

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Национального космического агентства Украины

На правах рукописи

Пасичник Сергей Сергеевич

УДК 629.463.027.1.004.69, 621.92, 621.891

**Улучшение динамических и ресурсных показателей грузовых
вагонов с комплексно модернизированными тележками**

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Ушкалов Виктор Федорович
член-корр. НАН Украины,
доктор техн. наук, профессор

Днепропетровск 2012

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	5
РАЗДЕЛ 1. Обзор литературы	13
1.1. О комплексной модернизации тележек грузовых вагонов	14
1.2. О железнодорожных колесах с упругими дисками	24
1.3. Выводы к разделу 1	27
РАЗДЕЛ 2. Разработка предложений по улучшению комплексной модернизации тележек грузовых вагонов.....	29
2.1. Улучшение технологии инсталляции элементов модернизации тележек грузовых вагонов.....	29
2.2. Разработка предложений по увеличению ресурса железнодорожного колеса	32
2.3. Защита от выпадения роликов в скользунах комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов.....	35
2.4. Увеличение ресурса полиуретановой накладки клина RFE-43	42
2.5. Исследования по рационализации параметров упругих элементов упруго-катковых скользунов ISB-12C с целью увеличения их ресурса и эффективности гашения колебаний виляния тележки	47
2.5.1. Сопоставление динамических качеств полувагонов с комплексно модернизированными тележками и типовых полувагонов	50
2.5.2. Влияние остаточной высоты упругих блоков на динамические качества полувагонов с комплексно модернизированными тележками	61
2.6. Влияние толщины прокладок в подпятниках на динамические качества полувагонов с комплексно модернизированными тележками	79
2.7. Разработка предложений по изменению системы плановых ремонтов вагонов с комплексно модернизированными тележками	101

2.8. Об измерении вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов	108
2.9. Разработка предложений по внесению изменений в нормативно-техническую документацию тележек грузовых вагонов	113
2.9.1. Предложения по внесению изменений в Инструкцию по ремонту тележек грузовых вагонов ЦВ-0015	115
2.9.2. Предложения по внесению изменений в Инструкцию ЦВ-0083	118
2.9.3. Предложения по внесению изменений в Инструкцию ЦВ-0043	121
2.10. Выводы к разделу 2	122

РАЗДЕЛ 3. Исследование влияния использования новых элементов в комплексно модернизированных тележках на динамические и ресурсные показатели грузового вагона.....

3.1. Использование жестких адаптеров в буксовых узлах тележек.....	125
3.2. Использование упругих адаптеров в буксовых узлах тележек.....	137
3.3. Исследование влияния использования разных конструкций упругих адаптеров в буксовых узлах на динамические показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками.....	147
3.4. Влияние угла наклона лицевой поверхности клина фрикционной системы гашения колебаний на динамические показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками	152
3.5. Исследование влияния разных конструкций сочленения в паре «надрессорная балка – боковая рама» на динамические показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками	157
3.6. Выводы к разделу 3	163

РАЗДЕЛ 4. Исследование форм диска железнодорожного колеса и сил взаимодействия, возникающих в системе колесо/рельс при использовании колес с усовершенствованным диском	165
4.1. Расчет жесткости колес с разными формами дисков	165
4.2. Исследование влияния толщины диска на жесткость колеса	174
4.3. Исследование влияния толщины обода на жесткость колеса	174
4.4. Исследование влияния термообработки на жесткость колеса	177
4.5. Усовершенствование математической модели для исследования динамики и взаимодействия с путем вагонов имеющим колеса с упругими дисками	181
4.6. Исследование влияния жесткости колеса на динамические и ресурсные показатели вагонов	187
4.7. Выводы к разделу 4	197
ВЫВОДЫ	198
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	199

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Железнодорожный транспорт всегда являлся ключевой отраслью промышленности, от состояния которого во многом зависят почти все остальные отрасли экономики любой страны. Поэтому вопросы поддержания высокой эффективности работы железных дорог всегда являются весьма актуальными. К сожалению, железные дороги Украины и стран СНГ в последние два десятилетия переживают не лучшие времена. Как следствие, вагонный и локомотивный парки практически не обновлялись и на сегодня большая часть вагонов и локомотивов исчерпали предельные сроки эксплуатации. Вагоностроительные предприятия до недавнего времени предлагали ассортимент грузовых вагонов, оборудованных исключительно тележками модели 18-100, конструкция которых не совершенствовалась почти со времени их создания, т.е. уже более 50 лет.

