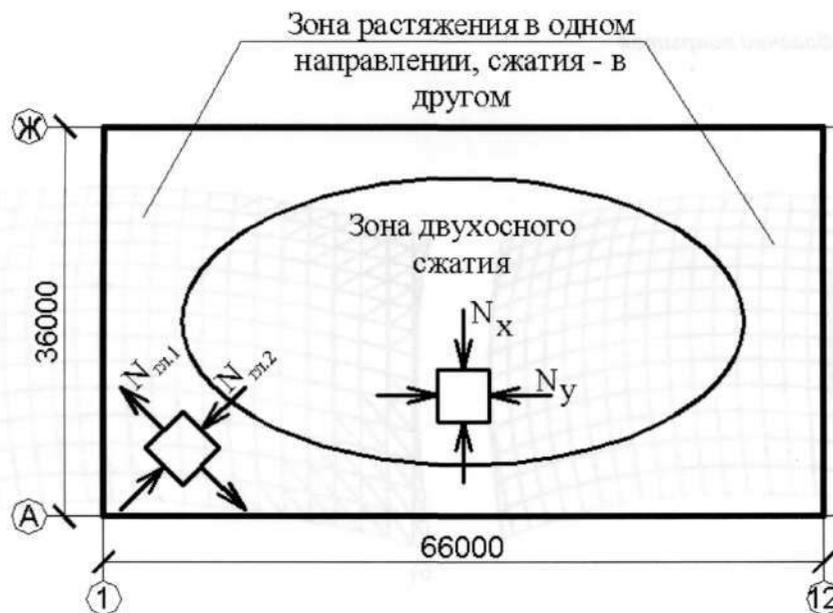


Рисунок 3 – Схема напряженного состояния оболочки

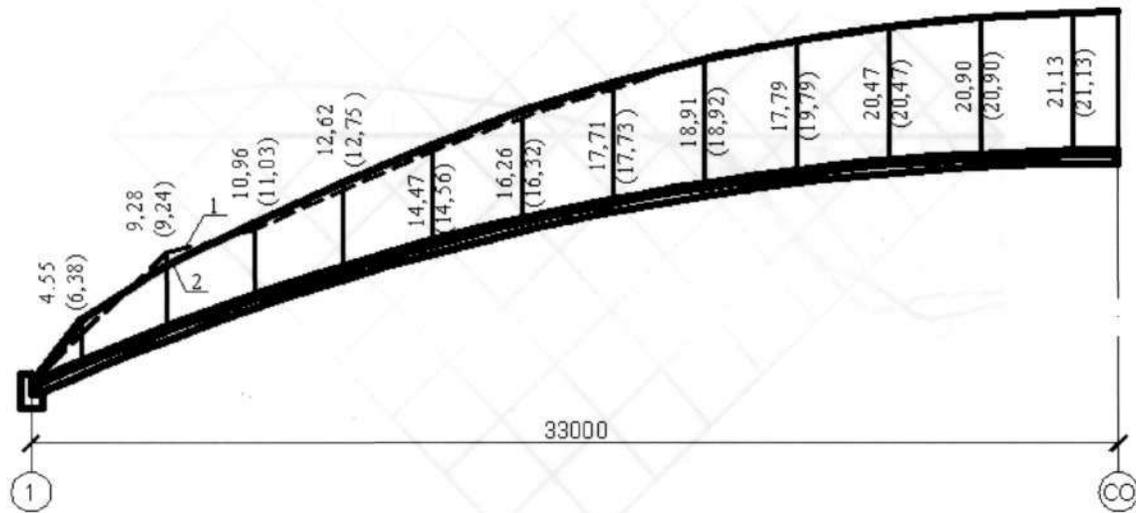


Рисунок 4 – Эпюра продольных усилий  $N_x$  по длинной параболе:

1 – эпюра, полученная при расчете 1 варианта расчетной схемы;

2 – эпюра, полученная при расчете 2 варианта расчетной схемы.

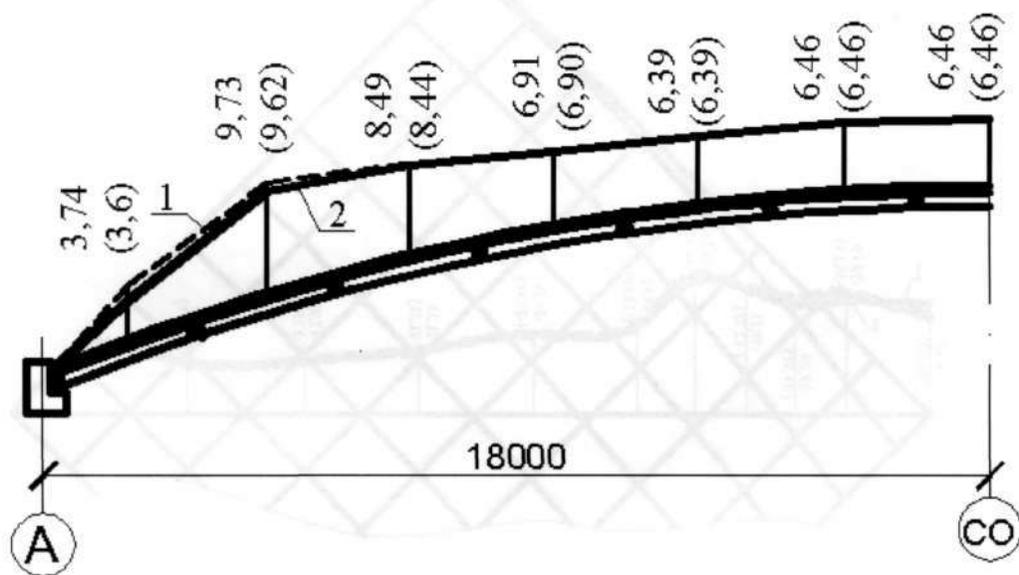
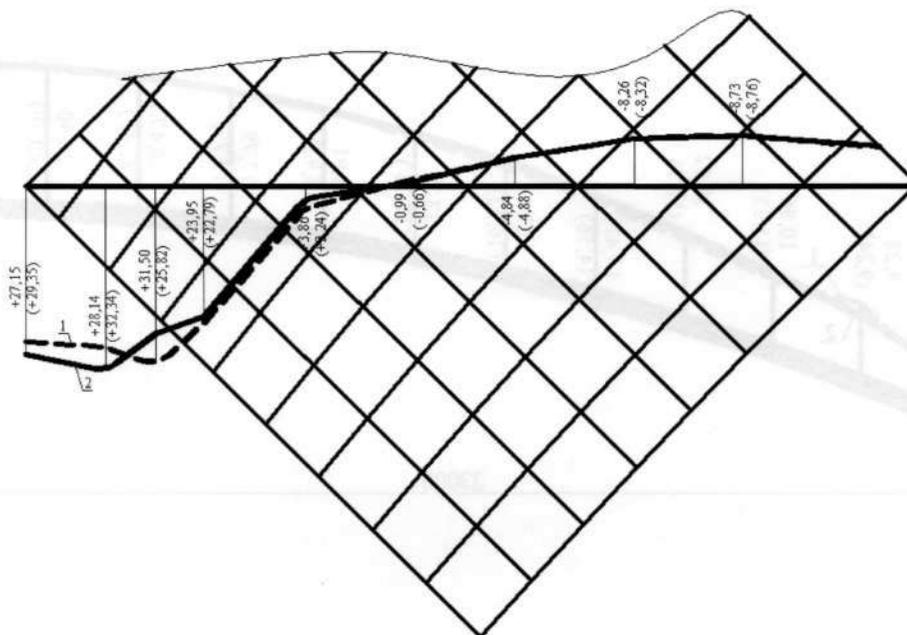


Рисунок 5 – Эпюра продольных усилий  $N_x$  по короткой параболе:

1 – эпюра, полученная при расчете 1 варианта расчетной схемы;

2 – эпюра, полученная при расчете 2 варианта расчетной схемы.

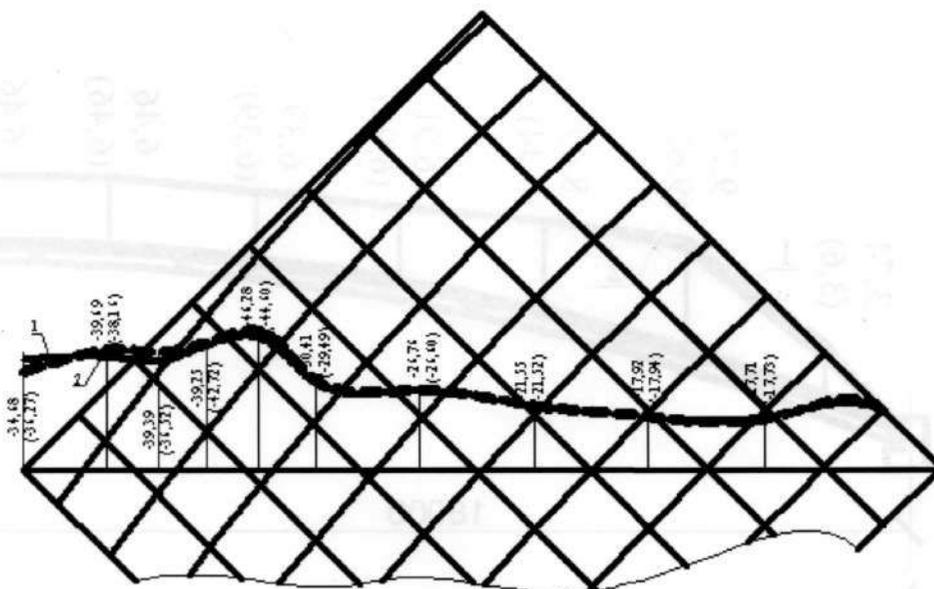




**Рисунок 6 – Эюра главных растягивающих усилий  $N_1$ :**

1 – эюра, полученная при расчете 1 варианта расчетной схемы;

2 – эюра, полученная при расчете 2 варианта расчетной схемы.



**Рисунок 7 – Эюра главных сжимающих усилий  $N_2$ :**

1 – эюра, полученная при расчете 1 варианта расчетной схемы;

2 – эюра, полученная при расчете 2 варианта расчетной схемы.



$$\sigma_s = \frac{N}{A_s}$$

Для определения усилия, воспринимаемого арматурой, формула преобразуется к виду

$$N = \sigma_s A_s$$

Напряжения в арматуре определяются в зависимости от ширины раскрытия трещин по формуле, рекомендованной [4],

$$a_{cr} = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \psi_s (\sigma_s / E_s) l_s$$

где  $l_s$  – базовое расстояние между смежными нормальными трещинами;

$\psi_s = 1$  – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение относительных деформаций растянутой арматуры между трещинами;

$\varphi_s$  – коэффициент, учитывающий продолжительность действия нагрузки и принимаемый равным 1,4 – при продолжительном действии нагрузок;

$\varphi_2$  – коэффициент, учитывающий профиль продольной арматуры и принимаемый равным 0,5 для арматуры периодического профиля;

$\varphi_3$  – коэффициент, учитывающий характер нагружения и принимаемый равным 1,2 для растянутых элементов.

Формула, преобразованная относительно напряжений в арматуре, принимает вид

$$\sigma_s = a_{cr} \cdot \frac{E_s}{1,4 \cdot 0,5 \cdot 1,2 \cdot l_s}$$

Расчет проводился для элементов, попадающих в зону дополнительного армирования оболочки (рис. 8). Площадь растянутой арматуры  $A_s$  при расчете была принята по проекту.

Результаты вычислений усилий растяжения в арматуре по вышеприведенным формулам и значения главных растягивающих усилий, полученные расчетом МКЭ, представлены в табл. 1.

Анализ данных табл. 1 показывает удовлетворительное соответствие результатов расчета методом

Таблица 1

№ плиты на схеме	Растягивающие усилия в пластине, т/м					
	По расчету МКЭ		Фактическое			
	Схема с треугольными КЭ	Схема с прямоугольными КЭ	Угол в осях 1-А	Угол в осях 1-Ж	Угол в осях 12-А	Угол в осях 12-Ж
1+2	28,5 / 29,4	26,8	89,4	54,5	79,2	71,2
3+4	32,3 / 29,0	28,3	87,4	43,5	40,9	31,7
5+6	21,9 / 53,5	34,7	23,4	32,5	62,9	34,9
7+8	19,3 / 61,4	39,4	9,5	10,3	-	7,9
9+10	11,7 / 58,9	35,3	-	-	-	19,5
11+12	79,9 / 56,0	66,3	65,3	33,2	37,4	34,7
13+14	36,5 / 25,8	31,5	9,4	23,4	38,7	34,5
15+16	22,8 / 28,1	23,9	17,6	-	-	-
17+18	126,0 / 81,8	102,3	28,6	20,8	113,0	7,5
19+20	39,7 / 19,4	28,1	20,0	-	30,9	-

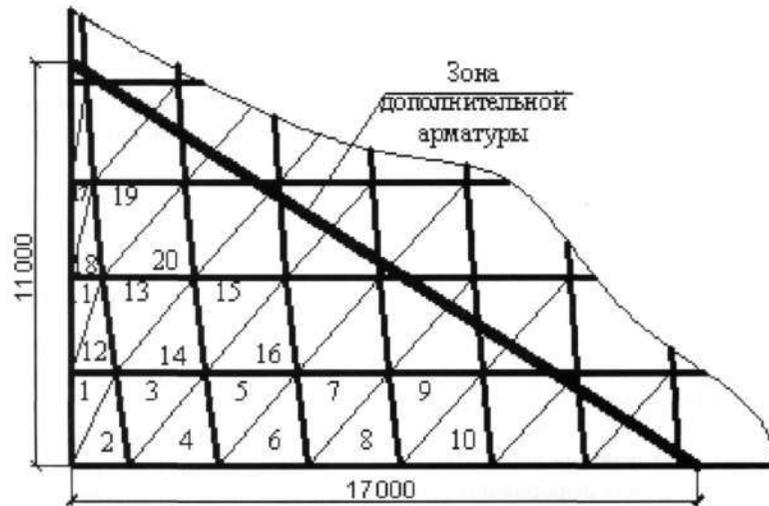


Рисунок 8 – Схема нумерации КЭ

конечных элементов и фактических внутренних усилий только для элементов, удаленных от углов. Значения растягивающего усилия в угловом элементе 1+2, полученные расчетом, примерно в 3 раза ниже фактических даже при использовании треугольных конечных элементов, т. е. картина напряженно-деформированного состояния, полученная расчетом МКЭ, не в полной мере описывает действительное состояние оболочки.

Для дальнейшего анализа достоверности применения МКЭ к расчету железобетонных оболочек в условиях упругопластической стадии работы необходимо изменить входные данные в расчете с учетом трещинообразования. Для этого необходимо задать заниженный модуль деформации для тех элементов, которые соприкасаются с трещинами, что намечено на следующий этап работы.

## Литература

1. Программный комплекс «Лира». - Киев: НИИАСС, 1998. - 430 с.
4. Пособие по проектированию бетонных и железобетонных конструкций из тяжелого бетона без предварительного напряжения арматуры (к СП 52-101-2003) - М.: НИИЖБ, 2005. - 214 с.
2. Байков В. Н.. Железобетонные конструкции. Специальный курс. - М.: Стройиздат, 1981. - 767 с.
3. Исследование эксплуатационного состояния железобетонной оболочки покрытия над зданием школы фигурного катания: Научно-исследовательский отчет по теме СК-129/КР-2812/НДЦ Скоробогатов СМ., Пасынков Б.П., Горелов Н.Г. - Екатеринбург: УрГУПС, 2006. - 187.



# МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ ПРИ НЕСИММЕТРИЧНОМ РАЗМЕЩЕНИИ ОБЩЕГО ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ НЕГАБАРИТНОГО ГРУЗА ПОПЕРЕК ВАГОНА

Известно, что наружный рельс устанавливают с возвышением относительно внутреннего с целью сделать попытку, во-первых, выровнять давления колес на рельсы и уменьшить влияние опрокидывающего момента на устойчивость вагона с грузом при движении поезда по кривому участку пути, и, во-вторых, ограничить значение результирующего поперечного ускорения (рис. 1).

На рис. 1 приняты обозначения:  $\bar{G}$  и  $\bar{G}_m$  – вес груза и тары вагона;  $\bar{\Phi}_n$  – нормальная сила инерции, возникающая при движении поезда в кривой, как сила давления движущегося тела на рельсовые колёи; поперечная  $\bar{\Phi}_y = \bar{\Phi}_{ey}$  и вертикальная  $\bar{\Phi}_z = \bar{\Phi}_{ez}$  переносные силы инерции груза; вертикальная переносная сила инерции порожнего вагона  $\bar{\Phi}_{mz} = \bar{\Phi}_{mez}$ ;  $\bar{F}_{ac}$  – сила, возникающая от воздействия на вагон с грузом автосцепных устройств смежных вагонов;  $\bar{W}$  – сила аэродинамического сопротивления воздуха;  $C$  – центр тяжести груза;  $h_{цм}$  – высота центра тяжести груза над уровнем головки рельса (УГР) с учетом наклона кузова относительно колесных пар из-за наличия комплектов пружин в тележке;  $h_\tau$  – высота центра тяжести вагона;  $h_f$  – высота точки приложения силы  $\bar{F}_{ac}$  на вагон с грузом от УГР (1,06 м);  $h_w$  – высота точки приложения силы аэродинамического сопротивления воздуха на вагон с грузом над УГР;  $b_w$  – расстояния от точки приложения силы аэродинамического сопротивления воздуха до продольной оси симметрии вагона;  $yM$  – допускаемое поперечное смещение центра тяжести груза в вагоне в зависимости от веса груза и высоты общего центра масс вагона с грузом над УГР. Также на нем обозначены:  $2S$  – расстояние между кругами катания колесной пары вагона колеи 1520 мм, равное 1.580 м;  $\Delta h$  – возвышение наружной рельсовой нити,  $\theta$  – угол наклона наружной рельсовой нити относительно внутренней, определяемый по формуле

$$\theta = \arctg\left(\frac{\Delta h}{2S}\right).$$

Здесь возвышение наружной рельсовой нити  $\Delta h$  определяется в зависимости от заданной скорости движения  $\bar{v}$ , по кото-

рой должен быть пропущен поезд по кривому участку пути, по формуле

$$\Delta h = \frac{2Sv^2}{12.96gp},$$

где  $v$  – скорость поезда, м/с; 12,96 = 3,6<sup>2</sup> – переводной коэффициент м/с, км/ч;  $G$  – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с<sup>2</sup>;  $\rho$  – радиус кривизны кривого участка пути, м.

Требуется установить влияние смещения общего центра тяжести груза поперек вагона при движении поезда по кривому участку пути на значение давления колес на рельсовые нити.

Допустим, что при движении подвижного состава с грузом по кривому участку пути из-за возвышения наружной рельсовой нити происходит наклон рамы вагона в сторону внутренней нити по причине осадки

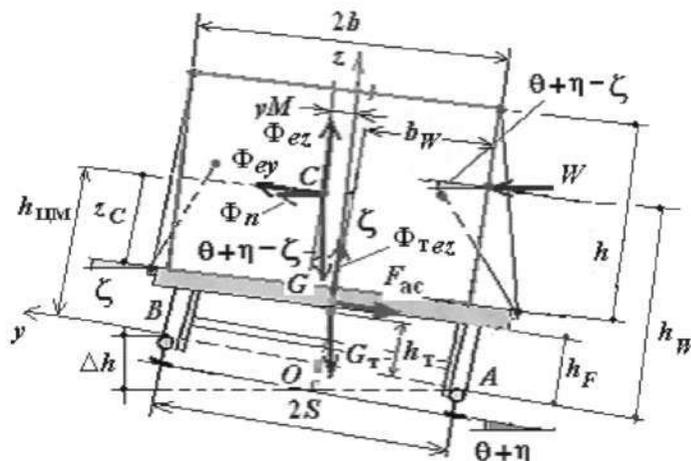


Рисунок 1 – К возвышению наружного рельса при движении поезда по кривой

комплектов пружин на боковой раме вагона, расположенных на стороне внутренней рельсовой нити. Угол наклона рамы вагона с грузом в сторону внутренней рельсовой нити можно определить по формуле

$$\eta = \arctg\left(\frac{\delta_{zo}}{0,5l_{нб}}\right),$$

где  $\delta_{zo}$  – вертикальное смещение точки контакта наддрессорной балки с комплектами пружин из-за возвышения наружной рельсовой нити, мм;  $l_{нб}$  – расстояние между комплектами пружин, размещенных в проемах правой и левой боковой рамы, что соответствует расстоянию между серединными плоскостями буксового узла, мм (2036 мм).

Пусть несимметричное размещение груза относительно продольной оси симметрии вагона, например, будет осуществлено в сторону наружной рельсовой нити на величину  $yM$ , принимаемое в зависимости от веса груза и высоты общего центра масс вагона с грузом над УГР по табл. 11 по ТУ. Так, например, для веса груза  $G = Q_{гр}^o = 294,3$  кН (30 тс) и высоты общего центра тяжести вагона с грузом над УГР менее 2300 мм  $yM \approx 0,290$  м [1].

Рама вагона и наддрессорные балки передней и задней тележки от смещения центра масс (тяжести)  $\text{ЦМ}_{гр}^c$  механической системы «груз – рама вагона»  $+yM$  будут наклонены в сторону возвышения наружной рельсовой нити на угол  $\zeta$ , нагружая комплекты пружин опоры  $C$  и разгружая такие же пружины опоры  $D$  (рис. 2а).

При смещении же центра масс (тяжести)  $\text{ЦМ}_{гр}^c$  механической системы «груз – рама вагона» на  $-yM$  рама вагона и наддрессорные балки передней и задней тележ-

ки будут наклонены в сторону внутренней рельсовой нити на угол  $-\zeta$ , нагружая комплекты пружин опоры  $D$  и разгружая такие же пружины опоры  $C$  (рис. 2б). В таком наклоненном положении рамы вагона и наддрессорных балок будет находиться вагон с грузом в составе поезда.

В математической модели смещение центра масс  $\text{ЦМ}_{гр}^c$  в сторону наружной или внутренней рельсовой нити будет учтено лишь знаками смещения общего центра масс вагона с грузом  $yM$  и угла  $\zeta$ .

При смещении центра тяжести груза  $\text{ЦТ}_{гр}^o$  поперек вагона происходит наклон рамы вагона с грузом в сторону смещения груза. При этом угол наклона рамы вагона с грузом можно определить по формуле

$$\zeta = \arctg\left(\frac{\delta z}{yM}\right),$$

где  $\delta z$  – возможное вертикальное смещение точки приложения центра тяжести груза относительно продольной оси симметрии вагона на расстояние  $yM$ , мм.

**Силы, действующие на вагон с грузом.** Возникновение переносного ускорения вагона с грузом по поперечной оси  $a_{ey}$  объясняется тем, что даже при движении поезда как по кривому участку пути, так и по прямому происходит боковой отход вагона с грузом из-за наличия бокового зазора между гребнями колес и рельсовыми нитями, буксой и челюстями боковых рам тележек, а также из-за наличия упругих элементов (комплектов пружин) между боковыми рамами и наддрессорными балками. По данным работы [2], значение бокового зазора между гребнями колес и рельсами доходит до 20 мм и более. По этим причинам и возникнет переносная поперечная сила инерции  $\bar{\Phi}_y$ ,

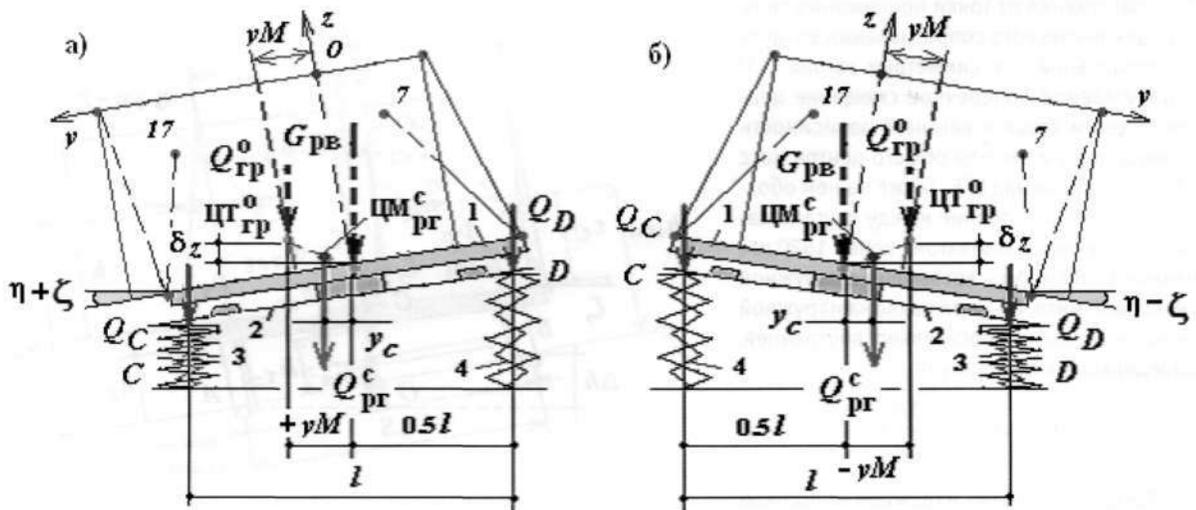


Рисунок 2 – Размещение груза со смещением поперек вагона



воспринимаемая упругими элементами креплений груза. Максимальная величина поперечной силы инерции  $\bar{\Phi}_y$  определяется по весу груза и величине допустимого поперечного ускорения  $a_{op}$ , которая доходит до  $0,4G$  [3].

Таким образом, учет переносного ускорения вагона с грузом по поперечной оси в математической модели будет имитировать движение поезда как по кривому, так и по прямому участку пути.

Кроме того, в число поперечных сил при проходе подвижного состава по кривым входит и нормальная сила инерции  $\bar{\Phi}_M$ , зависящая от массы груза  $M$ , скорости движения поезда  $\bar{v}$  и радиуса кривизны кривой  $\rho$ . Причина возникновения нормальной силы инерции  $\bar{\Phi}_n$  при движении поезда с заданной скоростью  $\bar{v}$  по кривой радиуса кривизны  $\rho$  общеизвестно.

Таким образом, учет нормальной силы инерции  $\bar{\Phi}_n$  в математической модели будет имитировать прохождение поезда по кривому участку пути различной кривизны кривой с различной скоростью.

Нормальные силы инерции  $\bar{\Phi}_n$  будут стремиться опрокинуть вагон с грузом относительно наружной рельсовой нити. Это может произойти в исключительных случаях. Однако нормальная сила вызывает боковое воздействие на путь, перераспределение вертикальных давлений на рельсы обеих нитей и перегруз наружной нити, что приводит к усиленному боковому износу рельсов и гребней колес. Кроме того, возможны раскантировка рельсов, уширение колеи или поперечный сдвиг рельсошпальной решетки, т. е. расстройки положения пути в плане [4]. Также в [4] обоснованно отмечено, что во избежание указанных явлений устраивают возвышение наружной рельсовой нити над внутренней. В принципе невозможно «избежать» указанных явлений установлением наружной рельсовой нити с возвышением. Цель возвышения наружной рельсовой нити, как будет изложено ниже, – «попытка» выровнять давления от колесных пар вагона на рельсовые нити.

Возникновение переносного ускорения вагона с грузом по вертикальной оси  $a_{ez}$  объясняется наличием упругих элементов (комплектов пружин) между боковыми рамами и наддресорными балками и состоянием пути, по волнам неровностей которого движется поезд. По этим причинам и возникнет вертикальная сила инерции  $\bar{\Phi}_z$ , воспринимаемая упругими элементами креплений груза. Максимальная величина вертикальной силы инерции  $\bar{\Phi}_z$  определяется по массе груза и величине допустимого вертикального ускорения  $a_{ez}$  равного в пределах от  $0,46G$  до  $0,66G$  [3].

Таким образом, учет переносного ускорения вагона с грузом по вертикальной оси в математической модели будет имитировать движения поезда по волнам неровности пути.

Сила аэродинамического сопротивления воздуха, действующая с боковой стороны груза и вагона, определяется по общеизвестной формуле аэродинамики.

### МЕТОДЫ РЕШЕНИЙ

Для решения прикладной задачи применим принцип Даламбера, используем закон равенства действия и противодействия, принцип освобожденности от связей, закон Кулона и условия равновесия плоской системы сил. Для численного решения задачи воспользуемся методом последовательных приближений с применением инструментальной среды MathCAD.

### РЕШЕНИЕ

Активные силы в виде силы тяжести груза и тары вагона  $\bar{G}$  и  $\bar{G}_m$ , нормальной силы инерции  $\bar{\Phi}_n$ , поперечной  $\bar{\Phi}_y$  и вертикальной  $\bar{\Phi}_z$  переносной силы инерции груза, вертикальной переносной силы инерции порожнего вагона  $\bar{\Phi}_m$  и силы аэродинамического сопротивления  $\bar{W}$ , искомые реактивные силы в виде реакций наружного рельса на гребень колеса колесной пары вагона  $\bar{H}_B$  (равные по величине так называемой рамной силе), реакций рельсов на колеса вагона  $\bar{N}_A$  и  $\bar{N}_B$ , а также силы трения  $\bar{F}_{мпн}$  (силы трения между боковыми гранями рельса и колес вагона),  $\bar{F}_{мпA}$  и  $\bar{F}_{мпB}$  (силы трения между поверхностями катания колес и рельсовыми нитями) действуют на вагон с грузом. Все силы лежат на одной плоскости и не пересекаются в центре тяжести груза (точке  $C$ ). В связи с этим имеем расчетную модель с координатными осями  $O_y$  и  $O_z$  представленную на рис. 3.