Учитывая обстоятельства, в Украине, начиная с 2000-х гг, создана, апробирована и широко внедрена комплексная модернизация тележек грузовых вагонов, которая позволяет значительно улучшить эксплуатационные показатели грузовых вагонов, причем за относительно малые финансовые затраты. Но так как усовершенствованные тележки содержат ряд новых устройств и решений, то неизбежным является учет возникающих при их эксплуатации и ремонте особенностей. Вместе с тем, на основе комплексно модернизированной тележки разрабатываются новые модели тележек. Поэтому разработки, направленные на преодоление трудностей в освоении усовершенствованной конструкции комплексно модернизированных тележек и на дальнейшее развитие проекта комплексной модернизации являются важными и актуальными.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Тематика диссертации включена в планы научных исследований Национальной академии наук Украины по следующим темам:

– по фундаментальной научно-исследовательской теме III–20–04 “Исследование случайных колебаний и определение динамических качеств движущихся механических систем и их контактного взаимодействия с рельсовым деформируемым основанием” (номер госрегистрации 0104U004082, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2004–2008 годы, протокол № 4 от 26.11.03);

– по прикладной научно-исследовательской теме III–41–06 “Исследование по улучшению динамического взаимодействия грузовых вагонов и пути, а также уменьшения износа колес и рельсов на отечественных железных дорогах за счет усовершенствования формы диска и профиля обода колеса” (номер госрегистрации 0106U001395, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2006–2008 годы, протокол № 4 от 13.07.05);

– по фундаментальной научно-исследовательской теме III–61–09 “Исследование случайных колебаний и динамического взаимодействия элементов подвижных сложных механических систем и их контактного взаимодействия с рельсовым деформируемым основанием” (номер госрегистрации 0109U000343, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2009–2013 годы, протокол № 4 от 03.07.08);

– по прикладной научно-исследовательской теме III–62–09 “Усовершенствование конструкции элементов предложенной ИТМ НАНУ и НКАУ комплексной модернизации типовых тележек (модели 18-100) грузовых вагонов с учетом их эксплуатации на украинских железных дорогах” (номер госрегистрации 0109U000344, утверждена постановлением Бюро Отделения механики НАН Украины на 2009–2011 годы, протокол № 4 от 03.07.08);

– по прикладной научно-исследовательской теме II–11–10 “Модернизация грузовых вагонов для повышения безопасности их движения, эксплуатационных качеств и ресурса” (номер госрегистрации 0110U007135,

утверждена постановлением Президиума НАН Украины на 2010–2012 годы, распоряжения № 341 от 14.06.10, № 488 от 05.08.10 и № 131 от 25.02.11).

Цель и задачи исследования. Объект исследования – динамические и ресурсные показатели грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками.

Предмет исследования – улучшение динамических и ресурсных показателей грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками.

Цель работы состоит в улучшении ресурсных показателей грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками, а также в дальнейшем развитии комплексной модернизации тележек, улучшении их эксплуатационных показателей.

Для достижения поставленной цели предполагается решить следующие задачи:

- провести анализ данных о состоянии комплексно модернизированных тележек в сети общей эксплуатации железных дорог Украины и определить проблемные аспекты в работе таких тележек и разработать предложения по их устранению;

- разработать расчетную схему и математическую модель для определения динамических и ресурсных показателей грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками с учетом возможности добавления новых элементов в их конструкцию, а также определения рациональных значений радиальной и осевой жесткости колес;

- исследовать влияние геометрических и физико-механических параметров колеса на его жесткость в радиальном и осевом направлениях, а также на изгибную жесткость обода, оценить влияние жесткости колеса в разных направлениях на динамические и ресурсные показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками, определить форму диска колеса и его геометрические параметры для создания новых колес,

использование которых позволит улучшить эксплуатационные показатели грузовых вагонов;

– разработать предложения по дальнейшему совершенствованию проекта комплексной модернизации тележек грузовых вагонов за счет добавления новых элементов и изменения конструкции тележки.

Методы исследования. При исследовании возможностей улучшения эксплуатационных показателей комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов путем добавления новых элементов и изменения конструкции трехэлементной тележки вагона, а также при разработке колеса с упругим диском использованы методы математического и компьютерного моделирования, математической статистики, статистической динамики, численного интегрирования, конечных элементов. Для проведения испытаний предложенной схемы измерения вертикальных сил использовано натурный метод исследования, базирующийся на использовании экспериментального метода определения напряженно-деформированного состояния ходовых частей грузовых вагонов – ходовых динамических испытаний.

Научная новизна полученных результатов состоит в следующем:

а) впервые разработана математическая модель грузового вагона с комплексно модернизированными тележками, отличающаяся тем, что позволяет в широком диапазоне изменять геометрические и физико-механические параметры элементов тележки, добавлять новые элементы в ее конструкцию, а также учитывать радиальную и осевую жесткости колес, а также изгибную жесткость обода;

б) впервые определены рациональные геометрические параметры колеса с упругим диском, при которых возможно достичь улучшения эксплуатационных показателей грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками;

в) разработана математическая модель, проведены исследования и предложена новая схема наклейки тензометрических датчиков для определения вертикальных сил, позволяющая получать более достоверные результаты при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками;

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается универсальностью и корректностью

применения методов исследований, использованных для их получения, а также удовлетворительным согласованием с результатами экспериментальных исследований.

Научное значение работы. Полученные в диссертации результаты служат основой для дальнейших исследований по развитию проекта комплексной модернизации тележек грузовых вагонов и созданию новых моделей тележек. Использование разработанной математической модели позволяет производить разнообразные исследования по определению влияния различных геометрических и физико-механических параметров отдельных узлов тележки, а также особенности их конструкции, на динамические и ресурсные показатели вагона в целом. Полученные в работе закономерности позволяют определить рациональные пути дальнейшего улучшения комплексной модернизации тележек.

Практическое значение полученных результатов. Использование на украинских железных дорогах полученных в диссертации результатов способствует преодолению трудностей, которые возникают при производстве, испытаниях и эксплуатации элементов усовершенствованных конструкций модернизированных тележек грузовых вагонов, а также позволяет существенно ускорить обновление рабочего парка грузовых вагонов Украины. Применение предложенных изменений в технологию установки элементов модернизации позволило улучшить качество комплексно модернизированных тележек, повысить их надежность. Использование предложенных способов увеличения ресурсных показателей отдельных элементов модернизации, в частности изменения в нормативно-технической документации о критериях отбраковки упругих блоков скользунов, требования к обработке кармана надрессорной балки и др. позволяет значительно снизить расходы на содержание таких вагонов. Использование предложенных новых элементов модернизации позволит улучшить динамические и ресурсные показатели вагонов с новыми тележками.

Личный вклад соискателя в каждую из опубликованных в соавторстве работ состоит в следующем:

- разработка новой схемы наклейки тензометрических датчиков для измерения вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний [2];

- разработка предложений по усовершенствованию технологической схемы установки элементов модернизации для уменьшения времени проведения модернизации и повышения надежности комплексно модернизированных тележек [10];

- разработка математических моделей для проведения исследований и расчетов при определении жесткости колеса в разных направлениях [11];

- участие в сборе экспериментальных данных, выполнение численного моделирования взаимодействия колес с рельсами, участие в анализе результатов [12, 15];

- участие в разработке предложений по выбору путей дальнейшего совершенствования комплексной модернизации тележек грузовых вагонов [3, 13, 17, 18];

- участие в разработке предложений по использованию новых элементов в конструкции комплексно модернизированных тележек и изменению уже существующих для уменьшения износа колес и рельсов [7, 9];

- участие в разработке математической модели и подготовке исходных данных для проведения расчетов по определению влияния остаточных деформаций упругих блоков боковых скользунов постоянного контакта на устойчивость движения и динамические качества полувагонов с комплексно модернизированными тележками [5].

Апробация результатов диссертации. Основные результаты диссертационной работы были доложены и обсуждены на:

- XI Международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Динамика, прочность и безопасность

движения подвижного состава и энергосбережение”, Днепропетровск, 2004 год [10];

– Международной научно-практической конференции “Информационные технологии в управлении сложными системами”, Днепропетровск, 2008 год [14, 15, 16];

– XII Международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение”, Днепропетровск, 2008 год [11, 12, 13];

– Международной партнерской конференции “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов”, Севастополь, 2010 год [17];

– II Международной партнерской конференции “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов”, Ялта, 2011 год [18].

Полностью результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на:

– научном семинаре отдела статистической динамики механических систем Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, 2011 г;

– совместном научном семинаре отдела статистической динамики механических систем и отдела динамики многомерных механических систем Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, 2011 г;

– заседании Ученого совета Института технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, 2011 г;

- Межкафедральном научном семинаре Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. Ак. В. Лазаряна, Днепропетровск, 2012г.