Составим уравнение равновесия для вагона с грузом. При этом считаем, что рельсовая нить, установленная с возвышением относительно внутренней, имеет наклон  $\zeta$  по положительному отсчету углов, а возвышение имеет угол наклона  $\theta$  противоположно отсчету углов.

Поскольку силы, действующие на вагон с грузом, являются плоской системой сходящихся сил, то достаточно составить три уравнения равновесия, приравняв нулю сумму проекций всех сил на оси  $y$ , взяв момент всех сил относительно точек  $B$  и  $A$  (см. рис.3):

$$\sum F_y = 0:$$

$$\begin{aligned} & (\Phi_n + W) \cos(\theta + \eta - \zeta) + \Phi_y - \\ & - G \sin(\theta + \eta - \zeta) - G_m \sin(\theta + \eta) - \\ & - H_B - F_{мпA} - F_{мпB} = 0; \end{aligned} \quad (1)$$



$$\sum M_B(F) = 0:$$

$$\begin{aligned} & N_A 2S - G(\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - yM) + \\ & + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{цм}) - G_m(\cos(\theta + \eta) \cdot S + \\ & + \sin(\theta + \eta) \cdot h_m) - \Phi_n \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - yM) - \\ & - W \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + b_w) + \Phi_y h_{цм} + \\ & + \Phi_z(S - yM) + \Phi_{mz} S + \Phi_n \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{цм} + \\ & + W \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_w - F_{ac} h_F = 0; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\sum M_A(F) = 0:$$

$$\begin{aligned} & -N_B 2S + F_{мпн} 2S + \Phi_y h_{цм} + \\ & + G \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM) + \\ & + G_m(\cos(\theta + \eta) \cdot S - \sin(\theta + \eta) \cdot h_m) + \\ & + \Phi_n(\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{цм} + \\ & + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM)) + \\ & + W(\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_w + \\ & + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - b_w)) - \\ & - \Phi_z(S + yM) - G \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{цм} - \\ & - F_{ac} h_F - \Phi_z S = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) в случае если общий центр тяжести груза поперек вагона размещен в сторону

внутренней рельсовой нити, т. е. противоположно направлению оси  $Oy$ , то в исходных данных значению  $yM$  присваивается противоположный знак. Тогда учет направления угла наклона рамы вагона с грузом  $\zeta$  осуществляется по знаку  $yM$ .

Количество уравнений равновесия недостаточно для определения неизвестных реакций связей  $\bar{N}_A$  и  $\bar{N}_B$ , поскольку уравнения (1) и (3) взаимосвязаны. Из уравнения (1) можно определить реакцию  $\bar{H}_B$  наружной рельсовой нити на боковые гребни колесных пар вагона лишь после того, как будут определены реакции связей  $\bar{N}_A$  и  $\bar{N}_B$ . Для решения такой задачи вначале к уравнениям равновесия (1) и (3) присоединим формулу силы трения из закона Кулона

$$F_{mp} \leq fN, \quad (4)$$

где  $f$  и  $f_0$  – коэффициенты трения при движении между поверхностями качения колес и рельсовых нитей и между боковой поверхностью наружного рельса и гранями колесных пар вагона, равные  $f_0/1,2$  ( $f_0$  – коэффициент трения-сцепления, известный для пар трения по справочным данным).

Из-за взаимосвязности уравнений (1)-(3) не представляется возможным отыскать реакции связей  $\bar{N}_A$  и  $\bar{N}_B$ . Для решения такой задачи воспользуемся методом последовательных приближений, находя реакцию связи  $\bar{N}_B$  из уравнения (3) без учета силы трения между боковыми гранями рельса и гребнями колес вагона  $\bar{F}_{мпн}$ . Подставляя найденное значение  $\bar{N}_B$  в уравнение (4), определим новое значение реакции связи  $\bar{N}_B$ . Повторяя описанную последовательность до тех пор, пока искомые значения  $\bar{N}_B$  не будут

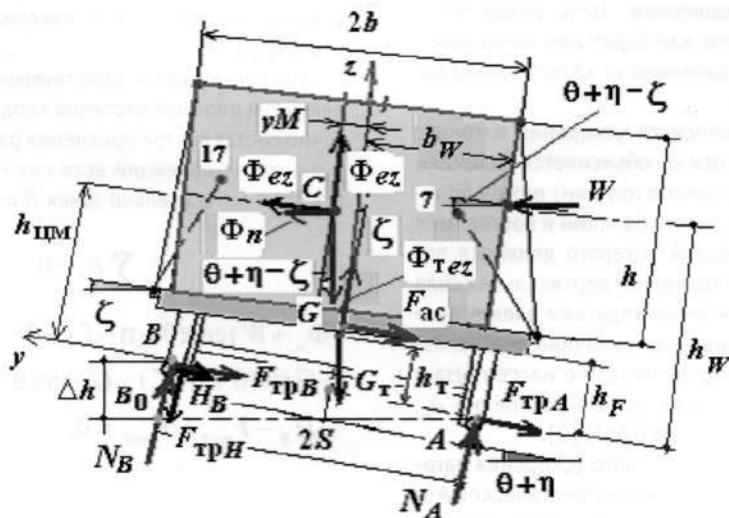


Рисунок 3 – Расчетная модель вагона с грузом на кривом участке пути

отличаться между собой, окончательно можно решить поставленную задачу.

### РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЙ

Из уравнения (2) находим нормальную реакцию связи (рельсовой нити) в точке  $A$

$$N_A = \frac{G(\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - yM) + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}}) + G_m(\cos(\theta + \eta) \cdot S + \sin(\theta + \eta) \cdot h_m) + F_{ac} h_F + \Phi_n \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - yM) + F_{ac} h_F - \Phi_{mz} S + W \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + b_W) - \Phi_y h_{\text{цм}} - \Phi_z (S - yM) - \Phi_n \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} - W \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_W}{2S} \quad (5)$$

Из уравнения (3), согласно методу последовательных приближений, отыщем нормальную реакцию связи в точке  $B$ :

$$N_B = \frac{G \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM) + \Phi_y h_{\text{цм}} + G_m \cos(\theta + \eta) \cdot S + \Phi_n (\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM)) + W \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_W + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - b_W) - G \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} - G_m \sin(\theta + \eta) \cdot h_m - \Phi_z (S + yM) - F_{ac} h_F - \Phi_{mz} S}{2S} \quad (6)$$

$$N_B = \frac{f_\sigma H_{B0} 2S + G \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM) + \Phi_y h_{\text{цм}} + \Phi_n (\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM)) + W (\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_W + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - b_W)) - G \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} - \Phi_z (S + yM) - F_{ac} h_F - \Phi_{mz} S}{2S} \quad (7)$$

Уравнение (1) перепишем с учетом неравенства (4)

$$H_B = (\Phi_n + W) \cos(\theta + \eta - \zeta) + \Phi_y - G \sin(\theta + \eta - \zeta) - G_m \sin(\theta + \eta) - f(N_A + N_B) \quad (8)$$

Из полученных аналитических формул легко выводятся формулы, описывающие частные случаи, когда груз размещен симметрично относительно оси симметрии вагона и на него действует только центробежная сила инерции и когда на груз действуют одновременно нормальная сила инерции и сила аэродинамического сопротивления воздуха.

Уравнения (2) и (3) представим, используя понятия удерживающего и опрокидывающего моментов [5].

Назовем абсолютные величины моментов сил  $\bar{G}$ ,  $\bar{G}_m$ ,  $\bar{\Phi}_y$ ,  $\bar{\Phi}_z$ ,  $\bar{\Phi}_n$  и  $\bar{W}$  относительно точек  $A$  и  $B$  удерживающим и опрокидывающим моментами:

$$\begin{aligned} & G(\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - yM) + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}}) + \\ & G_m(\cos(\theta + \eta) \cdot S + \sin(\theta + \eta) \cdot h_m) + \\ & \Phi_n \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - yM) + \\ & W \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + b_W) + \\ & F_{ac} h_F = M_{\text{уд}B}; \\ & \Phi_y h_{\text{цм}} + \Phi_z (S - yM) + \\ & \Phi_n \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} + \\ & W \cos(\theta + \eta - \zeta) + \Phi_{mz} S = M_{\text{оп}B}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & f_\sigma H_B 2S + G \cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM) + \\ & G_m \cos(\theta + \eta) \cdot S + \Phi_y h_{\text{цм}} + \\ & \Phi_n (\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S + yM)) + \\ & W (\cos(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_W + \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot (S - b_W)) = M_{\text{уд}A}; \end{aligned}$$

$$G \sin(\theta + \eta - \zeta) \cdot h_{\text{цм}} + G_m \sin(\theta + \eta) \cdot h_m + \Phi_z (S + yM) + F_{ac} h_F + \Phi_{mz} S = M_{\text{оп}A}$$

Тогда на границе устойчивости  $M_{\text{уд}} = M_{\text{оп}}$ . При устойчивом состоянии тела (груза)  $M_{\text{уд}} > M_{\text{оп}}$ . Устойчивость при опрокидывании принято определять коэффициентом устойчивости (отношение величины

удерживающего момента к величине опрокидывающего момента)

$$\eta \geq \frac{M_{уд}}{M_{опр}} \quad (9)$$

Очевидно, что в случае предельной устойчивости коэффициент устойчивости  $\eta = 1$ , а в случае устойчивого состояния  $\eta > 1$ . Если  $\eta < 1$ , то, следовательно, возникнет необходимость увеличения возвышения наружной рельсовой нити относительно внутренней.

Приводим результаты вычислительных экспериментов в случае смещения центра тяжести груза поперек вагона с применением инструментальной среды MathCAD [6].

Исходные данные:  $G = 9,81$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $G = M0 \cdot G = 30 \cdot 9,81 = 294,3$  – вес груза, кН;  $G_T = 220$  – вес тары вагона, кН;  $M = (G \cdot 10^3) / G = 3 \cdot 10^4$  – масса груза, кг;  $M_m = (G_T \cdot 10^3) / G = 2,2 \cdot 10^4$  – масса тары вагона, кг;  $f0 = 0,15$  – коэффициент трения сцепления;  $f = fb = f0 / 1,2$  – коэффициенты трения при движении;  $v = 100$  – скорость поезда, км/ч;  $\rho = 1200$  – радиус кривизны кривой, м;  $S = 0,79$  – половина расстояния между кругами катания колесной пары вагона колеи 1520 мм, м;  $h = 2,1$  – высота груза, м;  $h_{цт} = 2,36$  – высота центра тяжести груза относительно УГР, м;  $h_T = 0,8$  – высота центра тяжести вагона относительно УГР, м;  $h_w = 2,2$  – высота точки приложения силы  $\bar{W}$  на вагон с грузом от УГР, м;  $b_w = 0,5$  – расстояние от точки приложения силы  $\bar{W}$  до продольной оси симметрии вагона, м;  $\delta_{z0} = 0,01$  – принятое значение вертикального

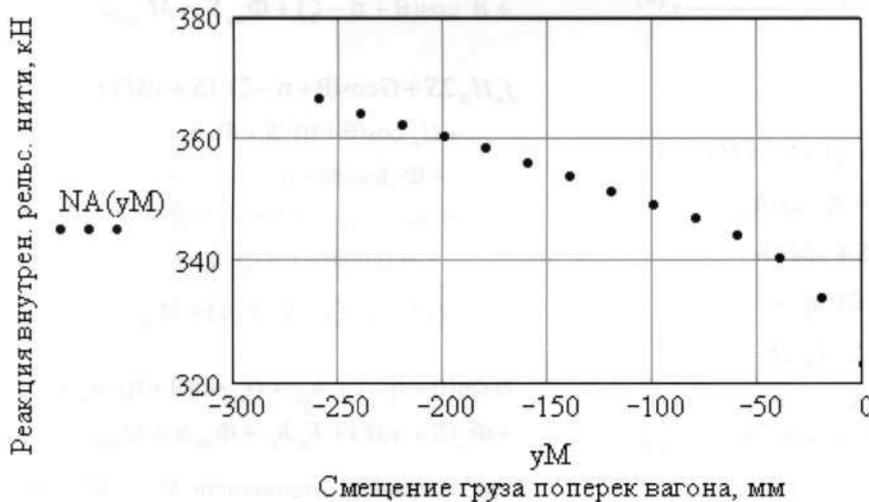
смещения точки контакта наддрессорной балки с комплектами пружин из-за возвышения наружной рельсовой нити, м;  $l_{nb} = 2,036$  – длина наддрессорной балки, м; сила аэродинамического сопротивления воздуха, действующая с боковой стороны груза  $W = 3,998$  кН.

Возвышение наружной рельсовой нити  $\Delta h = 0,104$  м, угол наклона наружной рельсовой нити относительно внутренней  $\theta = 3,75$  град. и угол наклона рамы вагона от вертикальной осадки пружин из-за возвышения наружной рельсовой нити  $\eta = 0,563$  град. Вычисленное значение нормальной силы инерции  $\Phi_n = 19,29$  кН.

Влияние смещения общего центра тяжести груза в сторону наружной рельсовой нити на наклон наддрессорной балки осуществим с учетом следующих параметров: смещение центра тяжести груза по поперечной оси в сторону наружной рельсовой нити  $yM = 0,22$  м; значение вертикального смещения точки на раме вагона из-за смещения общего центра тяжести вагона с грузом над УГР поперек вагона  $\delta_z = 0,0105$  м; угол наклона рамы вагона от смещения центра тяжести груза поперек вагона  $\zeta = 2,862$  град.

Кинематические возмущения, передаваемые на груз со стороны пути и вагона [1]:  $a_{ay} = 0,35G$  – переносное ускорение вагона по поперечной оси,  $m/c^2$  ( $\Phi_y = 103$  кН),  $a_{az} = 0,46G$  – переносное ускорение вагона по вертикальной оси,  $m/c^2$  ( $\Phi_z = 135,378$  кН).

Вычисленные значения нормальных реакций колесных пар вагона на рельсовые нити и коэффициентов устойчивости вагона с грузом по формулам



$yM = NA(yM) =$

0	322.86730101
-20	333.83684077
-40	340.37702341
-60	344.35935614
-80	347.07239215
-100	349.32136449
-120	351.52781989
-140	353.82925264
-160	356.17873846
-180	358.44456831
-200	360.50988231
-220	362.37230354
-240	364.24357191
-260	366.64917805

Рисунок 4 – Графические зависимости  $N_A = f(yM)$ ,  $N_B = f(yM)$  и  $H_B = f(yM)$



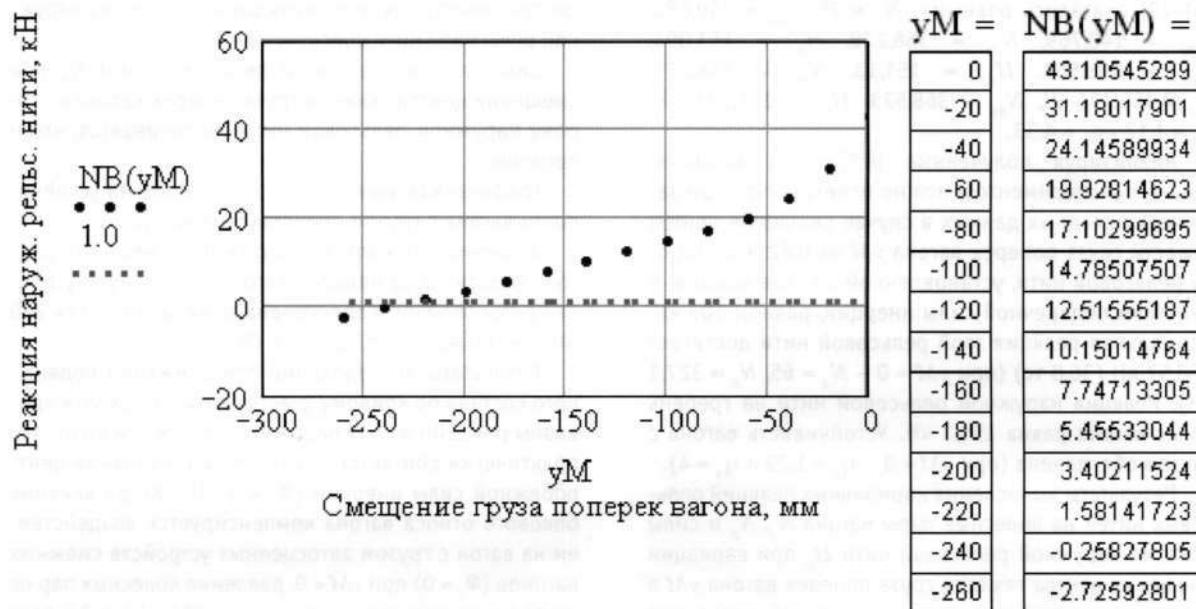


Рисунок 5 – Графические зависимости  $N_A = f(yM)$ ,  $N_B = f(yM)$

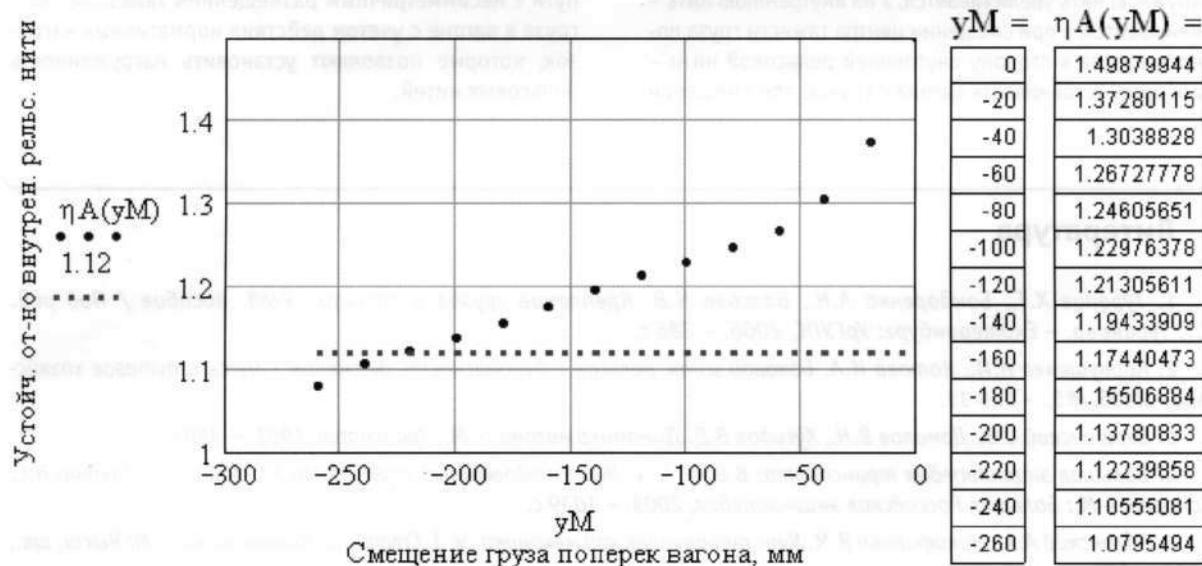


Рисунок 6 – Графическая зависимость  $\eta_A = f(yM)$

(6)–(9) оказались равными:  $N_A = 25$ ,  $N_{B0} = 349,682$ ,  $H_{B0} = 148,769$ ,  $N_{B1} = 368,278$ ,  $H_{B1} = 151,094$ ,  $N_{B2} = 368,569$ ,  $H_{B2} = 151,13$ ,  $N_{B3} = 368,573$ ,  $H_{B3} = 151,131$  кН,  $N_{B4} = 368,573$ ,  $H_{B4} = 151,131$  кН,  $\eta_B = 1,12$  и  $\eta_A = 4,33$ .

Анализируя полученные результаты вычислительных экспериментов, можно отметить, что при заданных исходных данных в случае смещения центра тяжести груза поперек вагона  $yM$  на 0,22 м в сторону рельсовой нити, установленной с возвышением, и действии поперечной силы инерции, равном 103 кН, нормальная реакция этой рельсовой нити достигает 368,57 кН (36,8 тс) (при  $yM = 0 - N_A = 65$ ,  $N_B = 327,1$  кН). Реакция наружной рельсовой нити на гребень колес вагона равна 151,1 кН. Устойчивость вагона с грузом обеспечена (при  $yM = 0 - \eta_B = 1,29$  и  $\eta_A = 4$ ).

Результаты вычисления нормальных реакций рельсовых нитей на колесные пары вагона  $N_A$ ,  $N_B$  и силы отжатия наружной рельсовой нити  $H_B$  при вариации смещения центра тяжести груза поперек вагона  $yM$  в сторону как наружной, так и внутренней рельсовой нити в пределах от 0 до 0,26 м для случая  $\Phi_y = 0$  в графическом виде представлены на рис. 4 и 5.

Анализируя полученные результаты исследований, можно отметить, что нормальные реакции связи в точках контакта колес с рельсами в зависимости от смещения центра тяжести груза поперек вагона как в сторону наружной рельсовой нити, так и в сторону внутренней рельсовой нити изменяются по нелинейному закону. С увеличением смещения центра тяжести груза поперек вагона в сторону наружной рельсовой нити давление на наружную нить увеличивается, а на внутреннюю нить – уменьшается, а при смещении центра тяжести груза поперек вагона в сторону внутренней рельсовой нити – наоборот. Устойчивость вагона с грузом при смещении

центра тяжести груза поперек вагона в сторону наружной рельсовой нити обеспечена.

Сила отжатия наружной рельсовой нити  $H_B$  при смещении центра тяжести груза поперек вагона в сторону наружной рельсовой нити увеличивается, что и логично.

Графическая зависимость коэффициента устойчивости вагона с грузом представлена на рис. 6.

Устойчивость вагона с грузом при смещении центра тяжести груза поперек вагона в сторону внутренней рельсовой нити обеспечена до величины  $yM < 220$  мм (см. также рис. 5, где  $N_B < 0$ ).

Результаты исследований при движении подвижного состава по кривому участку пути с радиусом кривизны  $\rho = 1200$  м со скоростью  $v = 22$  км/ч и ниже, что практически соответствует отсутствию влияния центробежной силы инерции ( $\Phi_n < 1$  кН). Когда влияние бокового отхода вагона компенсируется воздействием на вагон с грузом автосцепных устройств смежных вагонов ( $\Phi_y = 0$ ) при  $yM < 0$ , давление колесных пар на внутренние рельсовые нити ( $N_A = 255$  кН) в 2,2 раза больше, чем на наружную нить. Устойчивость вагона с грузом обеспечена ( $\eta_B = 3,73$  и  $\eta_A = 2,15$ ). Когда влияние бокового отхода  $\Phi_y = -103$  кН, что соответствует неблагоприятному случаю, показали, что при  $yM < 0$  давления колесных пар на внутреннюю рельсовую нить  $N_A = 383,8$  кН, а  $N_B < 0$ . Устойчивость вагона с грузом не обеспечена ( $\eta_A = 0,89$ ).

**Выводы.** Выведены аналитические формулы определения давлений колесных пар вагона на рельсовые нити при движении поезда по кривым участкам пути с несимметричным размещением тяжеловесного груза в вагоне с учетом действия нормативных нагрузок, которые позволяют установить нагруженность рельсовых нитей.

## Литература

1. Туранов Х.Т., Бондаренко А.Н., Власова Н.В. Крепление грузов в вагонах: Учеб. пособие / Под ред. Х.Т. Туранова. - Екатеринбург: УрГУПС, 2006. - 286 с.
2. Карпущенко Н.И., Котова И.А. Боковой износ рельсов и безопасность движения / Путь и путевое хозяйство -2005, №5, -С. 9-11.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. - М.: Транспорт, 1991. - 360 с.
4. Большая энциклопедия транспорта: В 8 т. Т. 4. Железнодорожный транспорт // Главный редактор Н.С. Конорев. - М.: Большая Российская энциклопедия, 2003. - 1039 с.
5. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. Ч. I. Статика. Кинематика. -М: Высш. шк., 1977.-368с.
6. Туранов Х.Т., Ситников С.А. Программа для ЭВМ «Расчет давлений колесных пар вагона на рельсовые нити при смещении общего центра тяжести груза поперек вагона при движении поезда по кривому участку пути»: Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006612900 от 11.07.08 Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам по заявке №2006611940 от 13.06.2006.



## РАЗРАБОТКА И ИСПЫТАНИЕ УСТРОЙСТВА УДАЛЕНИЯ ГОЛОЛЕДА С ДВОЙНЫХ КОНТАКТНЫХ ПРОВОДОВ ИМПУЛЬСНО-РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

В 1999 г. для повышения эффективности и скорости удаления гололеда с двойных проводов контактной сети был предложен импульсно-резонансный способ [ 1 ], согласно которому через контактные провода пропускают переменный ток или импульсы тока с частотой, близкой к механическому резонансу, и амплитудой, достаточной для преодоления внешних и внутренних сил трения. При этом провода начинают раскачиваться и ударяться друг о друга, что приводит к ускоренному разрушению гололедных образований. Такой способ позволяет снизить время удаления гололеда до 10 мин независимо от толщины стенки льда, исключить риск отжига проводов при удалении гололеда и резко сократить потребление энергии.

По заданию Департамента электроснабжения и электрификации ОАО «РЖД» работа по практической реализации этого способа и экспериментальной проверке основных параметров процесса началась в феврале 2003 г. Экспериментальные исследования проводились на модели контактной подвески 2МФ100+М120, натянутой между стенами учебной аудитории № 100 здания УрГУПС и имеющей длину 14,6 м. Модель содержит стяжное устройство, позволяющее регулировать натяжение контактных проводов в небольших пределах. Среднее натяжение каждого контактного провода составляет 2 кН. Содержит изоляторы, стяжные зажимы, позволяющие изменять величину зазора между контактными проводами, пружину, имитирующую упругость контактных проводов реального пролета. Контактные провода присоединены к несущему тросу двумя изолированными струнами.

Для подачи в контактную подвеску импульсов тока с частотой механического резонанса контактных проводов была изготовлена модель установки удаления гололеда (УУГ), содержащая однофазный силовой трансформатор, тиристорный ключ и генератор сигналов Гб-28.

Питание схемы осуществляется от переменного напряжения 220 В, подаваемого на первичную обмотку трансформатора через тиристорный ключ, вторичная обмотка трансформатора присоединена к контактному проводу модели подвески. Тиристорный ключ служит для создания в контактной подвеске низкочастотных импульсов, заполненных переменным током промышленной частоты. Управление тиристор-

ным ключом осуществляется от генератора низкочастотных сигналов Гб-28 с частотой, близкой к механическому резонансу контактных проводов. Изменение величины тока, пропускаемого по контактному проводу, достигалось изменением числа витков вторичной обмотки трансформатора.

Установка работала в двух режимах: непрерывном и импульсном. В непрерывном режиме производились замеры действующих значений  $I_1$ ,  $U_1$ ,  $P_1$ ,  $I_2$  и  $U_2$ . Для обеспечения непрерывного режима использовался импульс длительностью 8 мин при частоте 0,001 Гц. Этого времени было достаточно для фиксации указанных величин.

В импульсном режиме частота сигналов была близка к частоте собственных колебаний контактных проводов в пролете и составляла около 2 Гц.

В процессе исследований проводились измерения числа колебаний контактных проводов до начала их соударений  $n$  и величины размаха контактных проводов  $A$  (максимальное расстояние между осями контактных проводов).

Экспериментальные данные для зазора  $\delta = 40$  мм при различных числах витков  $w_2$  сведены в табл. 1.

В таблице 1 обозначено:  $I_1$ ,  $U_1$ ,  $P_1$  – соответственно ток, напряжение и активная мощность, потребляемые установкой в непрерывном режиме;  $I_2$ ,  $U_2$  – ток и напряжение непрерывного режима на выходе трансформатора,  $I_{к.пр}$  – ток контактного провода, равный половине тока  $I_2$ .

Из табл. видно, что при  $w_2 = 3$  и 4 (при токе  $I_{к.пр}$  контактного провода 54 и 83 А) максимальное расхождение контактных проводов  $A$  во время колеба-

Таблица 1 – Данные экспериментов для зазора  $\delta = 40$  мм

$w_2'$ ВИТКОВ	$I_{к.пр}'$ А	$I_2'$ А	$U_2'$ В	$I_1'$ А	$U_1'$ В	$P_1'$ Вт	$n$	$A$ , см
3	54	108	0,55	1,5	228	190	$\infty$	5,3
4	83	166	2,57	2,1	226	280	$\infty$	5,8
5	102	204	3,02	3,0	226	400	40	6,3
6	113	226	3,41	3,8	228	500	25	6,8
7	121,5	243	3,70	4,7	226	600	20	7,1
8	127	254	3,87	5,5	226	660	19	7,1
10	130,5	261	3,98	7,0	226	740	18	7,1

ний составляет соответственно 5,3 и 5,8 см; при этом соударений проводов не происходит ( $n = \infty$ ).