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 18 работах [1–18], среди которых 9 статей в научных журналах [1-9] и 9 дополнительных работ [10–18]. Среди них опубликованы без соавторов 4 статьи [1, 4, 6, 8] и 2 тезиса докладов [14, 16].

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа изложена на 210 страницах, в том числе 70 рисунков и 2 таблиц, содержит введение, основную часть из четырех разделов, выводы и список использованных источников, включающий 93 наименования и занимающий 12 страниц.

РАЗДЕЛ 1

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Посвящен анализу источников и исследований, в которых раскрыты основные направления совершенствования тележек грузовых вагонов.

Значительный вклад в развитие теоретических основ, методов исследований сложных динамических систем и теории динамики железнодорожного подвижного состава принадлежит А.М. Ляпунову, В.А. Лазаряну, М.Ф. Вериго, И.И. Челнокову, С.В. Вершинскому, С.М. Куценку, Г.П. Бурчаку, А.Н. Савоськину, С.М. Захарову, Д.Ю. Погорелову, Г. Шэффелю, Е.П. Блохину, В.Ф. Ушкалову, М.Л. Коротенко, Н.А. Радченко, Л.А. Манашкину, В.Д. Хусидову, В.Д. Дановичу, С.Ф. Редько, Г.И. Богомазу, В.Л. Горобцу и др.

В настоящее время на железных дорогах Украины и некоторых стран СНГ наблюдается сложная ситуация, связанная с состоянием подвижного состава. К сожалению, локомотивный и вагонный парки Укрзализныци существенно не обновлялись около 20 лет. Результатом этого стало критическое состояние грузового подвижного состава, который является основным источником получения прибыли на железных дорогах. По данным Укрзализныци изношенность парка грузовых вагонов достигает 80 % [19].

Кардинальным решением этой проблемы могло бы стать обновление подвижного состава путем закупки новых единиц техники перспективных конструкций. Однако это потребует весьма значительных финансовых затрат. Следует также отметить, что, к сожалению, на сегодня пока отсутствуют реально разработанные, апробированные и готовые к внедрению образцы железнодорожных вагонов, которые были бы конкурентоспособными по сравнению с образцами ведущих железнодорожных компаний мира. Разными организациями предложены несколько новых моделей тележек для грузовых вагонов. В опытно-серийное производство запущена сейчас только новая тележка модели 18-7020 [20], но она проходит этап набора данных об

надежности в эксплуатации и пока еще нуждается в дальнейшем совершенствовании.

Другим путем улучшения состояния парка грузовых вагонов является его постепенное усовершенствование путем модернизации отдельных узлов и элементов стандартной тележки модели 18-100. Библиографический поиск показал, что, несмотря на то, что разными организациями предлагались различные способы улучшения тележки 18-100, сегодня существуют два основных проекта модернизации, которые широко используются на железных дорогах Украины и стран СНГ. Это комплексная модернизация по проекту С 03.04 и упрощенная модернизация по проекту М1698 [21, 22]. Модернизация по проекту М1698 предусматривает установку в узлах трения «жертвенных» дополнительных элементов, и нацелена, в основном, на удешевление ремонта тележки 18-100 [23, 24].

Комплексная модернизация С 03.04 разработана и предложена Институтом технической механики Национальной академии наук Украины и Национального космического агентства Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ) совместно с компанией «А. Стаки» (США) в 1999 году [25, 26] и направлена на существенное улучшение динамических и ресурсных показателей грузовых вагонов. В период с 2000 по 2003 год производилась опытная эксплуатация нескольких вагонов с такими тележками в замкнутом маршруте Роковатая – Ужгород – Кошице (Словакия). В 2003 году выпущена опытно-серийная партия из 300 полувагонов с комплексно модернизированными тележками, а по состоянию на 2011 год модернизировано более 17500 вагонов. Такое распространение комплексная модернизация получила благодаря ряду преимуществ, которые будут описаны ниже.

1.1. О комплексной модернизации тележек грузовых вагонов

На протяжении многих десятилетий в парке грузовых вагонов Украины и стран бывшего СССР широко используются трехэлементные тележки модели 18-100. Эти тележки наряду с положительными чертами (простота конструкции, невысокая стоимость изготовления, технологичность в ремонте

и др.) имеют существенные недостатки. Главные из них – неудовлетворительные характеристики при вписывании в кривые, значительный износ колес и рельсов, склонность к самовозбуждению колебаний виляния во время движения на прямых участках пути. По мере износа конструктивных элементов влияние этих недостатков возрастает: увеличивается износ пятниковых узлов и других элементов тележек, уменьшается критическая скорость вагонов. При движении вагонов со скоростями выше критической интенсивные колебания виляния кузова относительно тележек негативно влияют на безопасность движения, а в некоторых случаях приводят к сходу подвижного состава с рельсов.

Внедрение скоростного движения на украинских железных дорогах нуждается в конструктивных изменениях ходовых частей грузовых вагонов.

На основе результатов теоретических и экспериментальных исследований предложено провести комплексную модернизацию тележек грузовых вагонов путем использования двух устройств производства компании «А. Стаки» (США), адаптированных к использованию в тележке 18-100, полимерной прокладки в подпятники тележек (США) и износостойкого профиля колес ИТМ-73 (разработка Украины). Благодаря данной модернизации стало возможным начать обновление грузового подвижного состава при относительно малых финансовых затратах, сохраняя при этом взаимозаменяемость всех узлов тележки со стандартными узлами тележки 18-100.

При модернизации используются следующие элементы (по проекту «А.Стаки»), произведенные на украинских заводах и адаптированные к условиям эксплуатации в странах СНГ:

- боковые упруго-катковые скользуны модели ISB-12C с полиуретановыми упругими элементами (рис. 1.1a), предназначенные для гашения колебаний виляния тележки относительно кузова (что позволяет повысить критическую скорость вагона);

- фрикционные клинья RFE-43 с упругими полиуретановыми накладками на наклонных поверхностях (рис.1.1б) и износостойкие фрикционные планки, предназначенные для существенного уменьшения износа клиновой системы демпфирования (что позволяет значительно увеличить ресурс ее элементов);
- эластомерные прокладки между пятником и подпятником (рис.1.1в), предназначенные для улучшения работы пятникового узла и уменьшения его износа.

Применение этих элементов улучшает динамические показатели вагонов в порожнем состоянии, но увеличивает износ гребней колес в груженном состоянии, который и так большой у отечественных грузовых вагонов.

Для существенного уменьшения износа гребней колес в ИТМ НАНУ и НКАУ разработан новый износостойкий профиль ИТМ 73(рис. 1.1г).

Эффективность комплексной модернизации была оценена по результатам ходовых динамических и эксплуатационных сравнительных испытаний типовых полувагонов и полувагонов с комплексно модернизированными тележками, проведенных в разное время и на различных железных дорогах Всероссийским научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), Украинским научно-исследовательским институтом вагоностроения (УкрНИИВ), Днепропетровским национальным университетом железнодорожного транспорта (ДИИТ) при участии ИТМ НАНУ и НКАУ.