Следует отметить, что раскачка проводов до их максимального расхождения осуществляется при частоте  $f = 2,08$  Гц, равной частоте собственных механических колебаний проводов.

При токе контактного провода  $I_{к.пр} = 102$  А (при  $w_2 = 5$ ) соударения начинаются на 41-м импульсе тока той же частоты. При этом соударения имеют нестабильный характер: после 1-2 ударов соприкосновения проводов прекращаются и возобновляются снова спустя 3-4 периода, затем снова прекращаются и возобновляются в том же ритме. При увеличении частоты импульсов тока (с помощью генератора Гб-28) до значения 2,12 Гц, т.е. на 1,9%, соударения становятся стабильными – удары происходят каждый период с приблизительно одинаковой силой.

Максимальное расхождение контактных проводов  $A$  составляет 6,3 см. Это означает, что отклонение контактных проводов от их положения равновесия неодинаково в различные стороны: при  $\delta = 40$  мм во внутреннюю сторону провод отклоняется на 14 мм до соударения, а во внешнюю – на 11,5 мм. Это говорит о сложном характере колебаний и может быть объяснено следующим образом.

Раскачка проводов происходит под действием периодической возмущающей силы Ампера, притягивающей парные провода друг к другу, и упругой силы избыточного натяжения проводов, возникающей при отклонении их от положения равновесия, стремящейся вернуть провода к положению равновесия. При этом сила Ампера действует только в одном направлении и при неизменной силе тока в течение прямоугольного импульса имеет тем большее значение, чем меньше расстояние между проводами.

При раскачке струновые зажимы являются элементами сосредоточенной массы, поэтому на колебания контактного провода с частотой, соответствующей длине пролета, накладываются колебания с частотами, соответствующими длинам участков контактного про-

вода между струнами. Механическая связь с несущим тросом приводит к колебаниям контактных проводов также и в вертикальной плоскости.

При амплитуде раскачки, достаточной для столкновений проводов, помимо перечисленных факторов, следует отметить определенную силу упругой деформации при ударе проводов. Кроме того, соударение проводов длится определенное время, в течение которого происходит удар сначала в одной точке, от которой впоследствии в противоположных направлениях идет волнообразное распространение точек соприкосновения проводов в пределах определенной зоны.

Вышесказанное свидетельствует о том, что при соударениях проводов величина зазора  $\delta$  изменяется во времени по сложному периодическому и в общем случае негармоническому закону.

Согласно табл. 1, при увеличении числа витков  $w_2$  с 5 до 10 (т.е. при увеличении тока  $I_{к.пр}$  с 102 до 130,5 А) число колебаний контактных проводов до первого удара  $n$  уменьшается, а размах  $A$  незначительно увеличивается.

С ростом тока  $I_{к.пр}$  число колебаний до первого удара  $n$  изменяется нелинейно. При токе  $I_{к.пр}$  меньшем 100 А, число колебаний  $n$  принимает бесконечное значение; в диапазоне от 100 до 120 А необходимое число колебаний до соударений уменьшается в 2 раза, а на участке от 120 до 130 А скорость снижения  $n$  резко уменьшается.

Сопоставляя данные табл. 1, можно сделать вывод, что функция размаха проводов  $A$  от тока провода  $I_{к.пр}$  также носит нелинейный характер. В пределах аргумента 100-110 А функция возрастает, причем скорость возрастания увеличивается; на участке 115-120 А скорость резко снижается. При токе  $I_{к.пр} = 122$  А (при  $w_2 = 7$ ) размах  $A$  достигает максимального значения 7,1 см. При этом активная мощность, потребляемая непосредственно контактной подвеской с обратным проводом, составляет 560 Вт в непрерывном режиме, а в импульсном – 280 Вт. При дальнейшем увеличении





тока и потребляемой мощности размах  $A$  остается неизменным.

В ходе исследований производились аналогичные серии экспериментов для зазоров  $\delta = 30, 35$  и  $45$  мм [2].

Анализ результатов экспериментальных исследований показал:

- при пропускании по парным контактными проводами импульсного тока с частотой их собственных колебаний происходит раскачка этих проводов, сопровождающаяся соударениями;

- раскачка проводов до соударений производится с частотой собственных колебаний контактных проводов; при возникновении соударений частоту подаваемых импульсов следует увеличить на 1,5-2% для обеспечения стабильного характера соударений;

- с увеличением зазора контактных проводов величина минимального тока, необходимого для соударений, возрастает. Так, при прямоугольной форме импульсов и скважности 0,5 для длины пролета 14,6 м и натяжении контактных проводов 2 кН соударения были получены при следующих минимальных значениях тока, представленных в табл. 2;

**Таблица 2 – Минимальные значения токов, вызывающих соударения**

$\delta, \text{ мм}$	30	35	40	45
$I_{\text{к.пр}}, \text{ А}$	54	83	102	121

- необходимое число колебаний до начала соударений уменьшается с увеличением тока по закону, близкому к экспоненциальному; с увеличением зазора число колебаний до первого удара нелинейно возрастает;

- при соударениях величина зазора между проводами изменяется во времени по сложному негармоническому закону;

- максимальное расхождение проводов при колебаниях, сопровождающихся соударениями, увеличивается с ростом тока в незначительных пределах; при достижении граничного значения величина размаха проводов остается неизменной при дальнейшем увеличении тока;

- при длине пролета 16,4 м в зависимости от тока контактного провода возможное максимальное расстояние между ближайшими точками проводов лежит в 10-миллиметровой зоне вблизи значения, равного двойному видимому зазору между проводами в состоянии покоя;

- наиболее стабильный, эффективный и экономичный режим соударений для данной установки при  $\delta = 40$  мм наступает при токе  $I_{\text{к.пр}} = 122$  А. При этом мощность, потребляемая контактной подвеской, составляет 280 Вт.

Несмотря на ряд недостатков модели УУГ (возможность только дискретного изменения тока с большим интервалом, невозможность получать токи  $I_{\text{к.пр}}$  более 135 А в импульсном режиме, т.к. тиристорный ключ не закрывался при больших токах), следует отметить, что данная модель позволила спрогнозировать поведение установки в реальных условиях. Была экспериментально доказана возможность раскачки парных контактных проводов и приведения их в соударения силами электромагнитного взаимодействия.

Дальнейшие исследования проводились в направлении разработки действующего макета установки для удаления гололеда и его испытания на рабочем полигоне контактной сети.

Макет устройства удаления гололеда импульсно-резонансным методом (УУГ ИРМ) был выполнен на базе трехфазного сварочного аппарата постоянного тока  $ErRonIrhy-600$  мощностью 30 кВА, содержащего трансформатор, полупроводимый трехфазный мостовой выпрямитель, блок управления и реактор в цепи выпрямленного тока. Дополнительно в разрез цепи управления тиристорами выпрямителя включено трехфазное твердотельное оптореле переменного тока 5ПЗ6.30ТМА1-20-8, входные зажимы которого присоединены к выходу генератора сигналов специальной формы Г6-28, способному изменять частоту выходных сигналов. Благодаря установленному трехфазному ключу, шунтирующему оптореле, макет УУГ ИРМ может работать в двух режимах: импульсном, при котором с помощью генератора Г6-28 обеспечивается необходимая для раскачки и соударений контактных проводов частота прямоугольных импульсов силового тока (до 550 А), и непрерывном, дающим возможность установить и зафиксировать нужное значение тока. В силовую цепь выпрямленного тока дополнительно включены токоограничивающие резисторы и шунт для возможности определения силы и формы тока с помощью милливольтметра и осциллографа.

В 2005 г. на полигоне контактной сети ЭЧК были проведены натурные испытания действующего макета УУГ ИРМ.

В пролете контактной подвески типа МСМ70+2МФ100 длиной 65 м было установлено натяжение контактных проводов, равное 7 кН на провод, и зазор между осями контактных проводов, равный 55 мм. Пролет содержал 9 струн с врезанными изоляторами; остаточное сечение контактного провода составляло 80 мм<sup>2</sup>.

При работе макета УУГ ИРМ в непрерывном режиме по контактным проводам протекал постоянный ток. При этом был установлен угол управления тиристорами выпрямителя такой величины, что по контактному проводу протекал ток, равный 160 А. Затем режим УГ

ИРМ был изменен на импульсный. При этом настройка угла управления тиристорами оставалась прежней.

При включении макета УУГ ИРМ в импульсном режиме по контактным проводам протекал ток в виде импульсов прямоугольной формы с частотой 1,27 Гц, равной частоте их механического резонанса.

Зафиксировано, что контактные провода раскачивались и приходили в стабильные соударения. При этом количество импульсов до соударений не превышало 4, т.е. соударения возникали не позднее чем через 3,2 с после включения УУГ ИРМ в импульсном режиме. Размах колебаний в середине пролета составлял 68 мм между осями контактных проводов.

При токе контактного провода 200 А количество импульсов до соударений сократилось до 2, а размах колебаний составил 72 мм.

При токе контактного провода 250 А соударения возникли также на 2 импульсе, т.е. через 1,6 с после включения УУГ ИРМ в импульсном режиме. Размах колебаний составил 72 мм, т.е. не изменился.

Таким образом, успешно проведенные натурные испытания доказали возможность раскачки парных контактных проводов и приведения их в соударения в одном пролете реальной контактной подвески, а также подтвердили закономерности, полученные на моделях УУГ и контактной подвески.

Были разработаны технические требования на изготовление опытного образца УУГ ИРМ, представляющего собой отдельное устройство, устанавливаемое на тяговой подстанции, содержащее трансформатор, блок силовых тиристоров и микроконтроллер. Последний должен определять и задавать величину углов открытия тиристоров, обеспечивая частоту импульсов тока, подаваемых в контактную сеть. Частота импульсов должна плавно изменяться в пределах резонансных частот всех пролетов перегона с задержками на резонансной частоте каждого пролета.

Опытный образец, изготовленный ОАО «РЭТК», способен приводить в соударения двойные контактные провода подвески типа М120+2МФ100+2А185 на двухпутном участке длиной до 10 км, при этом средняя плотность тока в подвеске не превышает 2 А/мм<sup>2</sup>. Опытный образец устройства содержит силовой трансформатор ТМ-400/10-0,4 и блок управления и формирования силовых импульсов в виде управляемого трехфазного мостового выпрямителя ПТ-2000/600-УХЛ4 с системой защиты и управления с помощью микроконтроллера.

УУГ ИРМ является аппаратно-программным комплексом, благодаря чему обеспечивается максимальная гибкость рабочих параметров установки. Аппаратная часть (преобразователь, трансформатор и силовые цепи) может быть унифицированной при серийном изготовлении устройства. Алгоритм работы,

частота импульсов, их форма и скважность задаются микроконтроллером под управлением специальной программы. Для создания устойчивых соударений в пролетах программное обеспечение реализует автоматический перебор частот в широком диапазоне от 0,8 до 2,8 Гц, границы которого были определены исходя из диапазона длин пролетов и других параметров подвески.

Эксплуатационные испытания проходили при технической поддержке и контроле Свердловской железной дороги – филиала ОАО «РЖД» – с активным участием главного инженера службы электроснабжения и электрификации В.А. Вербицкого, начальника ДЭЛ И.А. Пятацкого и других работников Свердловской дистанции электроснабжения.

Во время эксплуатационных испытаний петля контактной сети образовывалась на двухпутном участке с подвеской типа М120+2МФ100+2А185 длиной 8,5 км – от тяговой подстанции до поста секционирования. Петля контактной сети содержала 18 анкерных участков, из них 12 анкерных участков перегона и 6 анкерных участков станционных путей. Петля состояла из 260 пролетов главного пути и 22 пролетов боковых путей длиной от 46 м до 76 м, износ контактных проводов 15%. В состав петли входили 18 средних анкерных, 14 сопряжений, 2 из которых – изолированные с защитой от пережогов, 8 воздушных стрелок.

В общей сложности была проведена серия из семи крупных экспериментов; работа установки проверялась в автоматическом и ручном режиме при токе установки в импульсе 700 А, 1000 А, 1400 А, 1650 А. Во время испытаний произведена видеозапись соударений контактных проводов на характерных участках: в промежуточном пролете, пролете средней анкерной, пролетах, содержащих воздушные стрелки, пролете неизолированного сопряжения анкерных участков, а также пролете изолированного сопряжения, оборудованного защитой от пережогов. Продолжительность соударений составляла 40-50 с, число соударений достигало 70-80.

Результаты испытаний позволили сделать следующие выводы для конкретных характерных участков.

**Промежуточный пролет** (рис. 1 а,б,в) – стабильные соударения наблюдались при плотности тока 1 А/мм<sup>2</sup>, при увеличении тока амплитуда и сила ударов возрастала, амплитуда колебаний достигала 100 мм. При проведении испытаний был получен эффект раскачивания с закручиванием всей цепной подвески в пролете. Раскачивания с закручиванием наблюдались в плоскости, перпендикулярной оси пути. При этом колебательную систему образовывали несущий трос и контактный провод, соединенные струнами. Частота колебаний составляла около единицы Гц. Амплитуда колебаний совершенно недостаточна, чтобы причи-





нить вред подвеске, но в то же время вполне приемлема для удаления гололеда с несущих тросов. Механизм колебаний можно объяснить полукозой конструкцией цепной подвески.

**Пролет средней анкеровки** (рис. 2 а,б) – стабильные соударения наблюдались при частоте 2,8 Гц (верхний предел программы), амплитуда колебаний в пролете достигала 75 мм. Следует отметить, что благодаря наличию средней анкеровки полукомпенсированной подвески пролет разбивается на 2 независимых подпролета с более высокими частотами механического резонанса. Анализ видеосъемки показал, что колебания, возникавшие при соударениях контактных проводов, передавались на провод средней анкеровки и далее на несущий трос.

**Электрические соединители.** Испытания показали эффективность УУГ ИРМ в месте установки соединителя. В пролетах с соединителями возникали устойчивые соударения контактных проводов с резонансной частотой пролета. При наличии соединителя с фиксированным расстоянием между контактными проводами, пролет механически разбивался в месте установки соединителя на 2 подпролета, как и в случае со средней анкеровкой; при этом сокращение фактической длины между жесткими точками приводило к увеличению частоты механического резонанса. Амплитуда колебаний в свободных частях пролета была достаточна, а сам зажим и соединитель приходили в колебательное движение за счет распространения на них механических колебаний, возникающих в остальных частях пролета.

**Фиксаторы** – в месте расположения сочлененного фиксатора расстояние между контактными проводами в горизонтальной плоскости жестко фиксировано, однако нет ограничений на вертикальные перемещения. Вертикальные колебания фиксаторов возникают за счет распространения волн от ударов контактных проводов на небольшом расстоянии от фиксатора, что наблюдалось во все пролетах.

Обработка видеозаписи позволила определить, что горизонтальные соударения контактных проводов приводят к вертикальным взаимным колебаниям двойного сочлененного фиксатора с амплитудой порядка 40-60 мм, что также способствует освобождению ото льда фиксатора и участков контактного провода непосредственно вблизи него.

**Неизолированные сопряжения анкерных участков.** При пропускании импульсов тока в ветвях соседних анкерных участков наблюдались устойчивые соударения контактных проводов. Резонансные частоты ветвей были различны и составляли 1,25 и 1,32 Гц. Амплитуда соударений в рабочих частях ветвей достигала 70-75 мм. В нерабочих частях ветвей, отходящих на анкеровку, также наблюдались устойчивые

колебания до мест установки продольных соединителей. После мест установки соединителей отходящие ветви также испытывали вынужденные колебания в горизонтальной и вертикальной плоскости. В процессе испытаний на видео был снят интересный эффект притяжения между собой ветвей контактной подвески соседних анкерных участков и последующего их раскачивания, но соударений между собой ветвей различных анкерных участков зафиксировано не было.

**Изолированные сопряжения анкерных участков** (рис. 3 а, б) – для наблюдений было выбрано изолированное сопряжение анкерных участков на границе станции. Изолированное сопряжение было нормально зашунтировано продольным разъединителем.

Сопряжение оборудовано защитой от пережогов, что существенно меняет его механические характеристики. За счет увеличения погонного веса проводов и уменьшения зазора между ними частота собственного механического резонанса находится достаточно низко. При пропускании импульсов тока с частотой 1,15 Гц наблюдались устойчивые соударения. Амплитуда соударений в рабочих частях ветвей достигала 75 мм.

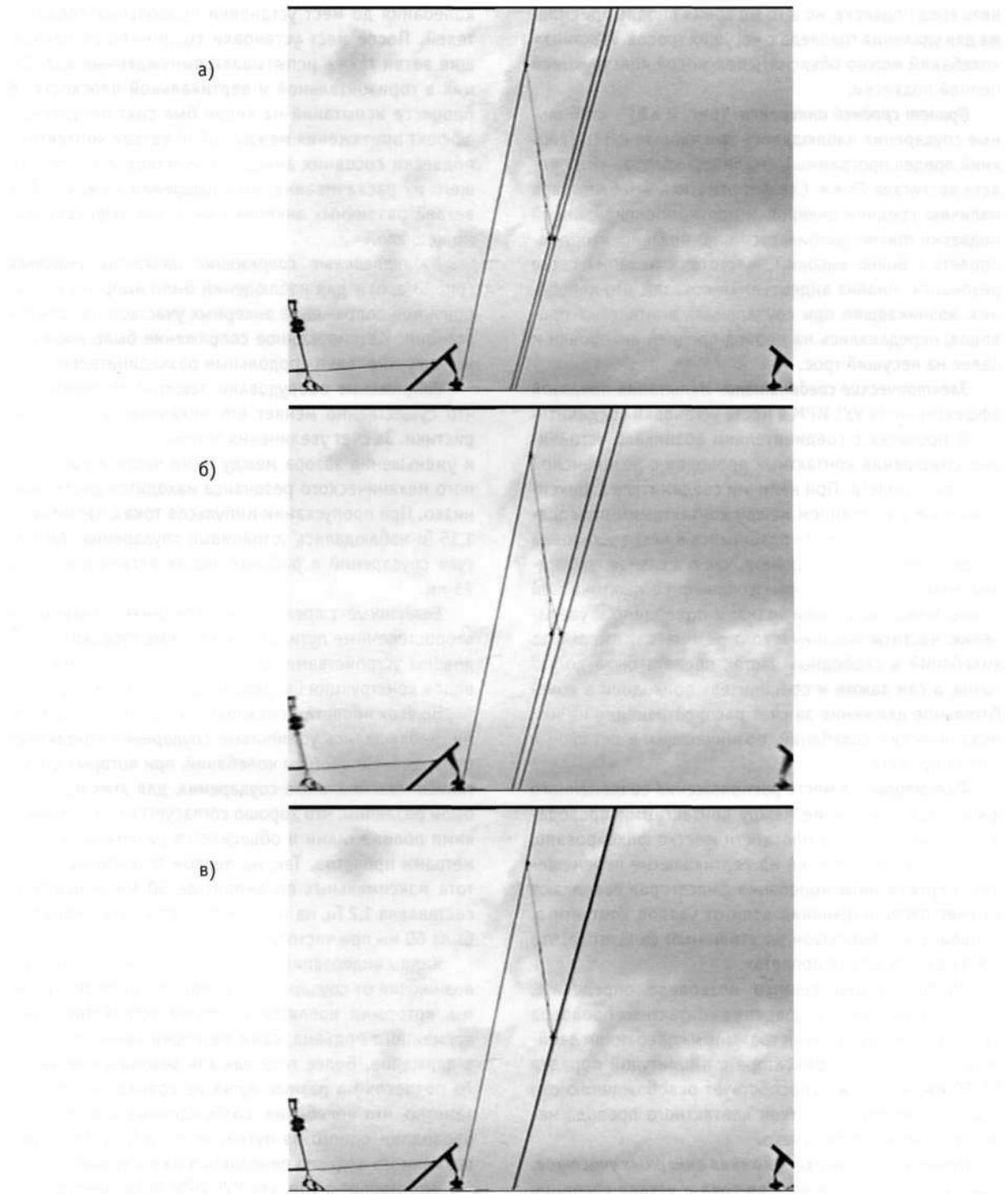
**Воздушные стрелки.** Они соединяют главные и второстепенные пути. Обе воздушные стрелки оборудованы устройствами одновременного подъема проводов конструкции Свердловской железной дороги.

Во всех пролетах, смежных с воздушными стрелками, наблюдались устойчивые соударения контактных проводов. Но частоты колебаний, для которых достигались максимальные соударения, при этих пролетах были различны, что хорошо согласуется с теоретическими положениями и объясняется различными параметрами пролетов. Так, на первом главном пути частота максимальных по амплитуде 50 мм соударений составляла 1,2 Гц, на третьем боковом пути амплитуда была 60 мм при частоте 1,4 Гц.

Кадры видеозаписи подтверждают, что колебания, возникшие от соударений проводов, сотрясают зажимы, которыми крепятся распорки устройства одновременного подъема, сами распорки также приходят в движение. Более того, так как резонансные частоты подвесок на разных путях не совпадали, то было заметно, что колебания, возбужденные контактными проводами одного из путей, через устройство одновременного подъема передаются на соседний путь.

Это говорит о том, что УУГ ИРМ позволяет удалять гололед не только с проводов путей, но и с устройств одновременного подъема. Кроме того, из-за наличия механической связи путей через устройство одновременного подъема контактных проводов общее время воздействия вибрации и колебаний на провода суммируется.

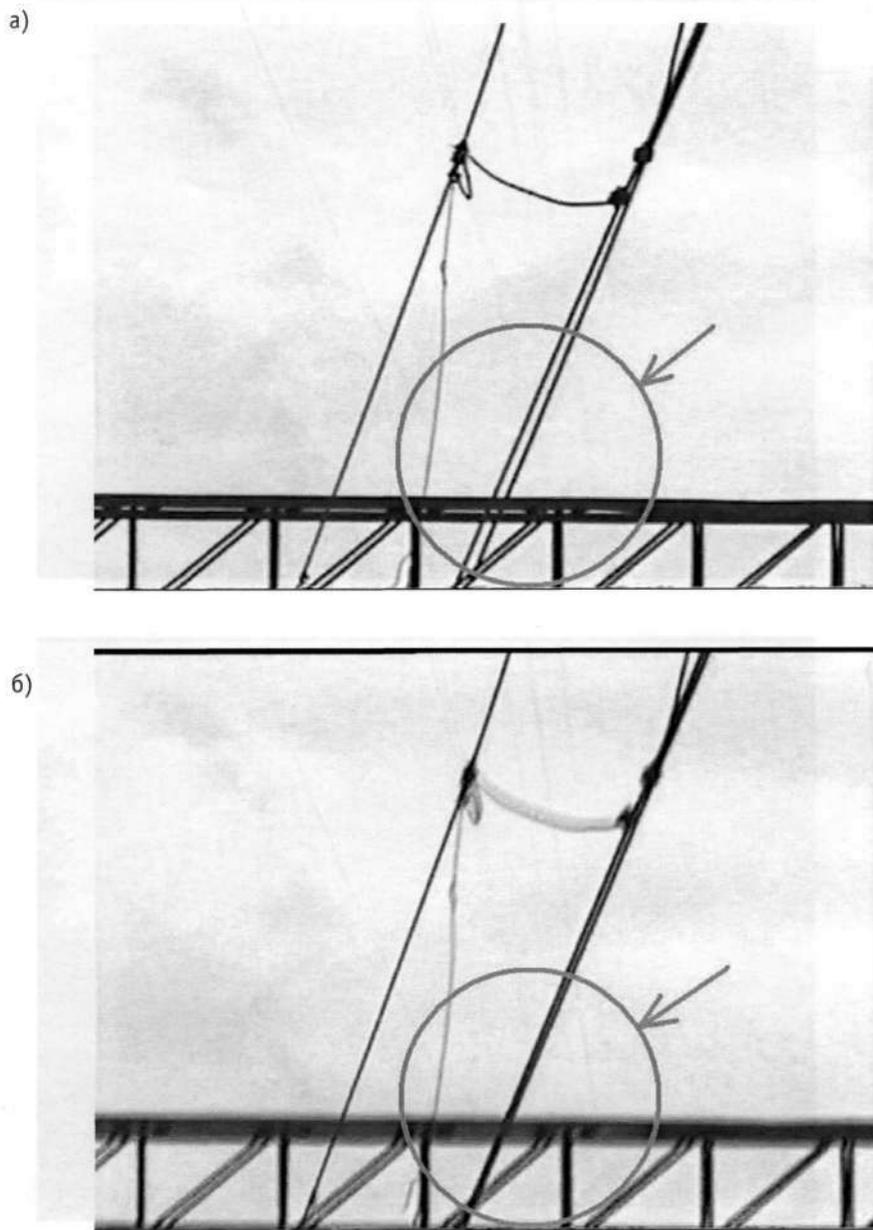




**Рисунок 1 – Промежуточный пролет:**

*а – положение равновесия; б – максимальное удаление; в – соударение контактных проводов.*





**Рисунок 2 – Пролет со средней анкерровкой:**

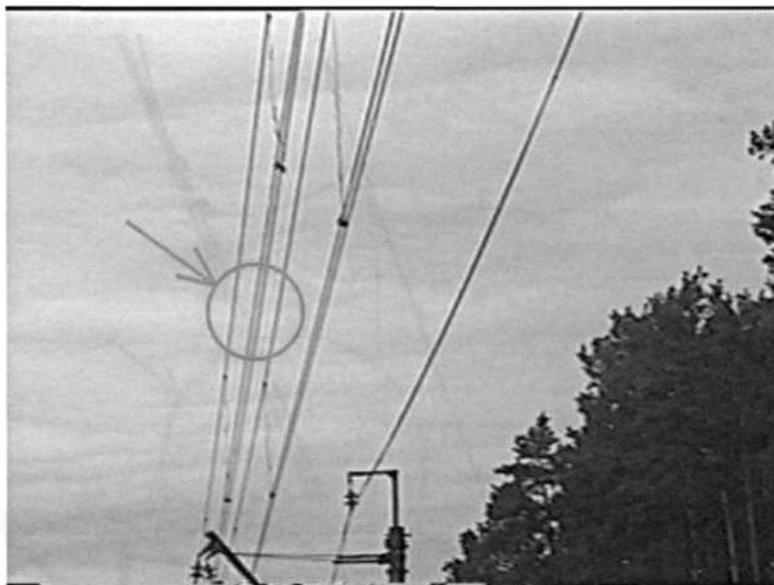
*а – максимальное удаление; б – соударение контактных проводов.*

Таким образом, все проведенные испытания полностью подтверждают работоспособность УУГ ИРМ. Раскачка контактных проводов и их стабильные соударения с амплитудой, достаточной для удаления гололеда, имели место во всех пролетах выбранного участка контактной сети.

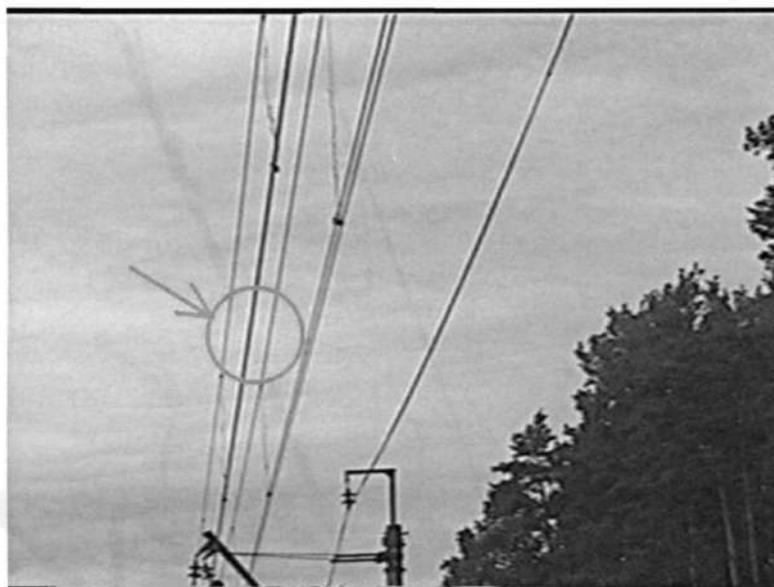
Опытный образец УУГ ИРМ введен в эксплуатацию, устройство удаления гололеда импульсно-резонансным методом включено в план обновления ОАО «РЖД» на 2007 г.



а)



б)



**Рисунок 3 – Пролет с изолированным сопряжением:**

*а – максимальное удаление; б – соударение контактных проводов.*

## Литература

1. Патент 2166826, Россия. Способ удаления гололеда с проводов контактной сети и линий электропередачи / Ефимов А.В., Галкин А.Г. - Опул. Б.И. - 2001. - № 12.

2. Исследование способа удаления гололеда с двойных контактных проводов импульсно-резонансным методом на модели / Ефимов А.В., Галкин А.Г., Бунзя А.В., Кондрышов М.В. - Екатеринбург: УрГУПС, 2004. - 14с. -Деп. в ВИНИТИ. - № 1347. - 03.08.2004.



## АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ИЗОЛЯЦИИ РАСПРЕДУСТРОЙСТВА 10 КВ ТЯГОВОЙ ПОДСТАНЦИИ

Рассмотрена разработка автоматизированной системы контроля изоляции всех устройств электроснабжения, подключенных к распределительному устройству 10 кВ тяговой подстанции. Применение данной системы позволяет заменить существующую малоэффективную систему периодического контроля изоляции мониторингом наличия опасного уровня частичных разрядов. Рассмотрены вопросы согласования работы предлагаемой системы контроля изоляции и цепей релейной защиты РУ-10 кВ.

В течение последних 10 лет на Свердловской железной дороге было зафиксировано 1533 случая отказа устройств электроснабжения тяговых подстанций [1], из них 818 отказов были отказами изоляции (53% от общего числа отказов), при этом в процессе высоковольтных испытаний было обнаружено и выведено из эксплуатации всего 108 устройств электроснабжения, что составляет 12% от общего числа дефектной изоляции. Следовательно, существующую методику контроля состояния изоляции устройств электроснабжения приходится признать неэффективной и имеется насущная необходимость в разработке более надежных устройств контроля состояния изоляции.

Как было выяснено, при испытаниях различных устройств электроснабжения наиболее эффективным методом контроля состояния изоляции является контроль частичных разрядов [2], при этом возможны два способа контроля: периодический и постоянный (мониторинг).

В Уральском государственном университете путей сообщений было разработано устройство контроля порогового уровня частичных разрядов, предназначенное для использования как при высоковольтных периодических испытаниях, так и при мониторинге состояния изоляции электроустановки 6-10 кВ. Опытный образец данного устройства [3] был испытан в условиях Свердловской железной дороги и показал высокую техническую эффективность при низкой стоимости и простоте эксплуатации. При всех достоинствах предлагаемого устройства контроля частичных разрядов в настоящее время оно не используется. Возможной причиной этого является исполнение исходного устройства контроля частичных разрядов в однофазном варианте, его чувствительность к оперативным переключениям и необходимость подключения к существующим цепям релейной защиты. Таким образом, целью данной работы является совершенствование

существующего устройства контроля частичных разрядов с целью разработки автоматизированной системы контроля изоляции распределительного устройства 10 кВ тяговой подстанции.

Рассмотрим исходное устройство контроля частичных разрядов и оценим его эффективность для автоматизированного контроля состояния изоляции РУ-10 кВ.



Рисунок 1 – Внешний вид устройства контроля частичных разрядов

Разработанное устройство контроля частичных разрядов (опытный образец) изображено на рис. 1. Электрическая принципиальная схема устройства контроля частичных разрядов показана на рис. 2. Данное устройство состоит из высоковольтного блока, подключаемого к шинам высокого напряжения и заземлению электроустановки, пульта управления и соединительного кабеля.

В высоковольтном блоке расположены четыре последовательно соединенных конденсатора  $C$  типа К15-4 с номинальным напряжением 30 кВ каждый, датчик частичных разрядов  $Z$  – катушка РКН, ограничитель перенапряжений  $FV$  типа 1,5КЕ100СА, динистор  $VS$  типа 2Н102Г, резистор переменный  $R$  сопротивлением 4,7 кОм, клемма типа КП-1а для подключения заземления. Пульт управления устройства контроля частичных разрядов включает светодиод  $VD$  типа L-53SEC, элемент  $GB$  типа «Крона», переключатель  $K1$  типа Т-2, кнопку  $K2$  типа 71PSW-4010G. Пульт управления и высоковольтный блок устройства контроля частичных разрядов соединены коаксиальным кабелем с заземленной оболочкой типа RG58A/И и наконечниками типа «Джек-6,3».

Металлические корпуса пульта управления и высоковольтного блока подключаются к заземлению распреустройства тяговой подстанции и экранируют измерительную схему.

Данное устройство работает следующим образом. При правильно собранной схеме испытаний и вклю-

ченном переключателе  $K1$  светодиод  $VD$  тускло светится, так как напряжение элемента  $GB$  оказывается приложенным к последовательно соединенной цепочке элементов  $VD - K1 - \text{кабель} - R - Z - \text{заземление}$ , которая имеет сравнительно высокое сопротивление (около 6 кОм). При напряжении элемента 9 В динистор  $VS$  и ограничитель перенапряжений  $FV$  являются большими сопротивлениями (несколько МОм).

При подаче высокого напряжения промышленной частоты 50 Гц на датчике частичных разрядов  $Z$  появляется кривая напряжения на шинах высокого напряжения в масштабе, определяемом соотношением активных и реактивных сопротивлений элементов  $C, Z, R, VS$  и  $FV$ . Подстройкой сопротивления переменного резистора  $R$  можно регулировать напряжение на датчике частичных разрядов  $Z$  (чувствительность устройства контроля частичных разрядов).

При появлении в изоляции устройства электропитания опасного уровня максимального кажущегося заряда частичных разрядов (100 нКл) на датчике возникает импульсное напряжение соответствующей амплитуды, при котором срабатывает динистор  $VS$ , и его сопротивление становится примерно равным нулю. В этом случае постоянный ток течет по цепи  $GB - VD - K1 - \text{кабель} - VS - \text{заземление}$  и светодиод  $VD$  загорается ярко.

При снятии высокого напряжения светодиод  $VD$  будет гореть также ярко, показывая, что в изоляции возник опасный уровень частичных разрядов. Дан-

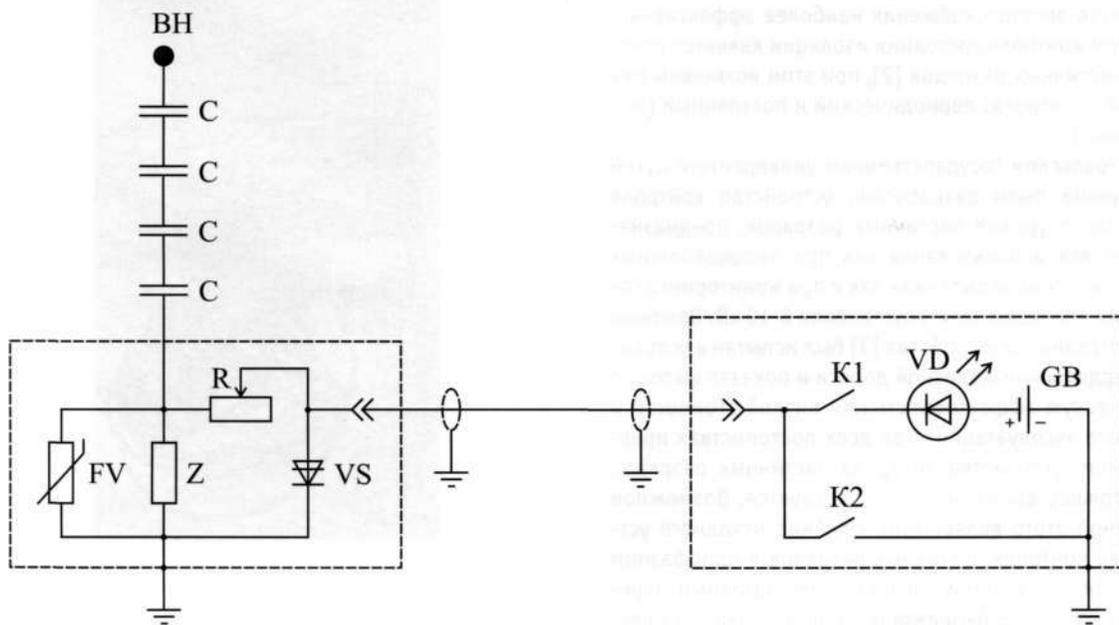


Рисунок 2 – Принципиальная схема устройства контроля частичных разрядов



ное явление объясняется протеканием постоянного тока по динистору  $VS$ , который поддерживает его в открытом состоянии. Для закрытия динистора  $VS$  и приведения устройства контроля частичных разрядов в исходное состояние необходимо нажать на кнопку  $K2$ , которая зашунтирует динистор  $VS$ , восстановив его исходное сопротивление.

В случае возникновения перенапряжения на шинах высокого напряжения или перекрытия (пробоя) конденсаторов  $C$  на датчике частичных разрядов  $Z$  может появиться высокое напряжение. Для предотвращения такой аварийной ситуации параллельно датчику частичных разрядов  $Z$  подключен ограничитель перенапряжений  $FV$ . При возникновении на ограничителе перенапряжений  $FV$  напряжения 100 В его сопротивление резко падает, и волна перенапряжения срезается.

Таким образом, данное устройство является полуавтоматическим: контроль частичных разрядов осуществляется автоматически, но для приведения устройства контроля частичных разрядов в исходное состояние необходимо присутствие оператора.

Предложенное устройство контроля частичных разрядов является безопасным, так как высоковольтный блок защищен ограничителем перенапряжений  $FV$ , а на пульте управления и соединительном кабеле максимальное напряжение не превышает 100 В. Кроме того, оболочка коаксиального кабеля и корпуса высоковольтного блока и пульта управления заземляются.

Проверка технической эффективности устройства контроля частичных разрядов была проведена в дорожной электротехнической лаборатории Свердловской железной дороги.

Программа испытаний включала два этапа:

- 1) проверку возможности контроля частичных разрядов в высоковольтной установке, определение уровня помех и выбраковочных критериев;
- 2) испытание устройства контроля частичных разрядов.

Проведенные на первом этапе испытания подтвердили эффективность методики контроля состояния изоляции устройств электроснабжения железных дорог по характеристикам частичных разрядов [2] как при плановых периодических высоковольтных испытаниях, так и во время эксплуатации при номинальном напряжении, в том числе с использованием автоматического устройства контроля частичных разрядов, настроенного на порог срабатывания 100 нКл, амплитуду частичных разрядов при предпробойном состоянии изоляции устройства электроснабжения.

Проведенные на втором этапе испытания подтвердили высокую техническую эффективность предложенного устройства контроля частичных разрядов как при периодическом контроле изоляции, так и при пос-

тоянном контроле (мониторинге) состояния изоляции [2].

Описанное устройство контроля частичных разрядов имеет ряд недостатков, затрудняющих автоматическое применение устройства контроля частичных разрядов совместно с существующими схемами релейной защиты:

- 1) устройство является однофазным, а РУ-10 кВ – трехфазным;
- 2) необходимо присутствие оператора для приведения устройства в исходное состояние;
- 3) оценка яркости свечения светодиода может быть проведена оперативным персоналом некорректно;
- 4) ключи  $K1$  и  $K2$  (см. рис. 2) дублируют функцию разъёмного контакта.

С целью устранения данных недостатков устройство контроля частичных разрядов было модифицировано следующим образом (см. рис. 3).

1. Разделительные конденсаторы были соединены в звезду, что позволило использовать устройство в трехфазной системе распреустройства 10 кВ тяговой подстанции. Такая модификация обоснована тем, что частичные разряды в трехфазной системе практически никогда не появляются симметрично во всех трех фазах (за исключением коммутационных режимов).

2. Светодиод  $VD$  был заменен на указательное реле  $KH$  типа РУ-21/0,01, реагирующее на изменение протекающего по нему тока [4], что позволило одновременно решить проблему некорректной оценки яркости свечения светодиода обслуживающим персоналом и унифицировать токовые релейные защиты и контроль частичных разрядов, поскольку в токовых релейных защитах для индикации в основном применяются указательные реле.

3. Ключи  $K1$  и  $K2$  из схемы устройства было решено исключить.

Автоматизированная система защиты изоляции распреустройства 10 кВ может быть разработана только применительно к конкретной тяговой подстанции. В качестве примера возьмем типовую схему [5] распреустройства 10 кВ тяговой подстанции, включающую два ввода, две секции шин, соединенных секционным выключателем. К РУ-10 кВ подключены два фидера нетяговых потребителей 10 кВ (НТП), трансформаторы собственных нужд (ТСН) тяговой подстанции, трансформаторы напряжения и фидеры, питающие тяговые трансформаторы.

На вводах РУ-10 кВ предусмотрена максимальная токовая защита (МТЗ) с выдержкой времени, защита шин осуществляется с использованием токовой отсечки (ТО) с выдержкой времени [6]. Защита фидеров НТП 10 кВ, ТСН и преобразовательных трансформато-

ров осуществляется с использованием МТЗ с выдержкой времени и ТО без выдержки времени [6].

Автоматизированная система защиты изоляции устройств 10 кВ тяговой подстанции призвана замещать существующую систему плановых периодических испытаний изоляции, для этого надежность разрабатываемой системы должна быть достаточно высока. Одним из способов повышения надежности является дублирование устройств контроля, следовательно, для контроля изоляции ПУ-10 кВ можно использовать два устройства контроля частичных разрядов, подключенные к разным секциям шин распреустройства.

Для обеспечения надежности электроснабжения потребителей 10 кВ устройства контроля частичных разрядов следует подключить параллельно трансформаторам напряжения, тогда даже при отказе разделительных конденсаторов устройства контроля частичных разрядов короткое замыкание отключится предохранителями, с помощью которых трансформаторы напряжения подключаются к шинам ПУ. В случае необходимости технического обслуживания

устройства контроля частичных разрядов выполнение таких мероприятий также не повлечет отключение потребителей.

На рис. 4 изображен участок схемы подключения устройств контроля частичных разрядов к шинам ПУ-10 кВ вместе с совмещенной схемой токовой релейной защиты шин распреустройства. На рис. 4 обозначены электромагнит отключения  $YAT$  выключателя  $Q$  с блок-контактом  $QT$ , трансформаторы тока  $TA$ , разъединители  $QS1$  и  $QS2$ , высоковольтные ограничители перенапряжений  $FV1$  и  $FV2$ , предохранители  $FU1$  и  $FU2$ , трансформаторы напряжения  $TV1$  и  $TV2$ , токовые реле  $KA1$  и  $KA2$  типа  $PT-40$ , реле максимального напряжения  $KV$  типа  $PH-53/60$ , реле времени  $KT1$  типа  $ЭВ-132$ , реле времени  $KT2$  типа  $ВЛ-54$ , промежуточное реле  $KL$  типа  $ПИ-23$ , указательное реле  $KH1$  типа  $ПУ-21/220$ , срабатывающее при появлении напряжения, указательное реле  $KH2$  типа  $ПУ-21/0,01$ , срабатывающее при появлении тока, элемент питания  $GB$  и оборудование высоковольтных блоков устройств контроля частичных разрядов ( $C, FV3, FV4, Z1, Z2, VS1, VS2, R1, R2$ ).

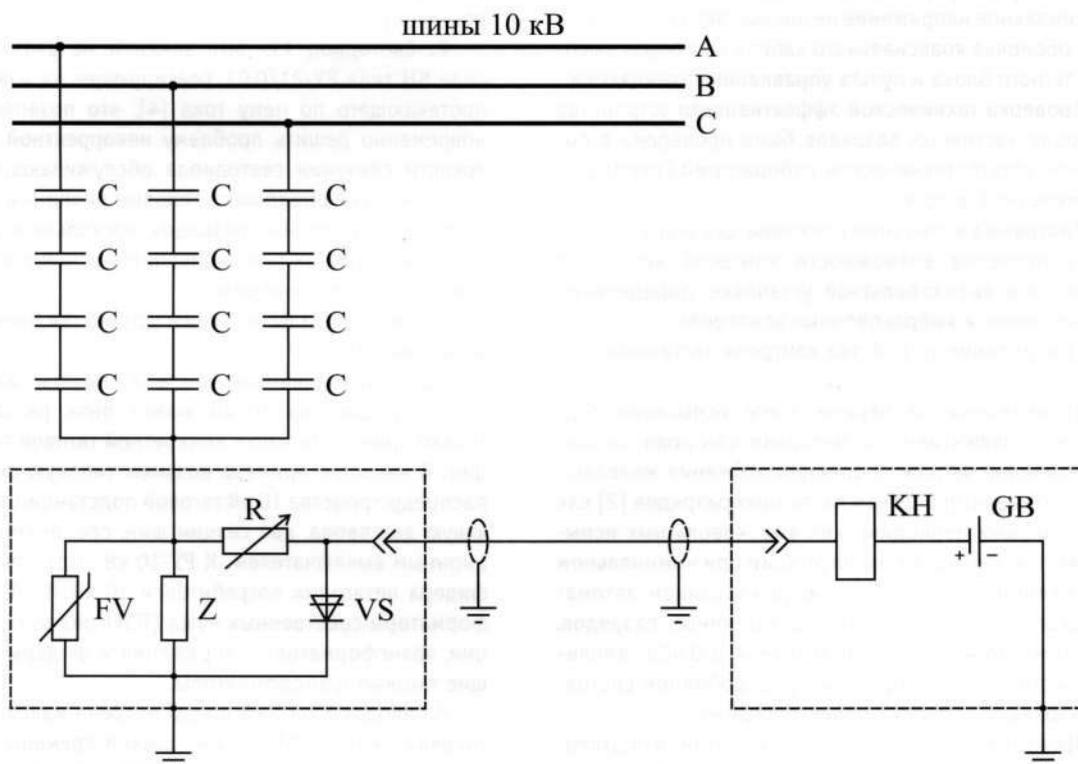


Рисунок 3 – Модифицированное устройство контроля частичных разрядов

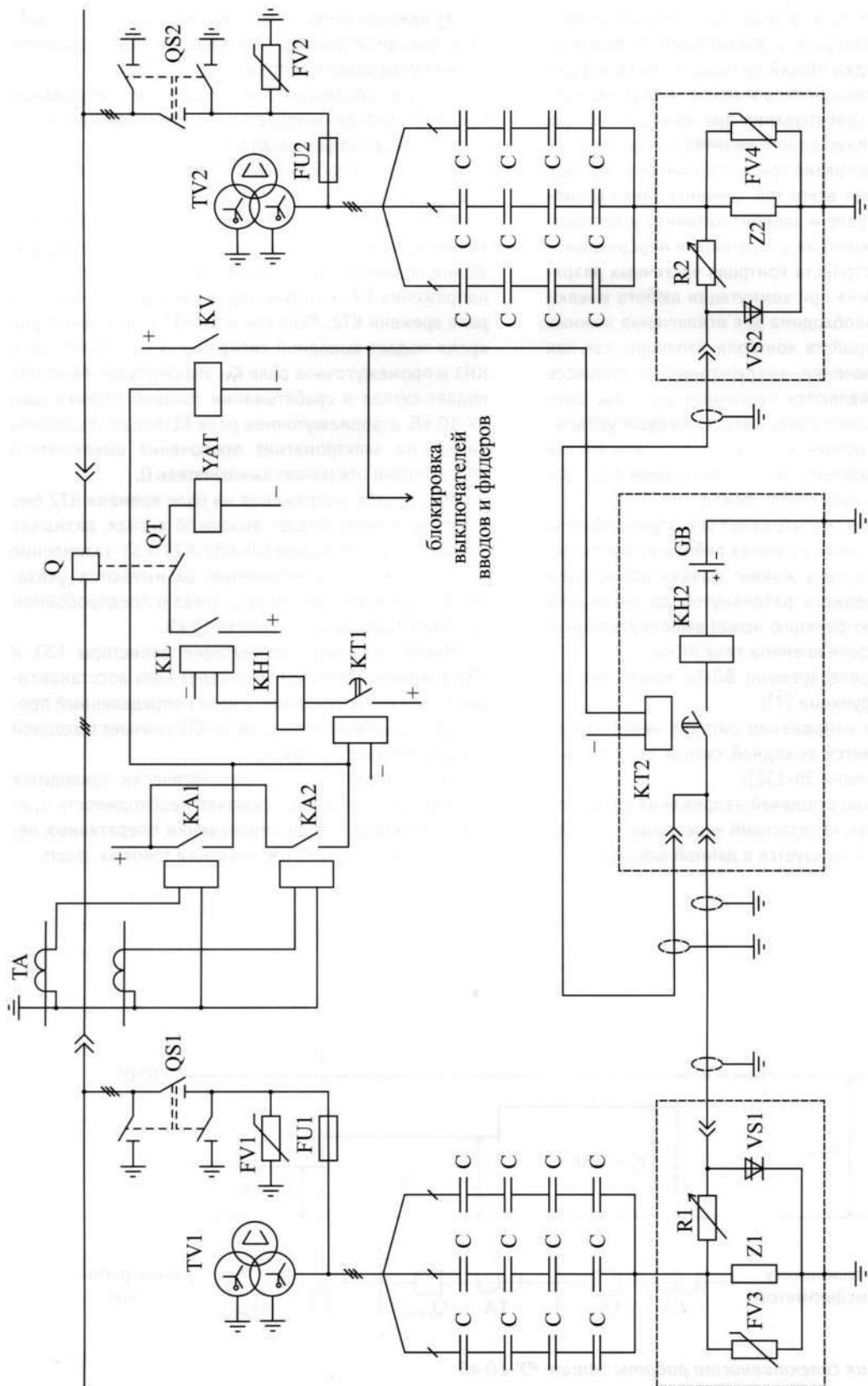


Рисунок 4 – Подключение устройств контроля частичных разрядов к шинам РУ-10 кВ

Как можно отметить, устройство контроля частичных разрядов подверглось дальнейшей модернизации – применен один общий низковольтный блок для двух высоковольтных блоков и применена блокировка устройства от срабатывания при коммутационных режимах. Применение одного низковольтного блока в данной схеме обосновано тем, что он высоконадежен, поскольку включает всего три элемента (реле времени, указательное реле и элемент питания) и легкодоступен для обслуживания оперативным персоналом.

Блокировка устройств контроля частичных разрядов от срабатывания при коммутации любого выключателя РУ-10 кВ необходима для исключения ложных срабатываний устройств контроля изоляции, так как при любом отключении выключателей в процессе гашения дуги появляются частичные разряды, амплитуда которых может превышать пороговый уровень 100 нКл. Данный режим не является режимом отказа изоляции, следовательно, указательное реле КН2 срабатывать в таком случае не должно.

Для исключения срабатывания указательного реле КН2 в коммутационных режимах работы его цепь необходимо разомкнуть в момент начала коммутации выключателя и держать разомкнутой до окончания коммутации. Такую функцию может выполнить многофункциональное реле времени типа ВЛ-54.

Электронное реле времени ВЛ-54 может выполнять следующие функции [7]:

- 1) при подаче напряжения питания через заданное время появляется выходной сигнал (аналогично функции реле времени ЭВ-132);
- 2) одновременно с подачей напряжения появляется выходной сигнал, исчезающий через заданное время (эта функция используется в данной работе);

3) одновременно с подачей напряжения появляется выходной сигнал, исчезающий через заданное время после снятия напряжения;

4) при предварительно поданном напряжении после его снятия появляется выходной сигнал, исчезающий через заданное время.

Рассмотрим работу релейной защиты шин РУ-10 кВ при коротком замыкании.

В зависимости от типа короткого замыкания срабатывает одно или оба токовых реле КА1 и КА2, напряжение подается на обмотку реле времени КТ1 и реле напряжения КV, которое подает выходной сигнал на реле времени КТ2. Реле времени КТ1 через некоторое время подает выходной сигнал на указательное реле КН1 и промежуточное реле КL. Указательное реле КН1 подает сигнал о срабатывании токовой отсечки шин РУ-10 кВ, а промежуточное реле КL подает выходной сигнал на электромагнит отключения выключателя УАТ, который отключает выключатель Q.

При подаче напряжения на реле времени КТ2 оно в тот же момент подает выходной сигнал, размыкая контакты, при этом цепи GB-KH2-KT2-VS1-заземление и GB-KH2-KT2-VS2-заземление размыкаются, указательное реле КН2 не подает сигнал о предпробойном состоянии изоляции устройств 10 кВ.

После окончания коммутации динисторы VS1 и VS2 в момент перехода тока через ноль восстанавливают свое сопротивление, а через определенный промежуток времени реле времени КТ2 снимает выходной сигнал, замыкая контакты.

Таким образом, схема автоматически приводится в исходное состояние, исключая необходимость присутствия оператора при проведении оперативных переключений или при срабатывании токовых защит.

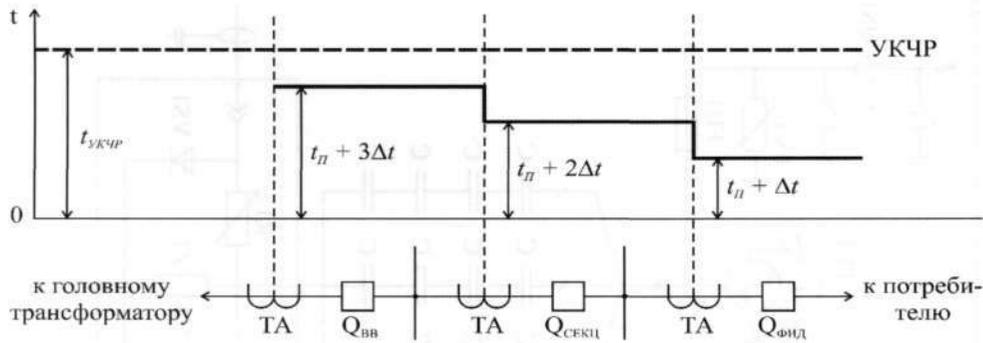


Рисунок 5 – График селективности работы защит РУ-10 кВ



Одно из условий, предъявляемых к релейной защите, – обеспечение селективности срабатывания [5]. В данной работе селективность токовых защит и автоматизированной системы контроля изоляции РУ-10 кВ обеспечивается неодновременностью их срабатывания. Составим график селективности по времени срабатывания защит (рис. 5).

При возникновении короткого замыкания у потребителя первой должна сработать защита потребителя за время  $t_{\Pi}$ . В случае если защита потребителя не сработала, должна сработать защита фидера. Если защита фидера не сработала, должна сработать защита шин, а затем в случае ее отказа и защита вводов РУ-10 кВ.

Селективность релейной защиты состоит в данном случае в том, чтобы, например, при коротком замыкании у потребителя не отключился выключатель ввода. Для исключения такой ситуации все последовательно расположенные на графике селективности защиты разнесены по времени срабатывания на ступень селективности – выдержку времени  $\Delta t$ .

Рассчитаем выдержки времени уставки реле времени МТЗ фидера  $t_{\text{Фид}}^{\text{ТО}}$  шин  $t_{\text{СЕКЦ}}$  и МТЗ вводов  $t_{\text{ВВ}}$  используя рекомендуемые [7] значения  $t_{\Pi} = 0,1$  с и  $\Delta t = 0,5$  с:

$$t_{\text{Фид}} = t_{\Pi} + \Delta t = 0,1 + 0,5 = 0,6 \text{ с};$$

$$t_{\text{СЕКЦ}} = t_{\Pi} + 2\Delta t = 0,1 + 2 \cdot 0,5 = 1,1 \text{ с};$$

$$t_{\text{ВВ}} = t_{\Pi} + 3\Delta t = 0,1 + 3 \cdot 0,5 = 1,6 \text{ с}.$$

Блокировка устройства контроля частичных разрядов должна быть обеспечена в течение времени

$t_{\text{УКЧР}}$  достаточного для завершения работы всех токовых защит и коммутации всех выключателей РУ-10 кВ. Рассчитать время уставки реле времени системы защиты изоляции  $t_{\text{УКЧР}}$  с можно по формуле

$$t_{\text{УКЧР}} = t_{\Pi} + 3\Delta t + t_{\text{СВ}} + t_{\Gamma} + T_{\text{А}} \quad (1)$$

где  $t_{\text{СВ}}$  – собственное время отключения выключателя ввода, с;

$t_{\Gamma}$  – время гашения дуги, с;

$T_{\text{А}}$  – постоянная времени, с.

Выполним расчет по формуле (1) для случая установки на вводах распреустройства 10 кВ выключателей ВВ/TEL-10-12,5/630 У2:

$$t_{\text{УКЧР}} = t_{\Pi} + 3\Delta t + t_{\text{СВ}} + t_{\Gamma} + T_{\text{А}} = 0,1 + 3 \cdot 0,5 + 0,015 + 0,05 + 0,05 = 1,715 \text{ с}.$$

При выполнении рассчитанных уставок реле времени селективность работы релейной защиты и устройств контроля частичных разрядов будет обеспечена.

Таким образом, предлагаемая автоматизированная система контроля изоляции распреустройства 10 кВ тяговой подстанции обеспечивает мониторинг состояния изоляции, не требует внимания оперативного персонала тяговой подстанции, обладает повышенной надежностью и устойчивостью к воздействию помех. Совместно с другими современными методами контроля устройств электроснабжения тяговых подстанций предлагаемая автоматизированная система контроля изоляции позволяет перейти к эксплуатации телеуправляемых тяговых подстанций без обслуживающего персонала.