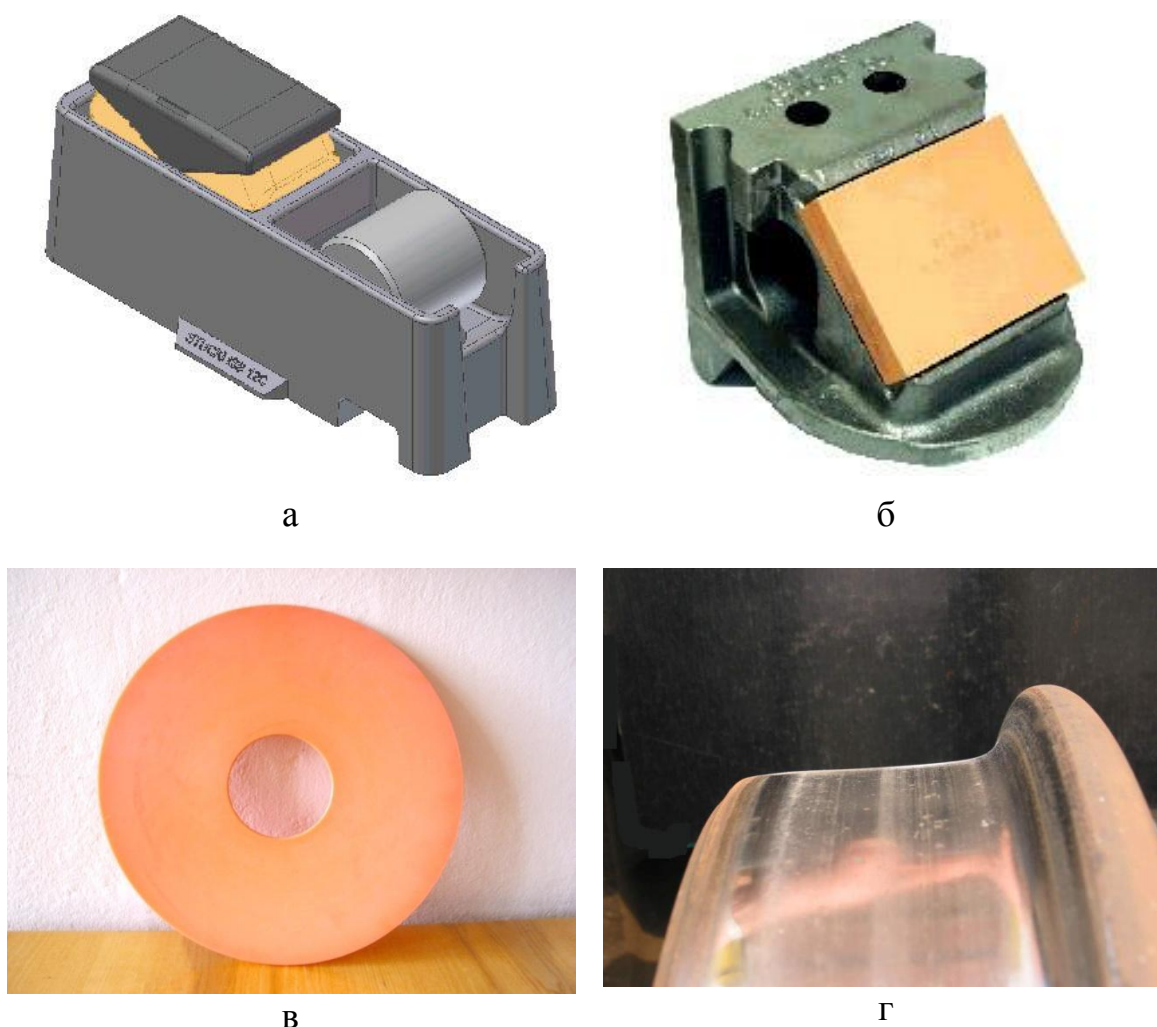
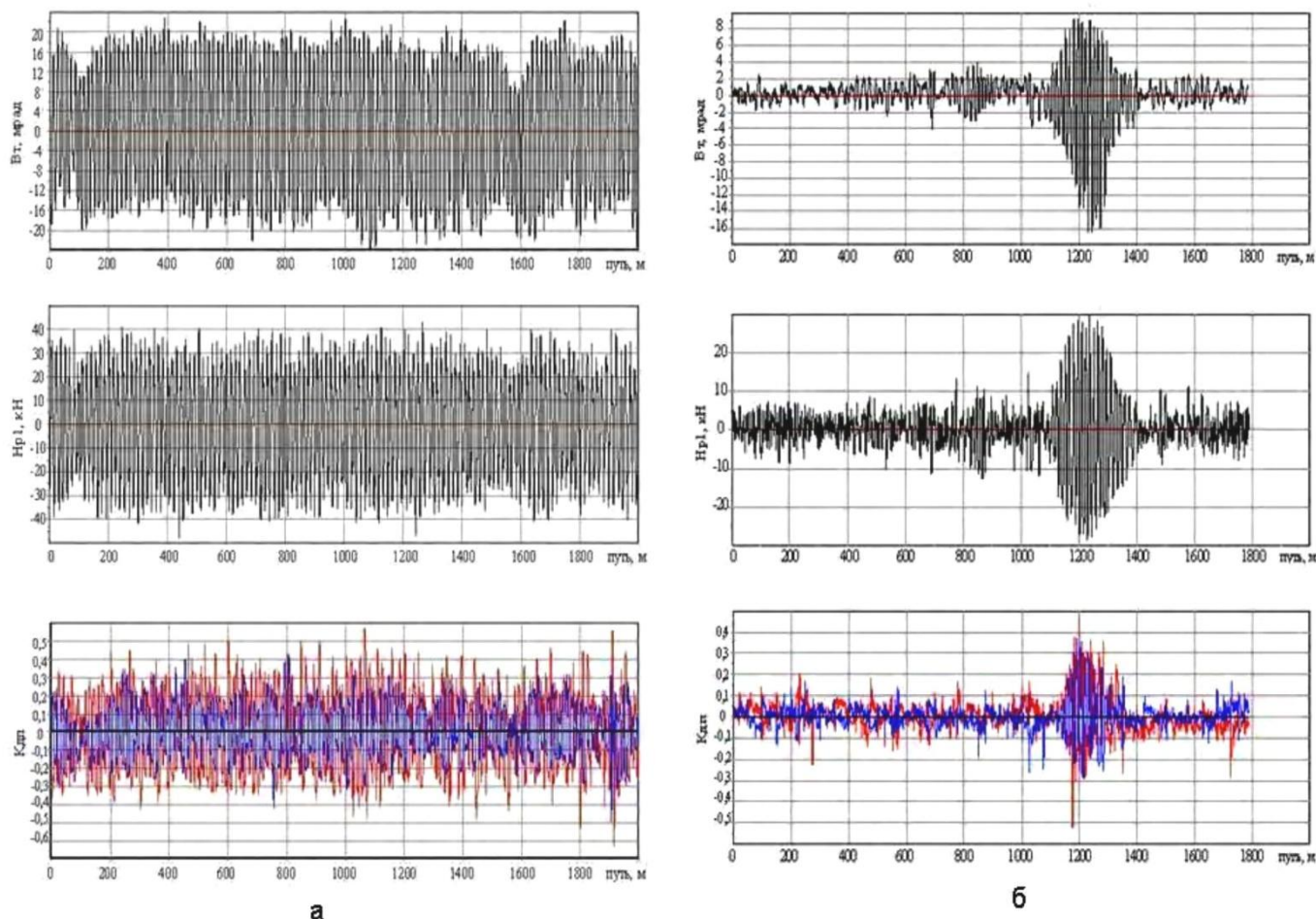