## Литература

1. Косяков А.А. Актуальность исследования частичных разрядов в изоляции устройств электроснабжения железных дорог на примере Свердловской железной дороги// Новейшие достижения науки и техники на железнодорожном транспорте/ ЮУЖД. - Челябинск, 2004. - Ч. 2. - С. 58-61.
2. Косяков А.А. Диагностика и контроль состояния изоляции устройств электроснабжения железных дорог 6-10 кВ: Дис. ... канд. техн. наук. - Екатеринбург, 2006. - 149 с.
3. Патент РФ № 2266548, МПК G01R 31/12. Устройство контроля порогового уровня частичных разрядов / Косяков А.А. - Опубл. 20.12.2005. - БИ № 35.
4. Чебоксарский электроаппаратный завод. - <http://www.cheaZ.RU/>
5. Почаевец В.С. Электрические подстанции. - М.: Желдориздат, 2001. - 512 с.
6. Фигурнов Е.П. Релейная защита. - М.: Желдориздат, 2002. - 720 с.
7. МПО «Электромонтаж». - <http://www.electRo-mPo.RU>

## СХЕМА ПОЛУПРОВОДНИКОВОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОКА ОБМОТОК ВОЗБУЖДЕНИЯ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В РЕЖИМЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ

**В настоящее время на железных дорогах России электрической тягой выполняется более 75% грузовых и 40-60% пассажирских перевозок. Общая задача, стоящая перед железнодорожным транспортом в XXI в., заключается в снижении эксплуатационных расходов и улучшении удельных энергетических показателей отрасли. В соответствии с энергетической стратегией железнодорожного транспорта на период до 2020 г. одно из основных направлений действия - энергосбережение.**

Рекуперативное торможение, применяемое на грузовых электровозах постоянного тока, позволяет экономить до 20-25% электроэнергии, расходуемой на тягу поездов. В настоящее время на сети дорог эта величина колеблется в пределах 7-8%. На Октябрьской железной дороге, в силу сложившихся обстоятельств штатная схема рекуперации грузовых электровозов постоянного тока оказалась неработоспособной, что обусловило проблему, связанную с перерасходом электроэнергии.

На электровозах ВЛ10, ВЛ10У возбуждение тяговых двигателей осуществляется от двух электромашинных преобразователей постоянного тока -3000/-38, установленных по одному на секцию. Обмотки возбуждения тяговых двигателей включены последовательно-параллельно по две. Такое включение обмоток возбуждения, а также питание обмоток двигателей второй секции от другого источника обуславливает неодинаковый ток возбуждения тяговых двигателей, а следовательно, и неодинаковую их нагрузку. Для сглаживания бросков тормозного тока при изменении уровня напряжения в контактной сети предусмотрено противовозбуждение возбудителя. С этой целью в цепь якорей тяговых двигателей включены две обмотки противовозбуждения возбудителя.

Последовательно-параллельное соединение обмоток возбуждения и отсутствие средств автоматического регулирования приводит к расхождению токов якорей в режиме рекуперации. Это, наряду с инерционностью системы питания обмоток возбуждения, создает предпосылки для разработки быстродействующей полупроводниковой схемы регулирования тока возбуждения, которая должна обеспечить поддержание токов якорей в заданных пределах при рекуперации и замещающем реостатном торможении,

что необходимо предусматривать при повышенном напряжении в контактной сети и ограниченном потреблении рекуперированной энергии.

Варианты бестрансформаторных устройств питания обмоток возбуждения двигателей электровоза изображены на рис. 1.

К недостаткам схем, изображенных на рис. 1, относятся:

- прямое подключение обмоток возбуждения к источнику питания;
- необходимость реализации незначительного коэффициента заполнения, который определяется сопротивлением обмоток возбуждения и может составлять величину порядка 0,001-0,01;
- низкий КПД.

Применение двухточечного преобразователя по схеме на рис. 1б позволяет повысить коэффициент заполнения в 2 раза за счет увеличения числа полупроводниковых приборов.

В схеме на рис. 1в нет прямой связи цепей обмоток возбуждения с источником питания, но дополнительный реактор с конденсатором увеличивают массу и габариты преобразователя.

При использовании полумостового инвертора напряжения по схеме на рис. 1г исключаются полностью управляемые ключевые элементы, но при малых нагрузках резко возрастает напряжение на конденсаторах. Так как изменение частоты включения тиристоров нецелесообразно, то регулировать ток возбуждения возможно управляемым выпрямителем.

Более перспективным является преобразователь, схема которого изображена на рис. 2.

Если зарядить конденсатор до некоторого напряжения, то после выключения  $VS_1$  конденсатор  $C_2$  разряжается током нагрузки. При  $U_{C_2} = 0$  включается  $VS_2$  и конденсаторы перезаряжаются. Тиристор  $VS_2$



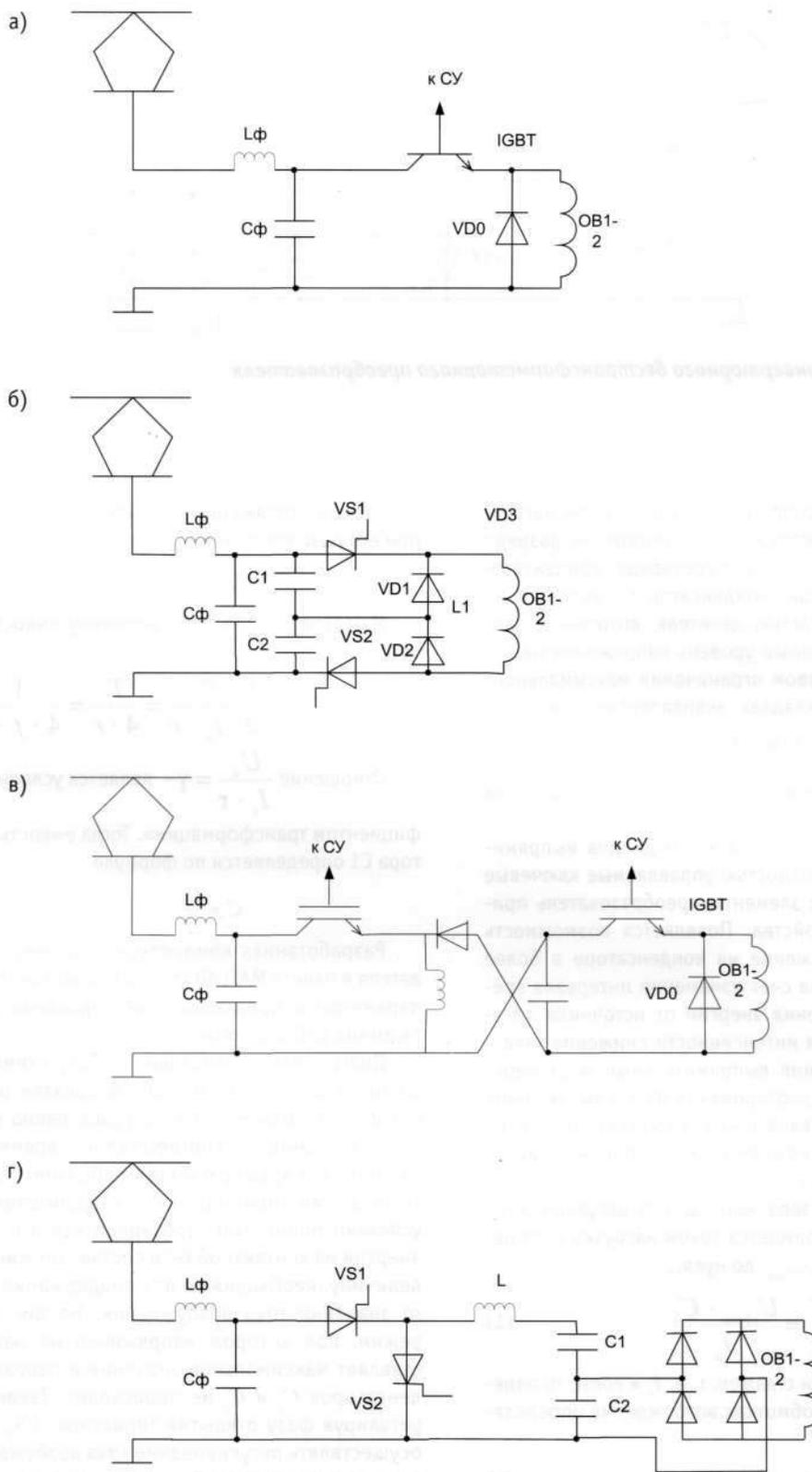


Рисунок 1 — Схемы преобразователей

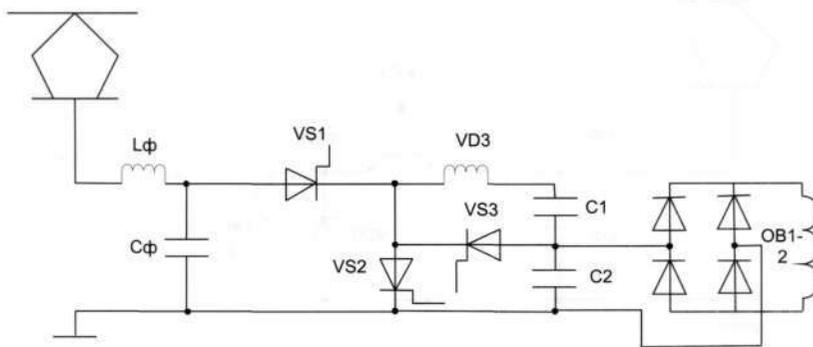


Рисунок 2 – Схема инверторного бестрансформаторного преобразователя

выключается, и  $C_2$  снова разряжается током нагрузки. Отпирание тиристора  $VS_3$  на интервале разряда конденсатора приведет к перезаряду конденсатора  $C_1$ . Таким образом, конденсатор  $C_1$  является не только составной частью делителя, который позволяет получить требуемый уровень напряжения на нагрузке, но и средством ограничения максимального напряжения на обкладках эквивалентного конденсатора  $C_3 = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2}$  при отпирании тиристора  $VS_1$ .

Алгоритм управления тиристорами приведен на рис. 3.

После замены тиристора  $VS_1$  и диодов выпрямительного моста на полностью управляемые ключевые полупроводниковые элементы преобразователь приобретает новые свойства. Появляется возможность регулировать напряжение на конденсаторе в более широких пределах за счет изменения интервала времени ( $\Delta t_2$ ) потребления энергии от источника питания. Для повышения интенсивности снижения тока в обмотках возбуждения выпрямительный мост переводится в режим инвертирования путем выключения проводящих плеч и включения смежных с ними плеч (моменты выключения ключа  $VS_1$  и отпирания тиристора  $VS_3$  показаны на рис. 3).

Примем, что на заданной частоте регулирования конденсатор  $C_2$  разряжается током нагрузки  $I_n$  от некоторого значения  $U_{c2max}$  до нуля.

$$\frac{T}{2} = \frac{U_{c2max} \cdot C_2}{I_d} \quad (1)$$

Если ток нагрузки сглажен, т. е.  $I_n = const$ , то падение напряжения на обмотках возбуждения определяется по формуле

$$\Delta U = I_n \cdot r. \quad (2)$$

Так как напряжение на конденсаторе  $C_2$  снижается при его разряде линейно, то

$$U_{c2max} = 2 \cdot I_n \cdot r. \quad (3)$$

Из (1) и (3) получаем величину емкости конденсатора  $C_2$

$$C_2 = \frac{I_d \cdot T}{2 \cdot 2 \cdot I_d \cdot r} = \frac{T}{4 \cdot r} = \frac{1}{4 \cdot f \cdot r}. \quad (4)$$

Отношение  $\frac{U_d}{I_i \cdot r} = \gamma$  является условным «коэф-

фициентом трансформации». Тогда емкость конденсатора  $C_1$  определяется по формуле

$$C_1 = \frac{C_2}{\gamma}. \quad (5)$$

Разработанная компьютерная модель преобразователя в пакете MATLAB (рис. 4) позволяет определять параметры и производить исследования различных режимов работы схемы.

Диаграммы, поясняющие работу схемы, изображены на рис. 5 и 6. На рис. 5 показан режим, при котором напряжение на нагрузке равно минимальному значению, и соответственно время открытия тиристора  $VS_3$  выбрано таким образом, что к моменту открытия тиристора  $VS_1$  конденсаторы  $C_1$  и  $C_2$  успевают полностью перезарядиться, а потребление энергии из контактной сети составляет минимальную величину, необходимую для поддержания начального значения тока возбуждения. На рис. 6 показан режим, при котором напряжение на нагрузке составляет максимальное значение и перезаряда конденсаторов  $C_1$  и  $C_2$  не происходит. Таким образом, регулируя фазу открытия тиристора  $VS_3$ , возможно осуществлять регулирование тока возбуждения тяговых электродвигателей, не изменяя при этом частоту работы ключей.

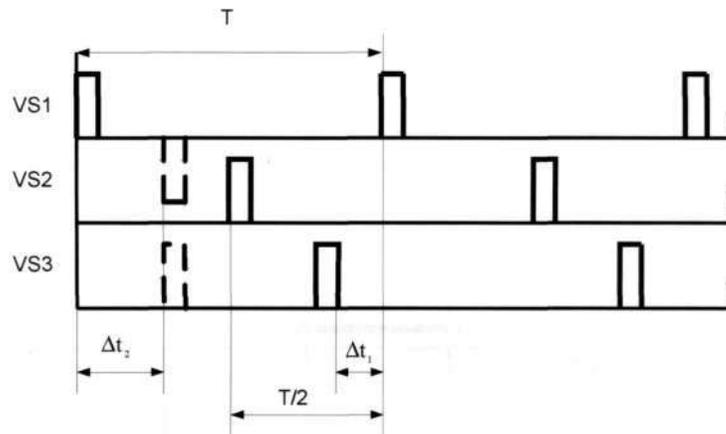


Рисунок 3 – Алгоритм управления тиристорами

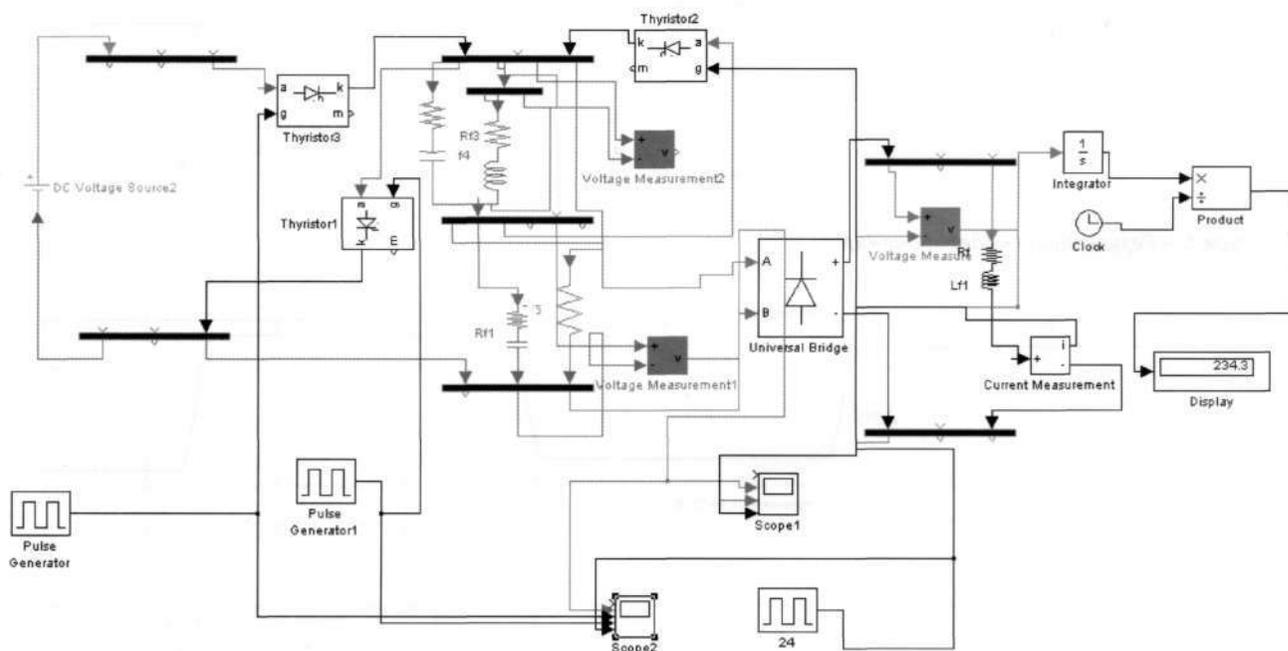
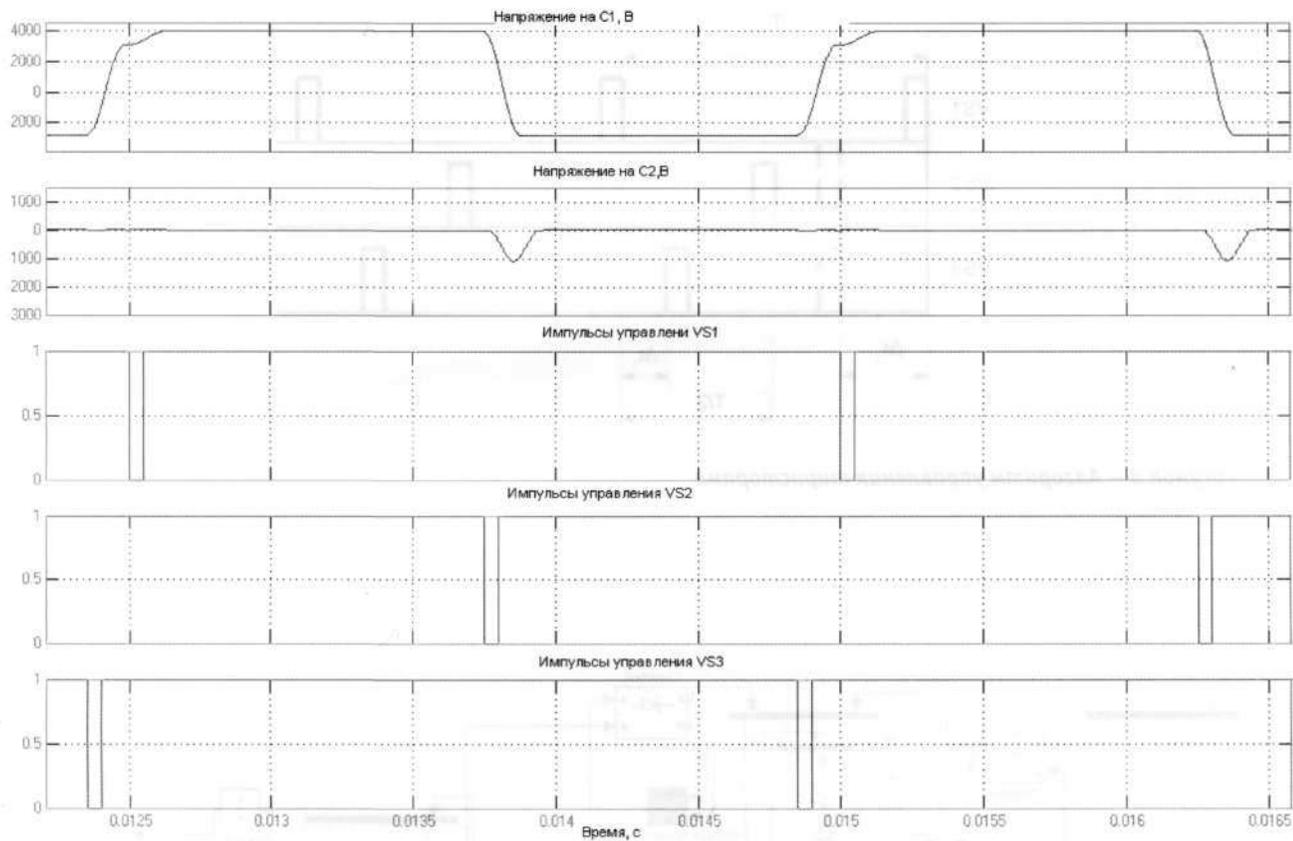


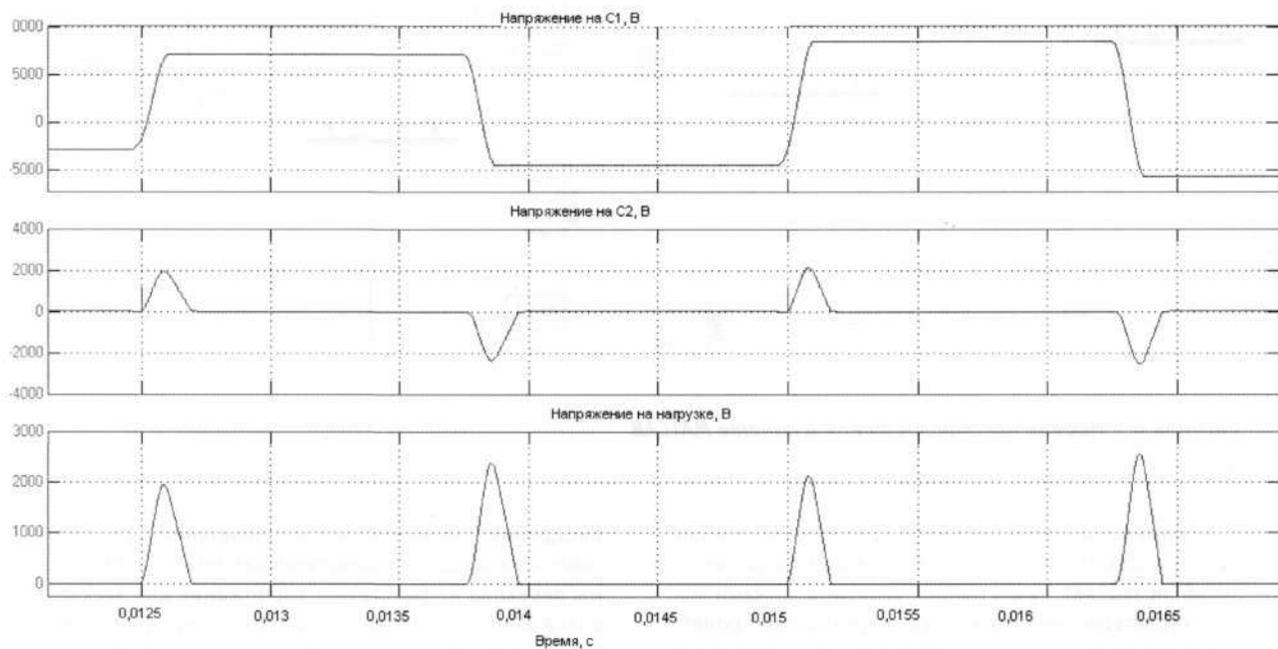
Рисунок 4 – Модель преобразователя в пакете MATLAB

Применение предложенного преобразователя для питания обмоток возбуждения тяговых электродвигателей позволяет существенно улучшить динамические характеристики схемы при переходных процессах (потеря потребителя, изменение напряжения в контактной сети, возникновение юза колесных пар).

Внедрение описанной схемы в сочетании с разработанной на кафедре «Электрическая тяга» ПГУПСа схемы перехода на реостатное торможение для электровозов ВЛ-10 позволяет расширить зону применения электрического торможения и использовать его даже при отсутствии потребителя на участках, не оборудованных инверторными подстанциями.



**Рисунок 5 – Результаты моделирования**



**Рисунок 6 – Результаты моделирования**



## ГРУЗОВЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ТОРМОЗНОГО НАЖАТИЯ И ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ

Основная задача железнодорожного транспорта - обеспечение эффективного перевозочного процесса без потери груза, повреждения подвижного состава и без ущерба для здоровья людей, что определяется требованиями безопасности движения. В конечном счете перевозки реализуются при динамическом взаимодействии подвижного состава и пути в процессе движения. Возникающие при этом силы в контакте колеса с рельсом составляют фундаментальную основу безопасного качения колесной пары по рельсам. Особую опасность для качения представляют силы, действующие на колесную пару при торможении.

Условие качения колесной пары в заторможенном состоянии выражается следующим соотношением

$$\sum K \cdot \varphi_k \leq 2\Pi \cdot \psi_k, \quad (1)$$

где  $\sum K$  – сумма нажатий тормозных колодок на колесную пару;

$\varphi_k$  – коэффициент трения тормозных колодок по колесу;

$\psi_k$  – коэффициент сцепления колес с рельсами;

$\Pi$  – нагрузка от колеса на рельс.

Для повышения допустимой скорости движения и сокращения тормозного пути необходимо реализовать максимально допустимую величину тормозной силы  $\sum K \cdot \varphi_k$ , определяемую силой сцепления  $2\Pi \cdot \psi_k$ , так как величина ускорения  $a = \psi \cdot g$ .

Превышение максимально допустимой величины приводит к срыву сцепления, переходу к скольжению колесных пар и образованию ползунов на профильной поверхности колес; недостаточное использование сцепления приводит к снижению тормозной эффективности и коэффициента полезного действия тормоза. Следовательно, необходимо применять способы и устройства, обеспечивающие выполнение приведенного соотношения во всем диапазоне количественных показателей составляющих элементов в виде

$$\sum K/2\Pi \leq \psi_k/\varphi_k. \quad (2)$$

Левая часть условия (2) в соответствии с официальной методикой тормозных расчетов представляет собой расчетный тормозной коэффициент и обозначается  $\vartheta_p$ . Из левой части условия (2) вытекает также задача регулирования нажатия (максимального давления в тормозном цилиндре), пропорционального

силовому воздействию колесной пары на рельсы в зависимости от соотношения коэффициентов сцепления и трения. Упрощенное решение сформулированной задачи представляет трехрежимный тормоз, который применяется на отечественных железных дорогах и содержит ручной переключатель грузовых режимов: порожний, средний и груженный. Переключатель устанавливается на соответствующий режим в зависимости от веса вагона, а вес определяется по расположению клина пружинно-фрикционного гасителя колебаний тележки относительно фрикционной планки. Такой прием является недостаточно точным, поскольку клину свойственно отклонение от общего прогиба пружинного комплекта (завышение или занижение).

Правая часть условия (2) требует определенного соотношения фрикционных свойств тормозной колодки и колеса, рельса и колеса.

В распоряжении специалистов имеются расчетные формулы для определения коэффициента сцепления колес с рельсами [1]

$$\psi_k = 0,21 \frac{2\Pi + 100}{8\Pi + 100} \cdot \frac{v + 200}{3v + 200} \quad (3)$$

и коэффициента трения композиционных тормозных колодок

$$\varphi_k = 0,44 \frac{K + 20}{K + 20} \cdot \frac{v + 150}{2v + 150}, \quad (4)$$

где  $v$  – скорость движения, км/ч.

В приведенных формулах учитывается влияние действующей нормальной нагрузки и скорости движения.

Для применения в тормозных расчетах вводится понятие удельной тормозной силы  $b$  в следующем виде:

$$b_k = \frac{\sum K}{2\Pi} \cdot 0,44 \cdot \frac{K+20}{K+20} \cdot \frac{v+150}{2v+150}$$

и в более доступном пониманию выражении [2]

$$b_k = b_0 \cdot F(v), \text{ где } F(v) = \frac{v+150}{2v+150} \quad (5)$$

Аналогично для коэффициента сцепления

$$\psi_k = \psi_0 \cdot F(v), \text{ где } F(v) = \frac{v+200}{3v+200} \quad (6)$$

На рис. 1 представлена зависимость статического коэффициента сцепления ( $v = 0$ ) от веса вагона. С оборудованием грузовых вагонов композиционными тормозными колодками используется только два режима. На рис. 1 представлена также статическая удельная тормозная сила  $b_0$  для двухрежимного тормоза с учетом рекомендуемой инструкцией установки режима по весу вагона.

Анализ полученных результатов свидетельствует о недостаточной реализации коэффициента сцепления при полном использовании грузоподъемности вагона, резком изменении удельной тормозной силы при нормированном переводе грузового режима, существенном понижении удельной тормозной силы с увеличением веса вагона и опасности заклинивания при неправильной установке грузового режима.

На подвижном составе применяется автоматический регулятор грузового режима (авторегим), назначением которого является исключение ручного труда по установке грузового режима и плавное бесступенчатое изменение давления в тормозном цилиндре в соответствии с весом вагона. На рис. 2 представлена схема регулирующего механизма авторегима № 265А-1.

Взвешивание вагона производится при взаимодействии регулирующего механизма и привода по прогибу пружинно-фрикционного комплекта тележки, при котором происходит смещение сухаря 1 относи-

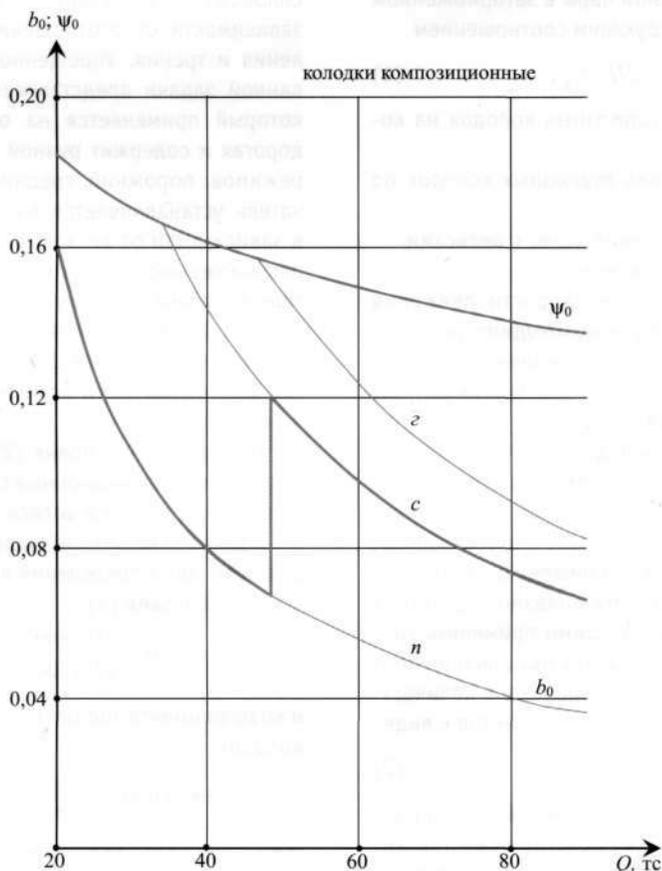


Рисунок 1 – Удельная тормозная сила ( $b_0$ ) и коэффициент сцепления ( $\psi_0$ ) в зависимости от веса вагона:  $c$  – средний режим;  $n$  – порожний режим;  $z$  – груженный режим.



тельно опор рычага 2, что приводит к изменению соотношения давления сжатого воздуха, поступающего от воздухораспределителя ( $P_B$ ) к тормозному цилиндру ( $P_U$ ).

Однако применение авторежима привело к существенным трудностям в эксплуатации и снижению эффективности его действия в основном вследствие двух причин: ошибочного подхода к внедрению авторежима на подвижном составе и недостаточного представления о принципе регулирования тормозной силы при работе авторежима в тормозной системе вагона.

Действительно, внедрение авторежима происходило равномерно на всех типах вагонов. Между тем по использованию грузоподъемности подвижной состав можно разделить на две категории:

- вагоны дискретного загрузки (порожний или полная загрузка), например цистерны;
- вагоны различного загрузки, например: крытый вагон, полувагоны.

Поэтому начальную стадию внедрения следовало ориентировать на установку авторежима в первую очередь в тормозную систему вагонов различного загрузки.

Недостаточность представления о принципе регулирования тормозной силы с применением авторежи-

ма подтверждается введением диапазона тары и соответствующего ей нормативного диапазона давления в тормозном цилиндре, случайным размещением манжет демпфирующей части и мест постановки пружин пневматического регулятора.

Для обеспечения работы авторежима с максимальной эффективностью необходимо иметь представление о принципе его действия. Теоретические исследования позволили установить основной параметр регулирования давления в тормозном цилиндре от прогиба пружинно-фрикционного комплекта тележки. На рис. 3 представлена линия влияния как основная характеристика автоматического регулирования режима. Уравнение линии влияния является универсальным средством для определения соотношения между давлением на выходе и входе авторежима. При отсутствии пружин на поршнях регулирующего механизма уравнение линии влияния имеет вид

$$\frac{P_U}{P_B} = \frac{f/L}{2-f/L} = \frac{\alpha}{2-\alpha}, \quad (7)$$

где  $P_U$ ,  $P_B$  – давление в тормозном цилиндре и давление, задаваемое воздухораспределителем, соответственно;

$f$  – смещение сухаря под действием привода рессорного комплекта;

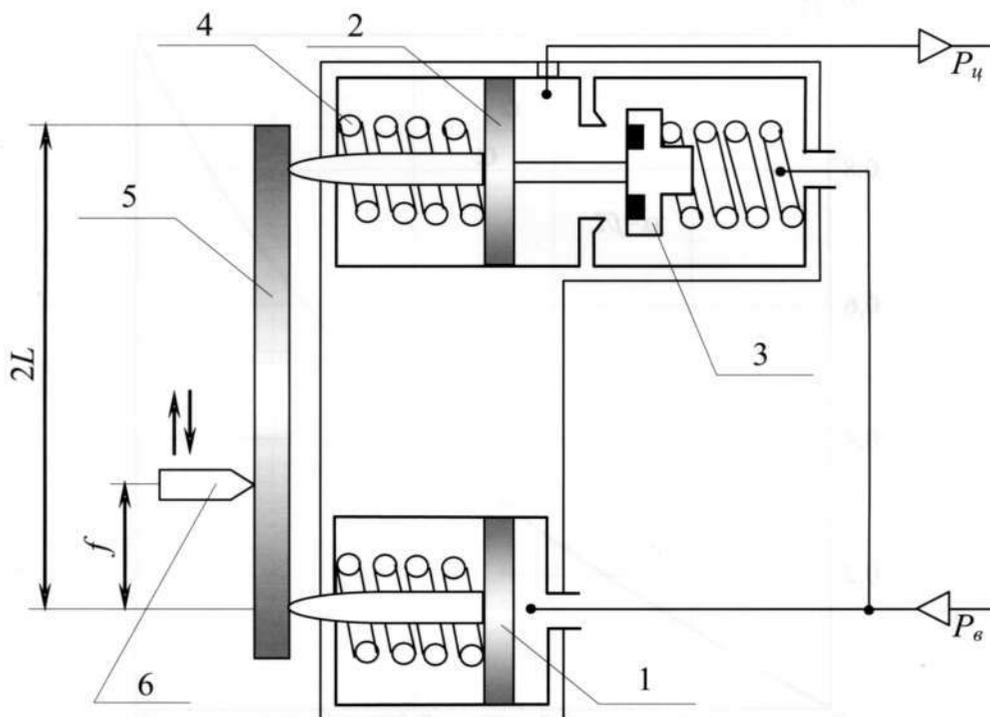


Рисунок 2 – Схема регулирующего механизма авторежима:

1 – нижний поршень; 2 – верхний поршень; 3 – клапан; 4 – пружина; 5 – рычаг; 6 – сухарь.

$$\alpha = f / L;$$

$2L$  – длина рычага между опорами.

На характер зависимости давления в тормозном цилиндре влияют пружины, размещаемые в механизме регулирования. При наличии пружины верхнего поршня

$$\frac{P_{ц} - \Delta P}{P_{в}} = \frac{\alpha}{2 - \alpha}. \quad (8)$$

При наличии пружины нижнего поршня

$$\frac{P_{ц}}{P_{в} - \Delta P} = \frac{\alpha}{2 - \alpha},$$

где  $\Delta P$  – эффект воздействия пружины

$$\Delta P = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}$$

( $Q$  – усилие пружины;  $d$  – диаметр поршня).

Из приведенных на рис. 3 графиков видно, что при линейной зависимости прогиба от действующей нагрузки темп изменения давления в тормозном цилиндре  $P_{ц}$  возрастает с ее увеличением. Расчеты проведены при нормированном значении мягкости пружинно-фрикционного комплекта тележки модели 18-100 т = 1,25 мм/тс и базе рычага  $L = 106$  мм. Равенство давления на входе и выходного давления авторежима без учета влияния пружин поршней на-

ступает при  $f / L = 1$ , этим достигается предел регулирования, и дальнейшее нагружение не приводит к увеличению  $P_{ц}$ .

При наличии авторежима воздухораспределитель устанавливают на грузный или средний режим в зависимости от типа применяемых тормозных колодок: давление на входе авторежима  $P_{в}$  для чугунных колодок составляет 3,9–4,5 кгс/см<sup>2</sup>, а для композиционных колодок – 2,8–3,3 кгс/см<sup>2</sup>.

На рис. 4 приведена зависимость давления на выходе авторежима  $P_{ц}$  для двух грузовых режимов при максимальном регулируемом весе вагона 85 тс; для анализа условий реализации сцепления в расчетах принята максимальная нормативная величина давления в тормозном цилиндре  $P_{ц}$  каждого грузового режима; для определения удельной тормозной силы на рис. 4 приведена зависимость статической тормозной силы  $B_0$  вагона от давления в тормозном цилиндре.

При расчете авторежима следует иметь в виду некоторые особенности работы регулятора давления:

- прогиб пружинно-фрикционных комплектов происходит под действием только обрессоренной массы вагона, но установка и учет перемещения  $f$  сухаря авторежима должны выполняться относительно полной массы вагона, тогда максимальный расчетный

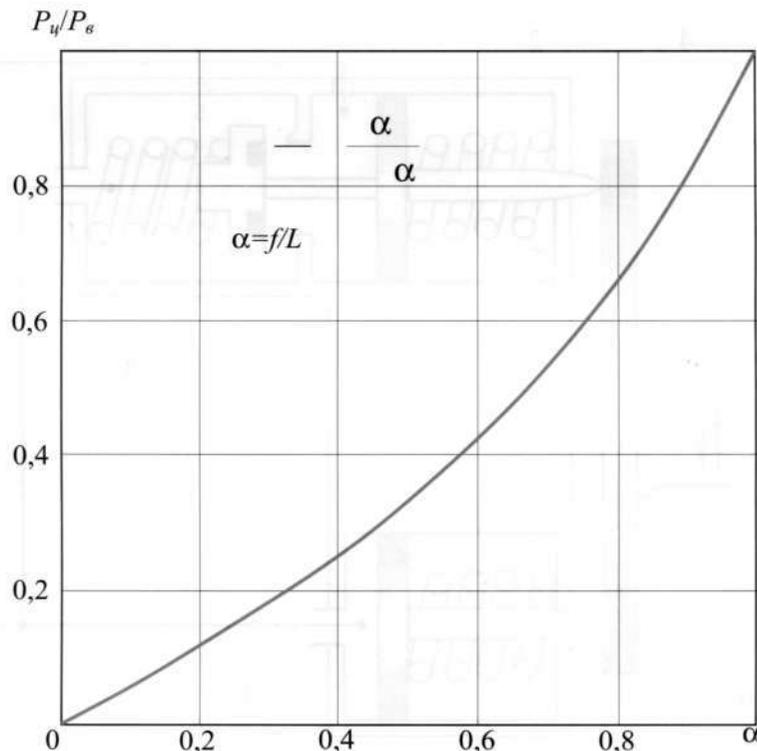


Рисунок 3 – Линия влияния авторежима № 265А-1.



вес на полный диапазон регулирующего прогиба определяется по формуле

$$Q = 2L / m = 2(53/1,25) = 85 \text{ тс};$$

– расчеты на использование полного диапазона регулирующего прогиба показывают, что при tare вагона, например, 22 тс давление  $P_{ц}$  при полном служебном торможении на среднем режиме составит  $0,5 \text{ кгс/см}^2$ ; при первой ступени торможения  $P_B$  составит  $0,8 \text{ кгс/см}^2$ , как для порожнего режима; при tare вагона 22 тс показатель  $\alpha = 0,5$  и  $P_{ц} / P_B = 0,35$ ; тогда под действием авторежима в тормозном цилиндре установится давление  $P_{ц} = 0,17 \text{ кгс/см}^2$ , при котором не возникает тормозного эффекта вследствие противодействия пружины тормозного цилиндра;

– для работы автоматического тормоза с авторежимом при ступени торможения требуется дополнительный установочный подъем сухаря  $f_0$  при монтаже авторежима;

– при tare вагона 22 тс установочный подъем сухаря  $f_0 = 14 \text{ мм}$ , и до полного регулировочного перемещения полный прогиб составляет  $39 \text{ мм}$ , что приводит к упору демпфирующего поршня в крышку и достижению максимально возможного подъема сухаря.

Автоматическое регулирование тормозной силы вагона должно предусматривать возможность обеспечения постоянства удельной тормозной силы независимо от веса вагона или ограничения удельной тормозной силы соответственно изменению коэффициента сцепления от веса вагона.

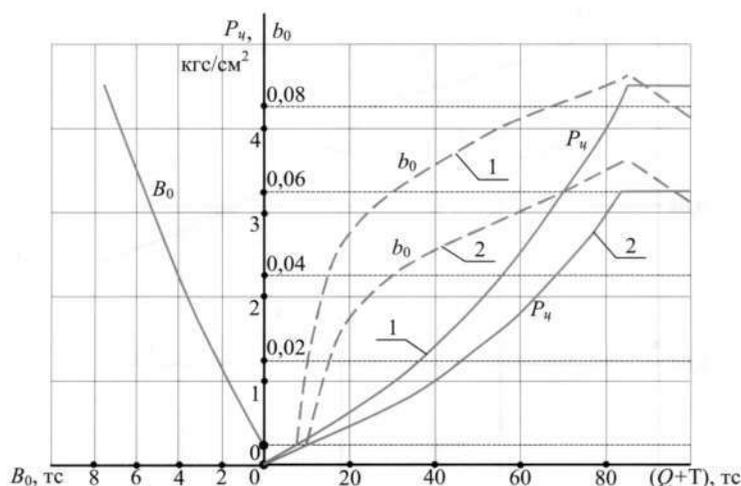
На рис. 4 приведена полная характеристика автоматического тормоза вагона с авторежимом, кото-

рая содержит зависимость давления  $P_{ц}$  в тормозном цилиндре и статической удельной тормозной силы  $b_0$  от установочного веса вагона  $Q$ , а также зависимость статической тормозной силы  $B_0$  вагона от давления в тормозном цилиндре с учетом потери от действия его пружины.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что применение характеристики авторежима в чистом виде не обеспечивает ни постоянства удельной тормозной силы, ни соответствия условиям реализации коэффициента сцепления при изменении веса вагона. Применяемое автоматическое регулирование давления в тормозном цилиндре по весу вагона не может обеспечить необходимой пропорциональности между давлением в тормозном цилиндре и глубиной ступени торможения. Воздухораспределитель для этой цели имеет уравнительный орган с двумя режимами при соответствующей жесткости пружинного комплекта. Применение для автоматического регулирования промежуточного среднего режима с его изломанной двухрежимной индикаторной диаграммой оказывает негативное влияние на стабильность работы авторежима.

В таком случае необходимо для серийно выпускаемой модели авторежима № 265А-1 выбрать расположение сухаря, определяемое предварительным прогибом  $f_0$  при котором не потребуются ручная перестановка грузового режима в эксплуатации и будет обеспечена реализация удельной тормозной силы с некоторым запасом относительно расчетного коэффициента сцепления.

На рис. 5 представлена характеристика авторежима после приемки в АКП и установки на вагоне в



**Рисунок 4 – Давление в тормозном цилиндре  $P_{ц}$  и удельная тормозная сила  $b_0$  в зависимости от веса вагона при отсутствии предварительного прогиба ( $f_0 = 0$ ):**

1 – груженный режим; 2 – средний режим.

зависимости от тары вагона в соответствии с требованиями п.18.8 инструкции [4]. Для условий приемки реализованной установке сухаря соответствует первоначальный прогиб  $f_0 = 32$  мм; тогда оставшийся регулирующий прогиб сухаря составит 21 мм, что соответствует дополнительной загрузке вагона 33 тс; после этого тормозная сила останется постоянной, а удельная тормозная сила будет уменьшаться с дальнейшей загрузкой вагона. Отсюда следует, что поезда из вагонов с полным использованием грузоподъемности имеют пониженную тормозную эффективность.

С помощью представленной характеристики тормоза с авторежимом можно рассматривать любые варианты настройки авторежима относительно принятой базовой тары вагона.

Авторежим № 265А-1 имеет конструктивное ограничение регулирующей функции – общее рабочее смещение сухаря определяется расстоянием от демпферного поршня до крышки. Указанное расстояние составляет 38 мм. Если требуется полностью исполь-

зовать линию влияния ( $\alpha = 1$ ), требуется установить первоначальное смещение

$$f_0 = 53 - 38 = 15 \text{ мм,}$$

что соответствует общему весу вагона 24 тс, который следует принять в качестве базовой тары.

Авторежим № 265А-1 имеет также функциональное ограничение по ступени торможения на среднем режиме. Однако анализ влияния пружин на действие регулирующего механизма показал, что ограничение можно устранить, если реализовать предварительное открытие питательного клапана с помощью пружины верхнего поршня. Расчетами с применением формулы (8) установлена приемлемая величина перепада  $dP$  по верхнему поршню за счет действия пружины – 0,8 кгс/см<sup>2</sup>, что соответствует усилию предварительного сжатия пружины 23 кгс.

С целью некоторого «растягивания» линии влияния можно принять допустимым перепад по нижнему поршню за счет действия пружины 0,2 кгс/см<sup>2</sup>.

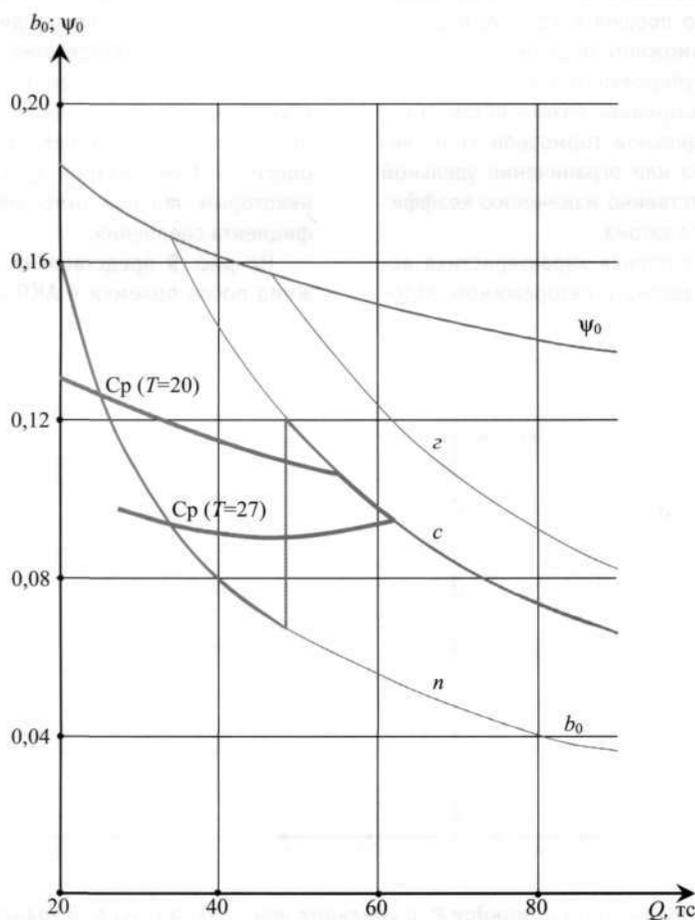


Рисунок 5 – Характеристика авторежима по нормам проверки авторежима в АКП и на вагоне



Применение пружин с выбранными параметрами позволяет применить грузеный режим тормоза с авторежимом.

На рис. 6 в виде индикаторной диаграммы представлено действие авторежима с рекомендуемыми условиями для обеспечения тормозной эффективности и исключения заклинивания колесных пар. Условия предусматривают предварительное открытие впускного клапана с помощью пружины верхнего поршня и установки предварительного прогиба 15 мм при весе вагона 24 тс.

На рис. 7 представлен рациональный вариант регулирования статической удельной тормозной силы вагона  $b_0$  с помощью известного авторежима № 265А-1 при композиционных колодках и установке воздухо-распределителя на грузеный режим. Рациональный вариант характеризуется полным соответствием зависимости коэффициента сцепления от нагрузки колесной пары на рельс при увеличении протяженности регулирования до веса вагона 80 тс и последующим безопасным снижением по сцеплению удельной тормозной силы.

Таким образом, функциональным назначением авторежима является предотвращение заклинивания колесных пар при автоматическом регулировании удельной тормозной силы. Для упрощения в расчетах фигурирует статическая тормозная сила. На рис. 8 представлены функции скорости для коэффициентов сцепления  $\psi_k$  и трения  $\phi_k$ . Функция скорости приведена для коэффициента трения  $\phi_k$  композиционных колодок из материала 8-1-66. В целях безопасности движения в тормозном режиме следует ввести для

тормозных колодок сравнительный показатель их соответствия функции скорости коэффициента сцепления. С этой точки зрения, например, полностью идентичны функции скорости коэффициента сцепления и коэффициента трения композиционных колодок из материала 328-303.

Тормозная система с авторежимом при композиционных колодках располагает следующими резервами тормозной эффективности:

- увеличением передаточного числа механической части тормоза за счет изменения соотношения плеч горизонтальных рычагов;
- применением грузового режима грузеного;
- применением грузового режима промежуточного (между средним и грузеным).

Но повышение тормозной эффективности грузового вагона с композиционными колодками при ручном переключении грузового режима – задача комплексная, которая требует обязательной проверки выполнения соотношения (1), учета и проверки теплового режима, оказывающего неблагоприятное воздействие на обод колес.

Предлагаемый рациональный вариант с грузеным режимом воздухораспределителя при композиционных колодках не превышает удельной тормозной силы, реализуемой авторежимом. Кроме того, расчет коэффициента сцепления производился по формуле 60-х гг. прошлого века для загрязненных рельсов. Перевод подвижного состава на подшипники качения в значительной степени повысил фрикционные свойства колес и рельсов, поэтому сцепление возросло в значительной степени.

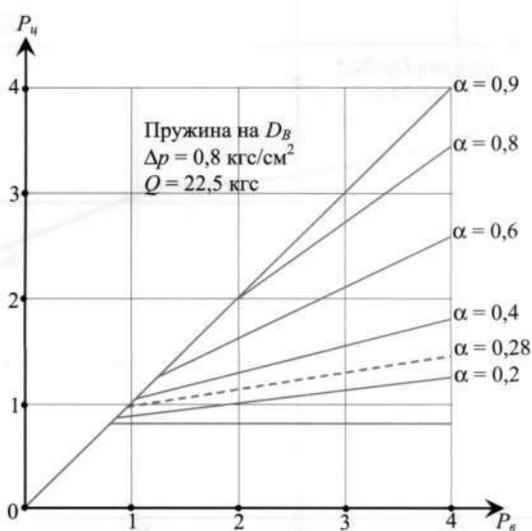


Рисунок 6 – Действие авторежима с рекомендуемыми условиями для исключения заклинивания колесных пар

При необходимости «растягивания» характеристики авторежима, которое связывают с возможным повышением осевой нагрузки и увеличением прогиба пружинно-фрикционного комплекта тележки, рассматриваются два варианта:

- изменение конструкции авторежима;
- введение дополнительного передаточного звена, уменьшающего смещение сухаря относительно прогиба пружинно-фрикционного комплекта тележки.

Для первого варианта характерен упрощенный подход, который приведет к появлению авторежима двух разновидностей, что усложнит условия эксплуатации и ремонта.

Второй вариант оставляет применяемую конструкцию авторежима, но добавляет дополнительное звено, которое является внешним по отношению к авторежиму и может иметь непосредственное отношение к тележкам с повышенной гибкостью пружинного комплекта или увеличенной грузоподъемности.

Результат автоматического регулирования режима тормоза в значительной мере определяется взаимодействием упора и привода. Требования инструкции [4] по установке авторежима на вагоне с контролем зазора между упором и контактной планкой не отвечают технологии. Необходимо ввести контрольные размеры расположения упора авторежима относительно опорной поверхности пятника вагона и расположения контактной планки относительно опорной поверхности подпятника тележки. Только в этом случае автоматический регулятор вводится в режим автоматического взвешивания тары вагона.

Выполнение предлагаемых рекомендаций по целевому использованию и улучшению работы авторежима позволит полностью исключить условия перехода колесных пар к заклиниванию и предотвратить появление ползунов в эксплуатации.

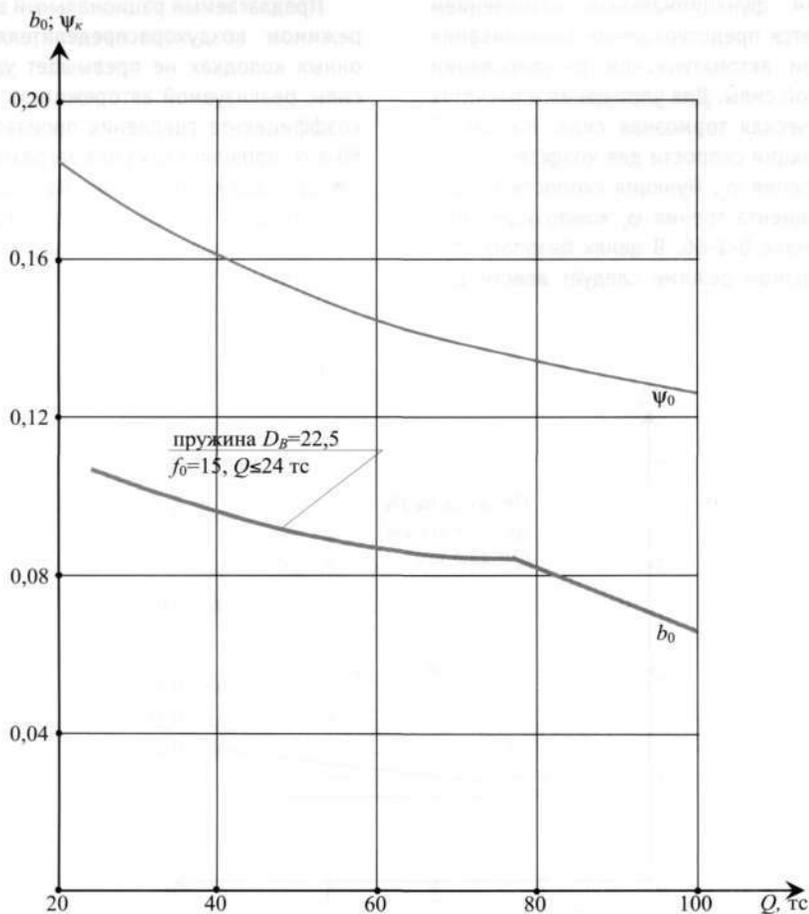


Рисунок 7 – Оптимальная характеристика авторежима

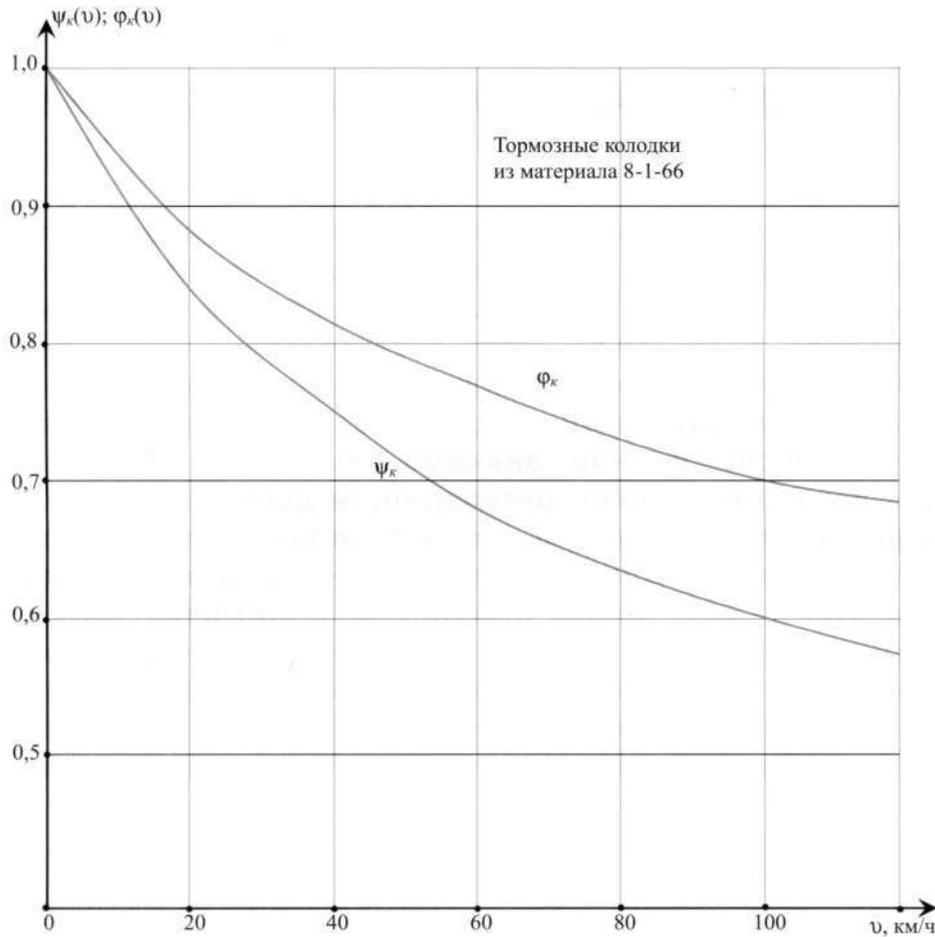


Рисунок 8 – Функция скорости для коэффициента сцепления  $\psi_k$  и коэффициента трения колодок  $\phi_k$ .

## Литература

1. Казаринов В. М., Иноземцев В. Г., Ясенцев В. Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. - М.: Транспорт, 1968. - 400 с.
2. Глушко М. И., Антропов А. Н. Новый метод тормозных расчетов // ОИ ЦНИИТЭИ. Серия Вагоны и вагонное хозяйство. Ремонт вагонов. - М., 2003. - Вып. 2-3. - С. 68-86.
3. ЦВ-ЦЛ-945: Инструкция по ремонту тормозного оборудования вагонов.
4. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277: Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог.