Рис.1.1. Элементы комплексной модернизации

Ходовые динамические испытания проводились на участках Киев - Харьков, Новомосковск - Баловка, Пятихатки - Сухачевка - Синельниково - Роздоры (Украина) и Белореченская - Майкоп (Россия) при разных скоростях движения порожних и груженных типовых полувагонов и полувагонов с комплексно модернизированными тележками с различным износом колес по прямым и криволинейным участкам пути. Оказалось, что использование боковых упруго-катковых скользунгов с упругими полиуретановыми элементами позволяет эффективно гасить колебания виляния тележки и тем самым повысить (примерно на 30 - 40 км/ч) критические скорости грузовых вагонов, улучшить их динамические качества, особенно при повышенных скоростях движения экипажей [26]. В качестве примера на рисунке 1.2 показаны (сверху вниз) записи углов поворота Вт, боковых

рамных сил H_{p1} и коэффициентов вертикальной динамики $K_{дп}$ кузова вагона со стандартными (рис. 1.2а) и комплексно модернизированными (рис. 1.2б) тележками. Как видно из рисунка, при скорости движения 90 км/ч эти показатели у вагона с комплексно модернизированными тележками существенно ниже, чем у вагона-эталона.

Рис. 1.2. Результаты динамических испытаний



На рис. 1.3 – 1.6 приведены некоторые результаты динамических ходовых испытаний грузовых вагонов-хопперов с комплексно модернизированными тележками, проведенных ОНИЛ ДППС в 2007 г.