## ПОВЫШЕНИЕ РЕГУЛЯРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГОРОДСКИХ МАРШРУТНЫХ АВТОБУСОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**С повышением жизненного уровня населения качество транспортного обслуживания имеет все большее значение. Ежедневно услугами городских маршрутных автобусов пользуется более 50% населения крупных городов. Высокое качество обслуживания пассажиров маршрутными автобусами - залог экономического развития города. Регулярность движения автобусов - одно из важнейших свойств качества транспортного обслуживания, значимо влияющих на время поездки пассажира. Высокий уровень регулярности движения автобусов способствует увеличению объема и доходности перевозок. Однако в зимних условиях уровень регулярности обычно снижается. Одна из основных причин этого - негативное влияние низкотемпературных условий эксплуатации на надежность автобусов, способствующее увеличению количества сходов автобусов с маршрутов и срыву рейсов, предусмотренных расписанием. Важную роль играет уровень приспособленности подвижного состава к низкотемпературным условиям эксплуатации (1).**

Влияние низкотемпературных условий эксплуатации на регулярность движения автобусов на маршрутах с учетом приспособленности автобусов к настоящему моменту времени изучено недостаточно. Таким образом, работа по исследованию процессов изменения регулярности движения маршрутных автобусов в низкотемпературных условиях является актуальной.

Для технических исследований учитывают температуру окружающего воздуха: среднемесячную; среднесуточную; максимальную за сутки; на определенный момент времени. Исследователи отмечают, что суточные перепады температур окружающего воздуха наиболее опасны для транспортных средств, а суточные минимальные температуры зимой обычно на 10–15 °С ниже среднесуточных [2]. В Западной Сибири минимальной температурой является температура воздуха утром (при круглосуточной эксплуатации автобусов – температура воздуха ночью), которая оказывает негативное влияние на изменение технического состояния автобусов.

Внезапность отказов техники и, как следствие, снижение регулярности движения городских маршрутных автобусов в низкотемпературных условиях ограничивает возможности организатора перевозок. Чтобы со-

здать благоприятные условия для регулярной работы автобусного транспорта на маршрутной сети города, необходимо располагать информацией о закономерностях изменения регулярности движения автобусов в различных условиях. На их основании можно предвидеть возможное снижение уровня регулярности движения автобусов и своевременно восстанавливать его с помощью методов оперативного управления, в том числе резервирования.

К количественным показателям регулярности движения автобусов относят: регулярность, %; коэффициент регулярности; отклонение от расписания, мин. Снижение регулярности движения маршрутного транспорта происходит за счет недовыпусков, опозданий и сходов автобусов с маршрута. Из них наиболее опасны сходы автобусов с маршрута, влекущие за собой невыполнение рейсов, предусмотренных расписанием, и требующие восстановления рейсов, как правило, путем использования резервных автобусов. Опоздания обычно исключаются корректировкой расписания.

Целевой функцией управления приспособленностью автобусов на маршрутах к изменению условий эксплуатации является сохранение максимального значения коэффициента регулярности движения ав-





тобусов ( $K_p \rightarrow 1$ ) в изменяющихся низкотемпературных условиях эксплуатации.

Проведенные исследования показали, что влияние низкотемпературных условий на коэффициент регулярности движения автобусов описывается квадратичной математической моделью приспособленности вида

$$K_p = K_{p_{max}} - S_t \times (t_a - t_{опт})^2,$$

где  $K_p$  – коэффициент регулярности движения автобусов;

$K_{p_{max}}$  – значение  $K_p$  при оптимальной температуре окружающего воздуха;

$S_t$  – параметр чувствительности  $K_p$  к изменению температуры окружающего воздуха,  $^{\circ}\text{C}^{-2}$ ;

$t_a$  – фактическая температура окружающего воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{опт}$  – температура воздуха, при которой  $K_p$  достигает максимального значения.

По физическому смыслу параметр чувствительности характеризует интенсивность изменения  $K_p$  на маршрутах при изменении температуры окружающего воздуха, а по геометрическому смыслу отражает кривизну и наклон линий на графиках. На рис. 1 представлен вид типичных графических изображений полученной зависимости.

Для количественной оценки приспособленности автобусов на маршрутах к низкотемпературным условиям эксплуатации может служить поправка на приспособленность ( $D$ ), которая показывает, насколько значение коэффициента регулярности движения автобусов отличается от своего номинального значения. По имеющимся экспериментальным данным были вы-

делены три уровня приспособленности автобусов на маршрутах к низкотемпературным условиям эксплуатации по регулярности движения: высокий ( $D < 0,05$ ), средний ( $0,05 > D > 0,12$ ), низкий ( $D > 0,12$ ).

В целях повышения регулярности движения городских маршрутных автобусов возможно развивать три основных направления:

- организационные мероприятия (оперативное управление движением автобусов, резервирование);
- технические усовершенствования (повышение уровня приспособленности автобусов к условиям эксплуатации);
- планировочные мероприятия (уменьшение сложности маршрутов).

В исследовании представлена методика практического использования в виде организационных мероприятий как наименее затратного и быстрого в реализации направления по сравнению с остальными. Все случаи нарушений расписания движения можно разделить на две группы: отклонения от расписания и срывы рейсов. Если нарушения первой группы устраняются достаточно легко, то для устранения нарушений второй группы требуются особые воздействия со стороны диспетчерского персонала, в частности резервирование, которое преследует цели компенсации в первую очередь последствий нарушений, относящихся ко второй группе. Следует отметить, что нарушения являются принципиально неизбежными, поскольку всегда существует вероятность возникновения неожиданной неисправности подвижного состава. Поэтому можно говорить только о планомерном снижении случаев нарушений, но не о полном их исключении. Ввиду этого резервирование подвижного состава является

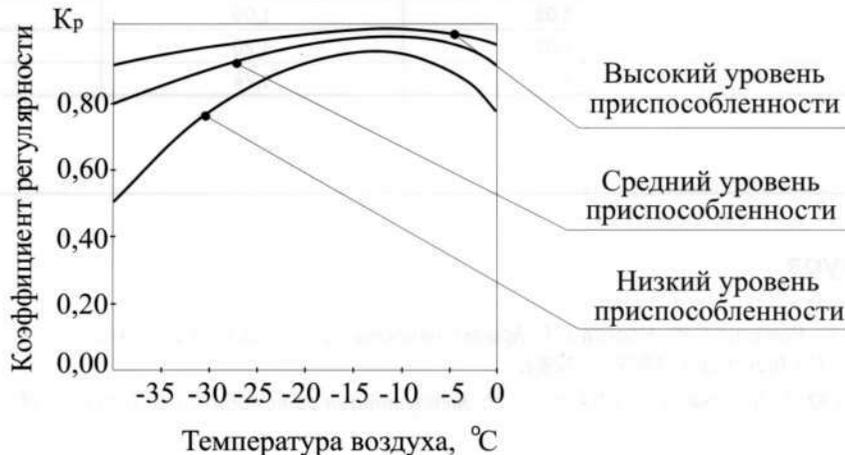


Рисунок 1 – Влияние низкотемпературных условий эксплуатации на коэффициент регулярности движения автобусов различного уровня приспособленности



не временной, вынужденной мерой, а прогрессивным плановым мероприятием, опирающимся на теоретические положения фундаментальной и прикладной автотранспортной науки, рассматривающей перевозочный процесс как стохастический, подчиняющийся вероятностным законам [3].

Одним из ключевых моментов в резервировании на городском автобусном маршрутном транспорте является определение необходимого количества резервных автобусов. Установлено, что при понижении температуры окружающего воздуха уровень регулярности движения обычно снижается. Чем меньше автобус приспособлен к этим условиям, тем больше прогрессирует темп снижения.

Существующие методики резервирования городских маршрутных автобусов не учитывают низкотемпературные условия эксплуатации, которые могут существенно влиять на изменение регулярности движения автобусов. Поэтому полученные значения необходимого количества резервных автобусов должны быть скорректированы.

На основе результатов исследования была разработана «Методика повышения регулярнос-

ти движения городских маршрутных автобусов в низкотемпературных условиях эксплуатации», в которой предлагается корректировка расчетного количества резервных автобусов. Коэффициенты корректирования для классического резерва [4] – 5% от выпускаемого на линию подвижного состава – представлены в табл. 1.

Чем больше маршрутных автобусов в городе, тем больше эффект от применения указанной методики.

Резервирование городских маршрутных автобусов способствует повышению регулярности движения на маршрутах города, что, в свою очередь, сокращает затраты времени на ожидание посадки, приводит к снижению транспортной усталости, способствует росту объема перевозок и росту централизованных доходов, выравнивает и снижает наполняемость автобусов (способствует снижению травматизма, повышению полноты сбора платы за проезд), уменьшает социальные издержки (сокращение количества опозданий пассажиров). В итоге повышение регулярности движения городских маршрутных автобусов способствует повышению совокупного народнохозяйственного результата.

**Таблица 1–** *Корректирующие коэффициенты для определения численности резервных автобусов в низкотемпературных условиях эксплуатации*

Диапазон температуры окружающего воздуха (утром), °С	Корректирующие коэффициенты для определения численности резервных автобусов в низкотемпературных условиях эксплуатации для различных уровней приспособленности автобусов		
	Высокий	Средний	Низкий
От -21 до -25	1,04	1,07	1,15
От -26 до -30	1,05	1,09	1,23
От -31 до -35	1,07	1,20	1,29
От -36 до -40	1,08	1,24	1,37

## Литература

1. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Парков С.Т. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. - М.: Транспорт, 1989. - 128 с.
2. Бакуревич Ю.Л., Толкачев С.С., Шевелев Ф.Н. Эксплуатация автомобилей на Севере. - М.: Транспорт, 1973. - 180 с.
3. Пирин И.В. Резервирование в управлении хозяйственными системами (на примере транспорта). - М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. - 199 с.
4. Правила организации пассажирских перевозок на автомобильном транспорте: Утв. Приказом МинАТ РСФСР №- 200 от 31.12.1981. - М.: Печатный двор, 1983. - 510 с.



# ИДЕНТИФИКАЦИЯ УРОВНЕЙ ПРИСПОСОБЛЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ К СУРОВЫМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

На эффективность использования автомобилей и автотранспортных систем существенное влияние оказывают условия их эксплуатации. В Российской Федерации, в связи с климатическим расположением, эксплуатация автомобильного транспорта осуществляется в условиях низких температур [ 1 ]. С изменением условий эксплуатации автомобилей изменяется эффективность их использования. Как известно, под эффективностью использования автомобиля понимается совокупность его свойств: грузоподъемность, динамичность, топливная экономичность, проходимость, управляемость и др.

Степень изменений этих показателей различна для автомобилей разных марок и моделей, имеющих различные конструктивные особенности. Следовательно, между конструкцией автомобиля, его свойствами и условиями эксплуатации существует неразрывная связь. Соответствие типа, конструкции и технической характеристики автомобиля условиям эксплуатации характеризуется его приспособленностью к данным условиям. Как известно, автомобили разных марок и моделей в различной степени приспособлены к изменениям условий эксплуатации [2]. Поэтому с точки зрения практического использования необходима оценка приспособленности автомобилей к заданным условиям, 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.

Исходя из вышесказанного необходимо идентифицировать приспособленность для оценки ее уровней. На основании проведенного анализа результатов ранее выполненных исследований предлагается использовать три диапазона приспособленности (рис. 1). Каждому диапазону соответствует свой уровень приспособленности: *I* – низкий уровень приспособленности; *II* – средний уровень приспособленности; *III* – высокий уровень приспособленности.

Из рис. 1 видно, что для автомобилей, имеющих низкий уровень приспособленности, степень изменений показателей эффективности с понижением температуры окружающего воздуха изменяется более интенсивно, а для автомобилей, имеющих высокий уровень приспособленности, – менее интенсивно. Это связано с низким параметром чувствительности *S*, который увеличивается по мере ухудшения приспособленности.

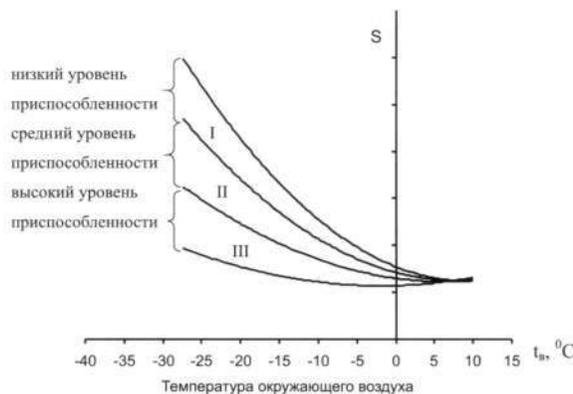


Рисунок 1 – Идентификация уровней приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации

При идентификации уровней приспособленности автомобилей к низкотемпературным условиям эксплуатации необходимо учитывать значение температуры окружающего воздуха. Для этого предлагается использовать 12-балльную шкалу Л.Г. Резника [3]. Единицей измерения суровости условий эксплуатации служит показатель суровости  $R$ , соответствующий 1/12 максимально сурового интервала. В условиях эксплуатации автомобилей при температуре окружающего воздуха +5 °С показатель суровости  $R$  равен 0, а в максимально суровых – 12  $R$ . Таким образом, чем больше баллов имеет интервал суровости, тем выше его суровость, а с уменьшением баллов снижается и суровость.

Для выявления конструктивных особенностей автомобилей различных марок и моделей на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» Тюменского государственного нефтегазового университета проводятся исследования. Практическая ценность данной работы заключается в разработке «Методики оценки приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям на основе анализа их конструкций», позволяющей повысить технический уровень, производительность, экономичность работы и эффективность использования автомобильного транспорта в суровых низкотемпературных условиях эксплуатации. Кроме того, полученные практические результаты могут быть использованы для разработки компьютерной версии данной методики.

Эта методика позволит определить перспективность каждой из разновидностей марок автомобилей и спланировать развитие автомобильного парка страны на будущий период времени.

Оценка уровня приспособленности автомобилей к суровым низкотемпературным условиям основана на теоретическом и экспериментальном определении

эксплуатационных и конструктивных особенностей, установленных при заданных условиях эксплуатации.

Классификация эксплуатационных и конструктивных особенностей автомобилей, выявленных во время эксплуатации в суровых низкотемпературных условиях, представлена на рис. 2.

Решаемые задачи предусматривают проведение экспериментальных исследований, которые являются пассивными. Целью проведения пассивного эксперимента является сбор численных значений показателей приспособленности автомобилей разных марок и моделей с указанием их конструктивных и эксплуатационных особенностей. Для этого берутся результаты исследований разных авторов по влиянию условий эксплуатации на расход топлива автомобилей. Из большого количества численных значений показателей приспособленности автомобилей выбираются те значения для разных автомобилей, которые позволят выявить различия уровней приспособленности автомобилей, связанные с их конструктивными и эксплуатационными особенностями.

Распределение автомобилей по уровням приспособленности в зависимости от конструктивных и эксплуатационных особенностей автомобилей представлено в табл. 1.

Классификация, представленная в табл. 1, сформирована в соответствии с результатами соотнесения численных значений показателей приспособленности автомобилей разных марок и моделей. При ее использовании на основании данных нормативно-технической документации можно выделить конструктивные аналогии, принятые в качестве критериев оценки приспособленности автомобилей.

Проведенные исследования позволили сформулировать следующие выводы:



Рисунок 2 – Классификация факторов, влияющих на приспособленность автомобилей к суровым низкотемпературным условиям эксплуатации



- дизельные двигатели лучше приспособлены к низкотемпературным условиям эксплуатации по расходу топлива. Минимальный расход топлива у этих двигателей смещен в сторону отрицательных температур окружающего воздуха, однако степень изменения расхода топлива от температуры окружающего воздуха у бензиновых и дизельных двигателей одинакова. Параметр чувствительности бензиновых и дизельных двигателей к изменению расхода топлива от температуры входящего в двигатель воздуха находится в пределах  $1,23 \cdot 10^{-4} - 6,8 \cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{°C})^2$ ;
- применение средств утепления двигателей ведет к повышению уровня приспособленности автомобилей по температурному режиму двигателей и, в свою очередь, к уменьшению расхода топлива, а следовательно, к улучшению приспособленности автомобилей по расходу топлива в низкотемпературных условиях эксплуатации;
- наличие современных систем питания (распределенный впрыск топлива, наличие нейтрализатора) ведет к повышению приспособленности двигателей и автомобилей по суммарной токсичности и расходу топлива при низкотемпературных условиях эксплуатации;
- необходимо рекомендовать производителям автомобилей разработку систем и механизмов, позволяющих снижать отрицательное воздействие низких температур окружающего воздуха на параметры рабочих процессов двигателей, систем и агрегатов автомобилей при низкотемпературных условиях их эксплуатации.  
На основании вышесказанного можно сделать вывод о зависимости уровня приспособленности автомобилей к низкотемпературным условиям эксплуатации по показателям качества от конструктивных и эксплуатационных особенностей автомобилей.

**Таблица 1 – Распределение автомобилей по уровням приспособленности к низкотемпературным условиям эксплуатации в зависимости от конструктивных и эксплуатационных особенностей**

Диапазон приспособленности	Марка и модель автомобиля	Конструктивные и эксплуатационные особенности
Высокий	ВАЗ–21102, ГАЗ–3110 (ЗМЗ–406.2), ГАЗ–3221 (ЗМЗ–406.3)	Система распределенного впрыска топлива, нейтрализатор, электровентилятор системы охлаждения
	ГАЗ–3110 (ЗМЗ–402), ВАЗ–2106	Карбюраторный двигатель, наличие утеплительного чехла
Средний	ГАЗ–3110 (ЗМЗ–402), ВАЗ–21093, ВАЗ–21063, ВАЗ–21065, ГАЗ–3221, (ЗМЗ–402), УАЗ–3303, ВАЗ–21213	Карбюраторный двигатель, постоянно работающий вентилятор системы охлаждения
	ЗИЛ–130, ЗИЛ–131, ГАЗ–3307, ЗИЛ–4331	Карбюраторный двигатель, наличие утеплительного чехла
	ЗИЛ–5301 (Д–245.12)	Дизельный двигатель
Низкий	ЗИЛ–130, ЗИЛ–131, ГАЗ–3307, ЗИЛ–4331	Карбюраторный двигатель, без чехла и других эксплуатационных особенностей

## Литература

1. Бакуревич Ю.Л., Толкачев С.С., Шевелев Ф.Н. Эксплуатация автомобилей на Севере. - М.: Транспорт, 1973. - 180 с.
2. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. - М.: Транспорт, 1989. - 128 с.
3. Резник Л.Г. Индекс суровости условий эксплуатации машин // Изв. вузов. Нефть и газ. - 2000. -N2 1.- С. 112-115.

## НОВАЯ МОДЕЛЬ СТАЦИОНАРНОГО ПОВОРОТА КОЛЕСНОГО АВТОПОЕЗДА

**В статье рассмотрена модель стационарного поворота колесного автопоезда, состоящего из четырехколесного тягача с одним ведущим задним наружным колесом и двумя ведомыми автомобильными прицепами. Совместное решение кинематической и силовой задач поворота позволяет определять действительный радиус поворота с учетом скольжения колес по грунту и все возникающие в контакте силовые факторы.**

В работах [1, 2] рассмотрены общие подходы к описанию режима поворота колесной машины с произвольным количеством колес и любой схемой их управления. Особенностью предлагаемого подхода является совместное решение кинематической и силовой задач, что позволяет, учитывая скольжение колес, определять действительный радиус поворота и все силовые факторы, возникающие в контакте с грунтом.

Согласно принятому подходу, была составлена и экспериментально проверена модель четырехколесной машины с управляемыми передними и ведущими задними колесами при реализации различных схем управления [2]. Экспериментальную экспертизу прошли модели машин с бортовым (силовым) поворотом [3]. На сегодняшний момент апробированной можно считать модель машины с шарнирно сочлененной рамой [4, 5]. Однако, несмотря на многообразие уже успешно реализуемых математических моделей колесных машин, пока за рамками исследований оставался вопрос совместного движения нескольких транспортных средств, соединенных в автопоезд, в режиме поворота.

Автопоездом называется свободное шарнирное соединение двух и более транспортных средств, где одно выступает в роли тягача, а остальные в качестве прицепов. Автопоезд может состоять как из активных транспортных средств, имеющих тяговые усилия на движителе, так и пассивных (ведомых), без тяговых усилий на колесах.

Взаимное расположение шарнирно соединенных звеньев в автопоезде, т.е. углы складывания, определяющие полностью кинематику движения, устанавливаются под влиянием внешних сил, действующих на элементы автопоезда [6]. Таким образом, углы складывания являются дополнительными неизвестными величинами, которые должны вычисляться в результате решения уравнений движения.

Рассмотрим для начала модель стационарного движения, которую наиболее просто проверить эк-

спериментально и которая содержит все основные положения и допущения [1]. При составлении модели движения автопоезда не будем разрезать его на части [6]. Для примера возьмем автопоезд, состоящий из четырехколесного тягача с управляемыми ведомыми передними колесами и двумя пассивными одноосными прицепами (рис. 1).

В основе модели лежит силовое взаимодействие колеса с грунтом, представленное в виде пары трения скольжения [7] с переменным коэффициентом сцепления  $\varphi$  [2]. Возникающие при произвольном сдвиге (скольжении) колеса относительно грунта силовые факторы ( $TX$ ,  $TY$ ,  $M$  – составляющие силы трения-сцепления и момент сопротивления) являются функциями координат мгновенного центра скольжения  $(x, y)$ , и, будучи приведенными к этому центру, вычисляются:

$$\left. \begin{aligned} TX &= - \iint_{\eta\xi} \varphi q \cdot \frac{y - \eta}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta \\ TY &= \iint_{\eta\xi} \varphi q \cdot \frac{x - \xi}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta \\ M &= \iint_{\eta\xi} \varphi q \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2} d\xi d\eta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\xi, \eta$  – текущие координаты точки контакта колеса с грунтом;

$q$  – давление на грунт в точке с координатами  $\xi, \eta$ ;

$\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с грунтом.

Записав силовые факторы  $TX$ ,  $TY$ ,  $M$  через координаты центров скольжения  $x, y$  для каждого колеса, мы тем самым сводим силовую задачу к кинематической и накладываем определенную зависимость между составляющими сил сцепления  $TX$  и  $TY$  [7].

Определим количество неизвестных для исследуемого автопоезда (рис. 2):





- 16 неизвестных координат центров скольжения – по две на каждое колесо:

$$x_{1r}, x_{2r}, x_{3r}, x_{4r}, x_{5r}, x_{6r}, x_{7r}, x_{8r}$$

$$y_{1r}, y_{2r}, y_{3r}, y_{4r}, y_{5r}, y_{6r}, y_{7r}, y_{8r}$$

- 2 неизвестные координаты центра поворота всего автопоезда:  $x_0, y_0$ ;
- 2 неизвестных угла складывания прицепов:  $\alpha_1, \alpha_2$ .

Итого получили 20 неизвестных. Следовательно, необходимо составить соответствующее количество уравнений.

**Три уравнения равновесия** для произвольной плоской системы сил записываем в виде суммы проекций всех действующих со стороны грунта сил на оси  $OX, OY$  и суммы моментов сил относительно центра поворота ( $\tau.0$ ):

$$\sum X = \sum (TX_i \cos \beta_i - TY_i \sin \beta_i); \quad (2)$$

$$\sum Y = \sum (TX_i \sin \beta_i + TY_i \cos \beta_i); \quad (3)$$

$$\sum M_o = \sum (M_i - TY_i \cdot R_i + TX_i \cdot h_i), \quad (4)$$

где  $i = 1 \dots 8$  – индекс соответствующего колеса;

$\beta_i$  – угол поворота соответствующего колеса в общей системе координат  $OXY$  (рис.1):

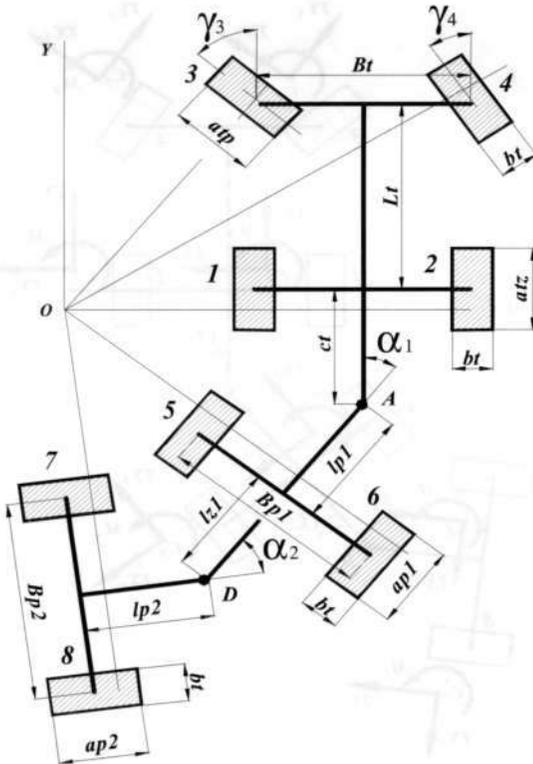


Рисунок 1 – Геометрическая схема поворота автопоезда

$$\beta_1 = \beta_2 = 0^\circ; \beta_3 = \gamma_3; \beta_4 = \gamma_4; \beta_5 = \beta_6 = -\alpha_1; \beta_7 = \beta_8 = -\alpha_1 - \alpha_2; \quad (5)$$

$R_i, h_i$  – плечи действия продольной и поперечной составляющих сил сцепления на колесах.

Доказанная нами [2, 8] теорема ортогональности позволяет утверждать, что центры скольжения колес расположены на перпендикулярах к плоскостям их качения. Следовательно, поперечные составляющие сил сцепления ( $TX$ ) не образуют моментов относительно центра поворота машины, так как

$$h_1 = h_2 = \dots = h_8 = 0. \quad (6)$$

Плечи тяговых усилий ( $TY$ ) на колесе ( $R_i$ ) есть не что иное, как радиус центра скольжения  $R_i = O_i$  соответствующего  $i$ -го колеса, вычисляемый как

$$R_i = \sqrt{x_{ci}^2 + y_{ci}^2}; \quad (7)$$

где  $x_{ci}, y_{ci}$  – координаты  $C_i$  в общей системе машины.

Наличие двух шарниров позволяет записать **два дополнительных уравнения равновесия**:

- равенство нулю момента в шарнире  $A$  в виде условия равновесия одного тягача

$$\sum M_A = \sum [M_i + TX_i \cos \beta_i (ct - y_0 + y_{ci}) - TY_i (x_{ci} - 0,5Bt - x_0)] = 0$$

$$i = 1 \dots 4; \quad (8)$$

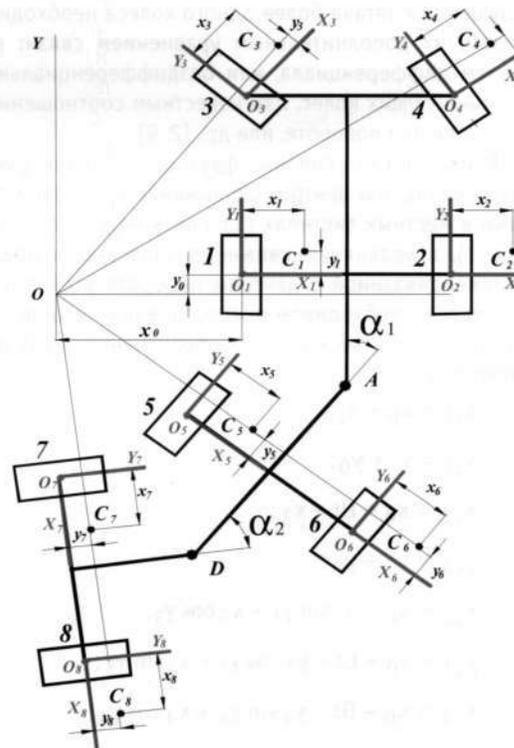


Рисунок 2 – Кинематическая схема поворота автопоезда

- равенство нулю момента в шарнире  $D$  в виде условия равновесия второго прицепа

$$\sum M_D = \sum [M_i - TX_i(lp_2 - y_i) - TY_i(x_8 - 0,5Bp_2)] = 0 \quad i = 7, 8. \quad (9)$$

На основании той же теоремы ортогональности [2, 8] записываем восемь уравнений геометрических связей, по количеству площадок контакта. Общий вид уравнений этих перпендикуляров

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{y_{ci}}{x_{ci}}. \quad (10)$$

Недостающие семь уравнений являются уравнениями кинематических связей и описывают режим работы колес и схему управления поворотом. Различные виды уравнений кинематических связей подробно рассмотрены в работах [2, 9].

Для исследуемого автопоезда наличие  $i$  ведомых колес отмечается отсутствием на них тяговых усилий, что отражается в уравнениях вида

$$TY_i = 0. \quad (11)$$

При записи семи уравнений вида (11) получаем тягач с одним ведущим задним колесом. Такая схема реализована на мини-тракторе производства Челябинского тракторного завода. При наличии на задней ведущей оси тягача более одного колеса необходимо связать их дополнительным уравнением связи: наличием дифференциала, или бездифференциальной схемой ведущих колес, или известным соотношением скоростей при повороте, или др. [2, 9].

Ввиду того что силовые факторы являются функциями координат центров скольжений  $x_i, y_i$ , записанными в местных системах (1), связанных с колесами (рис. 3), а уравнения движения записаны в общей системе, связанной с центром поворота всей машины, введем необходимое преобразование координат. С учетом принятых на рис. 1 обозначений и (5) они имеют вид:

$$x_{c1} = x_0 + x_1;$$

$$y_{c1} = y_1 + y_0;$$

$$x_{c2} = x_0 + Bt + x_2;$$

$$y_{c2} = y_2 + y_0;$$

$$x_{c3} = x_0 - y_3 \sin \gamma_3 + x_3 \cos \gamma_3;$$

$$y_{c3} = y_0 + Lt + y_3 \cos \gamma_3 + x_3 \sin \gamma_3;$$

$$x_{c4} = x_0 + Bt - y_4 \sin \gamma_4 + x_4 \cos \gamma_4;$$

$$y_{c4} = y_0 + Lt + y_4 \cos \gamma_4 + x_4 \sin \gamma_4;$$

$$x_{\bar{n}5} = x_0 + 0,5Bt - lp_1 \sin \alpha_1 - 0,5Bp_1 \cos \alpha_1 + yp_1 \sin \alpha_1;$$

$$y_{\bar{n}5} = ct - y_0 + lp_1 \cos \alpha_1 - 0,5Bp_1 \sin \alpha_1 - yp_1 \cos \alpha_1;$$

$$x_{\bar{n}6} = x_0 + 0,5Bt - lp_1 \sin \alpha_1 + 0,5Bp_1 \cos \alpha_1 + yp_1 \sin \alpha_1;$$

$$y_{\bar{n}6} = ct - y_0 + lp_1 \cos \alpha_1 + 0,5Bp_1 \sin \alpha_1 - yp_1 \cos \alpha_1;$$

$$x_{\bar{n}7} = x_0 + 0,5Bt - (lp_1 + lz_1) \sin \alpha_1 - 0,5Bp_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - (lp_2 - yp_2) \sin(\alpha_1 + \alpha_2);$$

$$y_{\bar{n}7} = ct - y_0 + (lp_1 + lz_1) \cos \alpha_1 - 0,5Bp_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + (lp_2 - yp_2) \cos(\alpha_1 + \alpha_2);$$

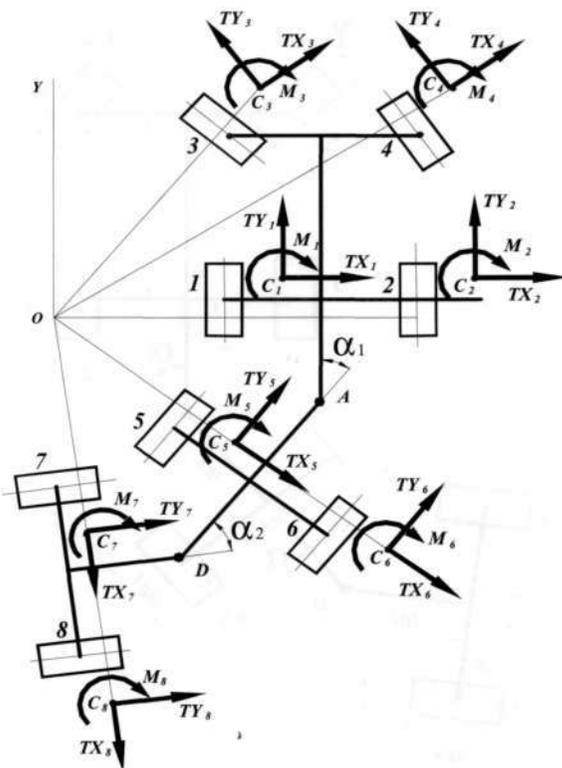


Рисунок 3 – Силевая схема поворота автопоезда



$$x_{\bar{n}8} = x_0 + 0,5Bt - (lp_1 + lz_1) \sin \alpha_1 + 0,5Bp_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - (lp_2 - yp_2) \sin(\alpha_1 + \alpha_2);$$

$$y_{\bar{n}8} = ct - y_0 + (lp_1 + lz_1) \cos \alpha_1 + 0,5Bp_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + (lp_2 - yp_2) \cos(\alpha_1 + \alpha_2).$$

С учетом преобразования координат и уравнений (5), (6) и (11) математическая модель стационарного движения автопоезда на базе мини-трактора производства ЧТЗ имеет вид:

$$\begin{aligned} X: TX_1 + TX_2 + TX_3 \cos \gamma_3 + TX_4 \cos \gamma_4 + \\ + (TX_5 + TX_6) \cos \alpha_1 + \\ + (TX_7 + TX_8) \cos(\alpha_1 + \alpha_2) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \sum Y: TY_2 + TX_3 \sin \gamma_3 + TX_4 \sin \gamma_4 - \\ - (TX_5 + TX_6) \sin \alpha_1 - \\ - (TX_7 + TX_8) \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \sum M_o: M_1 + M_2 - TY_2(\delta_0 + Bt + x_2) + \\ + M_3 + M_4 + M_5 + M_6 + M_7 + M_8 = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A: M_1 + M_2 + (TX_1 + TX_2)(ct - y_0) - \\ - TY_2(x_2 + 0,5Bt) + M_3 \\ + TX_3 \cos \gamma_3(ct + Lt + y_3 \cos \gamma_3) + \\ + TX_3 \sin \gamma_3(0,5Bt + y_3 \sin \gamma_3) + M_4 \\ + TX_4 \cos \gamma_4(ct + Lt + y_4 \cos \gamma_4) - \\ - TX_4 \sin \gamma_4(0,5Bt - y_4 \sin \gamma_4) = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D: M_7 - TX_7(lp_2 - y_7) - TY_7(x_7 - 0,5Bp_2) + \\ + M_8 + TX_8(lp_2 - y_8) - \\ - TY_8(x_8 + 0,5Bp_2) = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

$$y_1 + y_0 = 0. \quad (17)$$

$$y_2 = y_1. \quad (18)$$

$$\begin{aligned} (y_0 + Lt + y_3 \cos \gamma_3) \cos \gamma_3 - \\ - (x_0 - y_3 \sin \gamma_3) \sin \gamma_3 = 0. \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} (y_0 + Lt + y_4 \cos \gamma_4) \cos \gamma_4 - \\ - (x_0 + Bt - y_4 \sin \gamma_4) \sin \gamma_4 = 0. \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} (\bar{n}t - y_0 + lp_1 \cos \alpha_1 - 0,5Bp_1 \sin \alpha_1 - \\ - yp_1 \cos \alpha_1) \cos \alpha_1 - (x_0 + 0,5Bt - lp_1 \sin \alpha_1 - \\ - 0,5Bp_1 \cos \alpha_1 + yp_1 \sin \alpha_1) \sin \alpha_1 = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

$$y_5 = y_6. \quad (22)$$

$$\begin{aligned} [\bar{n}t - y_0 + (lp_1 + lz_1) \cos \alpha_1 - 0,5Bp_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + \\ + (lp_2 - yp_2) \cos(\alpha_1 + \alpha_2)] \cos \alpha_1 - \\ - [x_0 + 0,5Bt - (lp_1 + lz_1) \sin \alpha_1 - \\ - 0,5Bp_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - \\ - (lp_2 - yp_2) \sin \alpha_1] \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = 0. \end{aligned} \quad (23)$$

$$y_7 = y_8 \quad (24)$$

$$\begin{aligned} TY_1 = TY_3 = TY_4 = TY_5 = TY_6 = TY_7 = TY_8 = 0. \\ \text{или} \end{aligned} \quad (25)$$

$$x_1 = x_3 = x_4 = x_5 = x_6 = x_7 = x_8 = 0.$$

В результате решения системы уравнений (12)–(25) получаем:

- искомые координаты центров скольжения колес  $x_i, y_i$ , следовательно, все силы и моменты, возникающие в контакте с грунтом согласно (1);
- координаты центра поворота  $x_0, y_0$ , следовательно, радиус поворота по любой точке автопоезда,
- углы взаимного складывания частей автопоезда  $\alpha_1, \alpha_2$ ;
- буксование ведущего колеса [2, 4]  $\delta = x_2/x_{c2}$ ;
- потребную мощность на повороте [2]  $N = \omega \sum M_i$  ( $i = 1 \dots 8$ ).

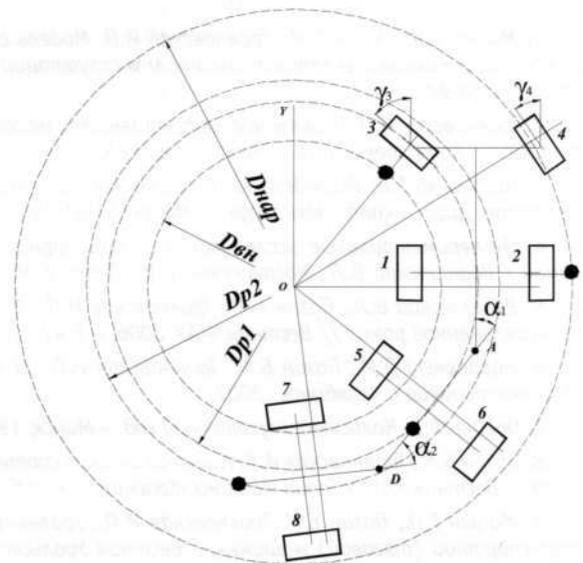


Рисунок 4 – Схема замеров диаметров поворота тягача и прицепов по маркерам

На основании предложенной модели были проведены расчеты стационарного поворота автопоезда на твердом основании (асфальт) с пустыми и груженными прицепами. На основании результатов расчета обнаружена явная тенденция к уменьшению радиуса поворота с увеличением веса прицепов. Данная тенденция свойственна лишь для рассмотренной схемы поворота – одно ведущее наружное заднее колесо. Объяснить ее можно появлением дополнительного разворачивающего момента на тягаче, образуемого силой тяги на втором колесе (рис. 3) и крюковой нагрузкой со стороны прицепов.

Для подтверждения выявленной тенденции и проверки математической модели стационарного поворота летом 2006 г. были проведены эксперименталь-

ные исследования автопоезда на базе мини-трактора производства ЧТЗ [10]. В результате эксперимента замерялись углы складывания и радиусы поворота по следам маркеров (рис. 4).

Сравнения расчетных и средних экспериментальных значений приведены в табл. 1 и 2.

По результатам табл. 1 и 2 можно сделать следующие выводы:

1. Выявленная тенденция экспериментально подтверждена;
2. Относительная погрешность величин радиусов (диаметров) поворота не превышает 4,5%, что свидетельствует об адекватности математической модели поворота автопоезда.

**Таблица 1 – Поворот автопоезда с пустыми прицепами**

	$D_{нар}$ (мм)	$D_{ви}$ (мм)	$D_{р1}$ (мм)	$D_{р2}$ (мм)	$\alpha_1$ (град)	$\alpha_2$ (град)
Расчет	7769	5011	5448	4865	49,4	63,2
Эксперимент	7885	5075	5705	5162	49	60
Погрешность	1,5%	1,3%	4,5%	3,9%	0,8%	5%

**Таблица 2 – Поворот автопоезда с груженными прицепами**

	$D_{нар}$ (мм)	$D_{ви}$ (мм)	$D_{р1}$ (мм)	$D_{р2}$ (мм)	$\alpha_1$ (град)	$\alpha_2$ (град)
Расчет	7453	4907	5046	4663	49,5	63,3
Эксперимент	7667	4980	5197	4773	49	60
Погрешность	2,8%	1,5%	2,9%	2,3%	1%	5,5%

## Литература

1. Мицын Г.П., Позин Б.М., Трояновская И.П. Модель стационарного поворота транспортной (тяговой) машины // *Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. научных трудов МАДИ (ТУ)*. - М., 2000. - С.88-92.
2. Трояновская И.П. Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости: Дис.... канд. техн. наук. - Челябинск: ЧТАУ, 2002.
3. Казаченко Г.В. Исследование нагруженности колес двигателя с бортовой схемой поворота при движении на повороте: Дис.... канд. техн. наук. - Минск: БГПИ, 1977.
4. Экспериментальные исследования стационарного поворота колесного погрузчика с шарнирно сочлененной рамой / Вершинский В.Л., Костюченко В.И., Позин Б.М., Трояновская И.П. // *Вестник ЧТАУ*, 2006. - Т. 47. - С. 22-29.
5. Вершинский В.Л., Позин Б.М., Трояновская И.П. Модель стационарного поворота колесной машины с шарнирно - сочлененной рамой // *Вестник ЧТАУ*, 2006. - Т. 47. - С.17-21.
6. Наратовый Д.И., Позин Б.М., Трояновская И.П. О задаче стационарного поворота // *Вестник ЮУрГУ*. - Серия Машиностроение - Челябинск, 2007.
7. Олейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. - Минск, 1960.
8. Позин Б.М., Трояновская И. П. Кинематические соотношения при взаимодействии двигателя с грунтом при повороте // *Вестник ЮУрГУ Серия Машиностроение*. - Челябинск, 2006.
9. Мицын Т.П., Позин Б.М., Трояновская И.П., Уравнения связей для некоторых случаев стационарного поворота транспортной (тяговой) машины // *Вестник Уральского межрегионального отделения АТ РФ*, 2001. - Вып. 3-4. - С. 274-277.
10. Наратовый Д.И., Позин Б.М., Трояновская И.П., Экспериментальные исследования стационарного поворота тракторного поезда на базе минитрактора // *Ползуновский вестник*, 2007.



## ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРА ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ПРИ ПОМОЩИ ПРОТИВОВЕСА

При работе колесных и гусеничных тракторов необходимо, чтобы давление колес и опорных катков на почву было оптимальным. Это обеспечивает их наименьший износ [1]. Однако в процессе работы выдержать такое положение возможно не всегда. Например, при движении колесного трактора с навесными орудиями, находящимися в транспортном положении, давление на передние колеса снижается. При этом ухудшается управляемость. Чтобы этого не происходило, перед двигателем навешивают специальные грузы. В то же время для увеличения сцепления задних колес с почвой часто устанавливают их догрузатель [1]. В гусеничных трелевочных тракторах при трелевке деревьев сильно нагружаются задние опорные катки. Чтобы их разгрузить, нужно сместить центр тяжести трактора вперед. Для этого на трактор, например Т-90, ставят противовесы [2]. Исследованиями установлено [3], что наименьшее сопротивление качению при движении трактора наблюдалось, когда центр его тяжести находился на расстоянии 0,6 опорной длины гусеницы от заднего опорного катка гусеничного движителя.

В УГЛТУ в 2004 г. было предложено устройство, позволяющее изменять положение центра тяжести [4]. Схема трактора с таким устройством показана на рис. 1. Предлагаемое устройство имеет телескопический цилиндр 2, груз 1, который может перемещаться по направляющим 3. Устройство работает следующим образом. При подаче масла из гидросистемы трактора в правую часть гидроцилиндра 2 его шток выдвигается влево и через серьгу 4 перемещает груз 1 по направляющим 3 влево, в положение  $l_1$ , смещая центр тяжести влево, к передним колесам, при этом они догружаются.

При отсутствии навесного орудия на тракторе шток гидроцилиндра 2 смещает под действием масла груз 1 вправо, в положение 1. При этом догружаются задние ведущие колеса.

Если подобное устройство установлено на гусеничном тракторе (рис. 2), то при смещении груза 1 вперед давление на опорные катки перераспределяется, обеспечивая более равномерную нагрузку на передние и задние катки.

При расчете массы противовеса принимается такое положение машинно-тракторного агрегата, при

котором навесное орудие поднимается из рабочего положения в транспортное. Это одна из самых неустойчивых позиций трактора и навесного орудия [5]. Для определения массы груза составим уравнение моментов относительно точки 0 (см. рис. 1):

$$(G_0 + P_{j0}) \cdot c - G_T \cdot b - G_r \cdot d + y_1 \cdot a, \quad (1)$$

где  $G_0$  – масса орудия;

$P_{j0}$  – сила инерции орудия при подъеме;

$G_T$  – масса трактора;

$G_r$  – масса груза;

$y_1$  – величина реакции почвы на передние колеса;

но  $P_{j0} = G_0 \cdot j$ ,

где  $j$  – ускорение при подъеме орудия.

Чтобы не было отрыва передних колес от почвы, надо, чтобы реакция  $y_1$  была больше нуля. К примеру, для тракторов класса 14 кН величину этой реакции можно принять в пределах 0,2–0,25  $G_m$ . Тогда масса груза в результате преобразований формулы (1) получается

$$G_r = \frac{(G_0 + P_{j0}) \cdot c - G_T \cdot b + y_1 \cdot a}{d}$$

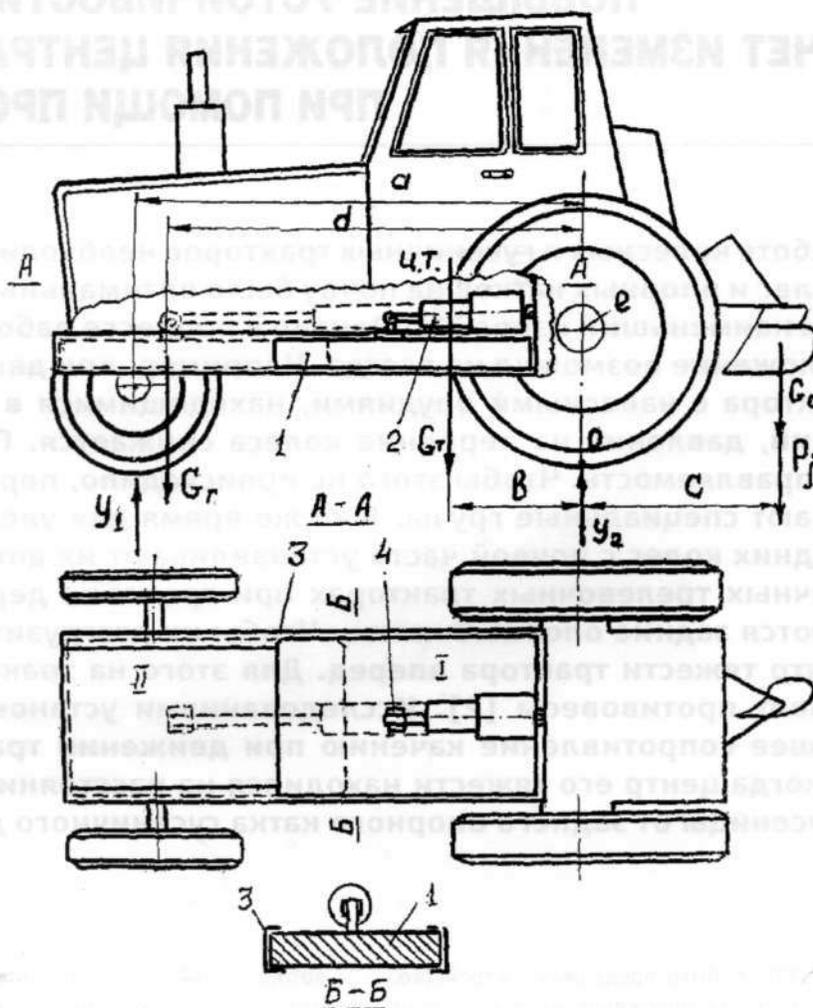


Рисунок 1 – Устройство для изменения положения центра тяжести машины:

1 – груз; 2 – гидроцилиндр; 3 – направляющая; 4 – серьга.

Обычно коэффициент нагрузки ведущих колес  $\lambda_k = 0,75-0,8$  [1].

Для гусеничных тракторов в УГЛУТУ был предложен движитель [6].

Для трелевочных его схема показана на рис. 2. У трактора мост расположен на раме. Такое расположение обеспечивает большой угол охвата ведущей звездочки гусеницей. Это позволит снизить величину ее натяжения и уменьшить износ. При этом увеличивается дорожный просвет, что позволяет установить под днищем машины передвижной противовес.

Но для такого движителя нужна специальная гусеница [7]. При работе трактора весьма важно иметь равномерное давление на все опорные катки. При этом снижается сопротивление на перекатывание [3].

Рассмотрим силы, действующие на детали гусеничного двигателя (см. рис.2).

Натяжение гусеницы на ведущем участке  $T$

$$T = \frac{M_{зв}}{R_{зв}}$$

где  $M_{зв}$  – момент, передаваемый от двигателя на звездочку;

$R_{зв}$  – радиус звездочки.

В свою очередь  $M_{зв}$  определяется из выражения:

$$M_{зв} = M_{дв} \cdot i_{ТР} \cdot \eta_{ТР},$$

где  $M_{дв}$  – крутящий момент двигателя;

$i_{ТР}$  – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{ТР}$  – КПД трансмиссии.

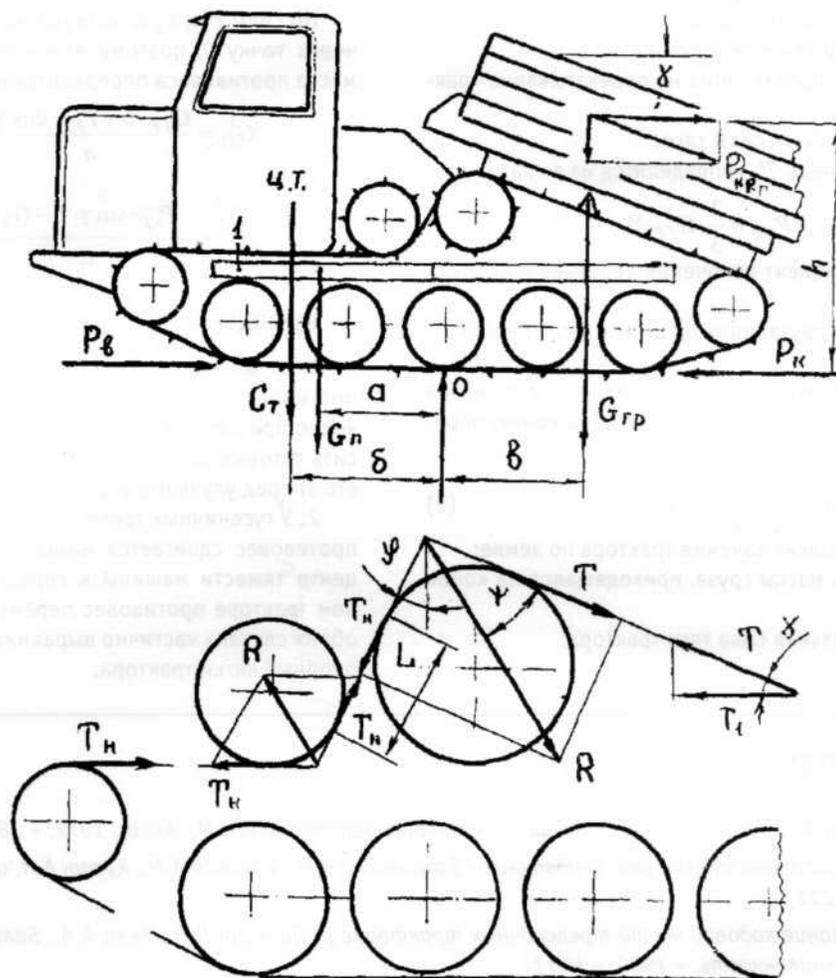


Рисунок 2 – Устройство для изменения положения центра тяжести трелевочного трактора:

1 – груз; 2 – гидроцилиндр; А – переднее положение груза; Б – заднее положение груза.

Натяжение гусеницы на сбегавшем участке  $T_H$  определяется как сумма сил от натяжного устройства и веса  $G_T$  гусеницы. Сила от натяжного устройства определяется аналогично:

$$T_H = \frac{G \cdot \sin \alpha}{2},$$

где  $G$  – масса трактора;

$\alpha$  – предельный угол при торможении ( $\alpha = 35^\circ$ ).

Сила натяжения от веса гусеницы  $T_2$  равна

$$T_2 = G \cdot L \cdot \cos \varphi,$$

где  $G$  – вес единицы длины гусеницы;

$L$  – длина гусеницы;

$\varphi$  – угол наклона гусеницы.

Величина равнодействующей  $R$  и ее направление определяются из соотношения сил  $T$  и  $T_{HP}$ , но в любом случае она будет направлена выше центра ведущей звездочки, так как  $T > T_{HP}$ .

При загрузке трактора хлыстами деревьев резко возрастает нагрузка на задние катки. Чтобы избежать этого явления, на трелевочный трактор ставится такое же устройство, как и на колесный, и работает оно так же. Для определения массы противовеса составим уравнение моментов относительно точки 0 касания среднего катка с гусеницей (см. рис. 2)

$$G_{гр} \cdot b + P_{кр} \cdot \cos \gamma \cdot h + P_{кр} \cdot \sin \gamma \cdot b - G_T \cdot \delta - G_{п} \cdot a, \quad (2)$$

где  $G_{гр}$  – масса груза, приходящаяся на коник;

$P_{кр}$  – усилие, возникающее от волочения груза;

$G_T$  – масса трактора;



$G_{\Pi}$  – масса противовеса;  
 $C_{т.м}$  – центр тяжести трактора;  
 $P_f$  – сила сопротивления на перекачивание трактора;  
 $P_K$  – касательная силы тяги.  
 В свою очередь,  $P_{KP}$  определится из выражения

$$P_{KP} = \frac{2}{3} \cdot G_{TP} \cdot \beta,$$

где  $\beta$  – коэффициент волочения деревьев или хлыстов по земле;

$2/3$  – часть груза, приходящаяся непосредственно на землю.

Сила сопротивления на перекачивание трактора с учетом массы груза, приходящаяся на коник, определится как

$$P_f = G_{TP} \cdot f + \frac{1}{3} G_{TP} \cdot f, \quad (3)$$

где  $f$  – коэффициент качения трактора по земле;

$1/3$  – часть массы груза, приходящаяся на коник трактора;

$P_K$  – касательная сила тяги трактора.

Но силы  $P_f$  и  $P_K$  действуют по линии, проходящей через точку  $O$ , поэтому момента не создают. Тогда масса противовеса определится из выражения:

$$G_{\Pi} = \frac{G_{TP} \cdot b + P_{KP} \cdot \cos \gamma \cdot h}{a} + \frac{P_{KP} \cdot \sin \gamma \cdot b - G_T \cdot \delta}{a} \quad (4)$$

## ВЫВОДЫ

1. Установка у колесных тракторов подвижного противовеса позволяет улучшить сцепление ведущих колес при перемещении противовеса назад и повысить тяговые свойства машины, а при перемещении его вперед улучшить управляемость трактора.

2. У гусеничных трелевочных тракторов без груза противовес сдвигается назад, перемещая частично центр тяжести машины к середине, но при грузе тракторе противовес перемещается вперед, и в обоих случаях частично выравнивается давление на опорные катки трактора.

## Литература

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. - М.: Колос, 1972. - 384 с.
2. Ходовые системы тракторов: Справочник/ Забродский В.М., Фанлейб А.М., Кутин А.Н. и др. - М.: Агропромиздат, 1986. - 211 с.
3. Исследование ходовой части трелевочных тракторов / Пинигин П.Н., Бенц А.А., Валиахметов Д.Г. и др. //Лесная промышленность. - 1980. - № 11.
4. Пат. 40983 РФ. Трактор с регулируемым положением центра тяжести/ Боровских А.М. -Заявл. 09.06.2004. - Оpubл. 10.10.2004.-2 с.
5. Львов Е.Д. Теория трактора. - М.: Машиздат, 1960. - 252 с.
6. А.с. № 21573. Гусеничный движитель / Силуков Ю.Д., Боровских А.М., Булдаков С.И. - Заявл. 13.08.2001. - Оpubл. 27.01.2002.-2 с.
7. А.с. 25783 РФ. Гусеничная цепь/Боровских А.М., ПаньчевА.П. -Заявл. 29.04.2002. - Оpubл. 20.12.2002. -2 с.



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, 6б. Тел. (343) 245-31-88,

E-mail: vsay@nis.usurt.ru, LNeverova@nis.usurt.ru

Учредитель: Уральский государственный университет путей сообщения.

Редакция журнала не несет ответственности за представленные рекламные материалы.

С 1 января 2007 г. 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.



©ИД «Лазурь», 2007, фото на обложку, дизайн, верстка. г. Екатеринбург. Тел. (343) 213-26-19. www.idlazur.ru  
 Отпечатано в типографии «Лазурь» (г. Реж). Заказ № 0597. Тираж 1000 экз. Подписано в печать 30.01.07

Открывается подписка на научно-технический журнал «Транспорт Урала». Стоимость одного номера 180 рублей. Периодичность 4 номера в год.

Министерство связи Российской Федерации		Ф СП - 1									
АБОНЕМЕНТ на _____		<b>46463</b> <small>(индекс издания)</small>									
<b>Транспорт Урала</b>		Количество комплектов <input type="text"/>									
На 2007 год по месяцам											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Куда <input type="text"/>		<input type="text"/>									
<small>(почтовый индекс)</small>		<small>(адрес)</small>									
Кому _____											
Линия отреза _____											
П	В	место	ли	тер	ДОСТАВОЧНАЯ КАРТОЧКА <b>46463</b> <small>(индекс издания)</small>						
На _____					<b>Транспорт Урала</b>						
Стоимость	подписки переад- рессовки	руб.	коп.	руб.	коп.	Количество комплектов					
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>					
На 2007 год по месяцам											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
почтовый индекс		город		село		область		район		улица	
код улицы		дом		корпус		квартира		Фамилия И. О.			