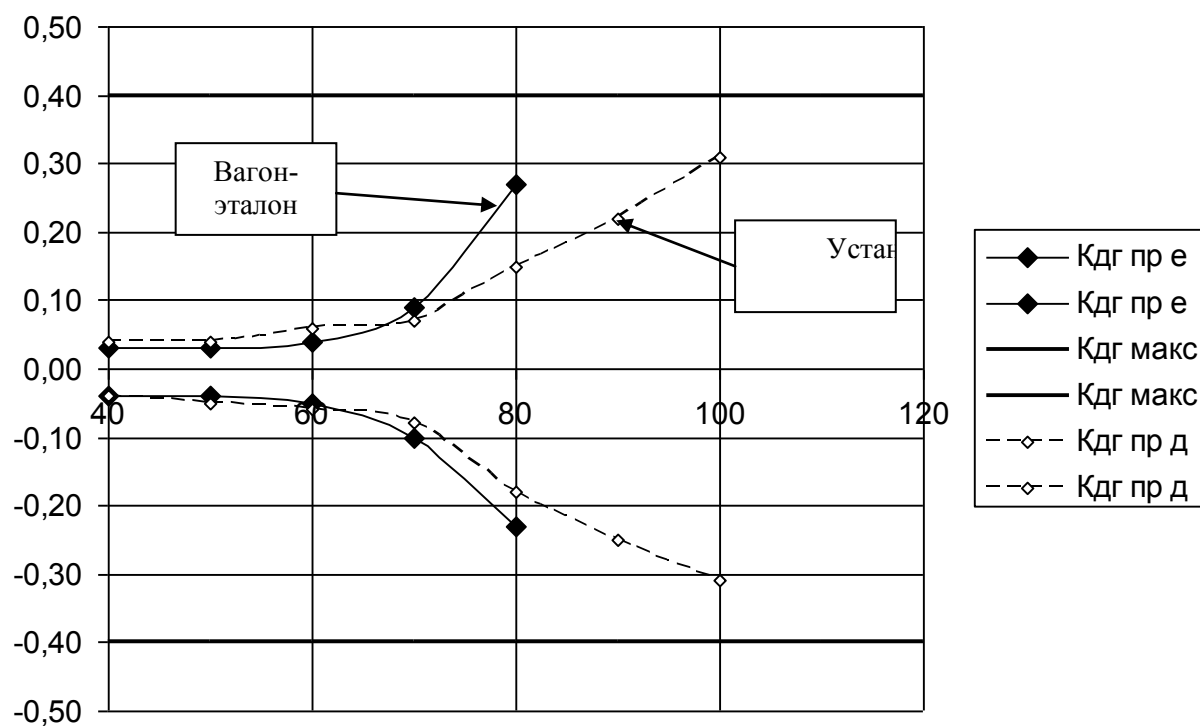


Рис. 1.3. Вагоны - окатышевозы. Коэффициенты горизонтальной динамики.

Порожний режим. Прямые.

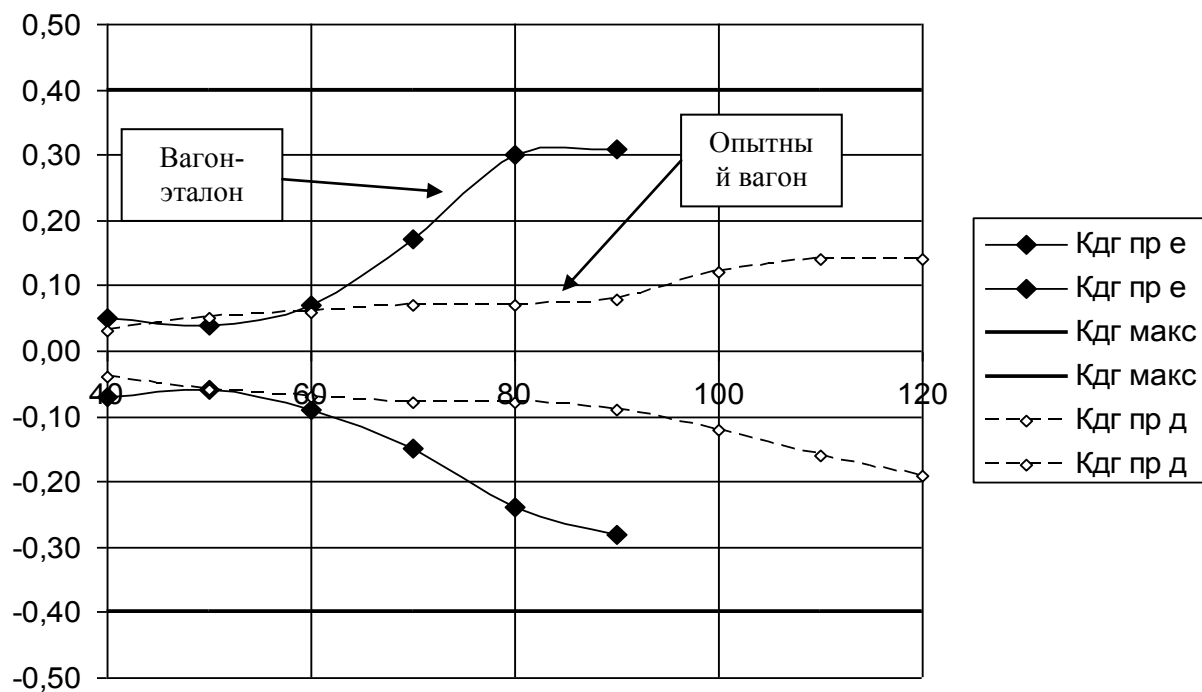


Рис. 1.4. Вагоны - цементовозы. Коэффициенты горизонтальной динамики.

Порожний режим. Прямые.

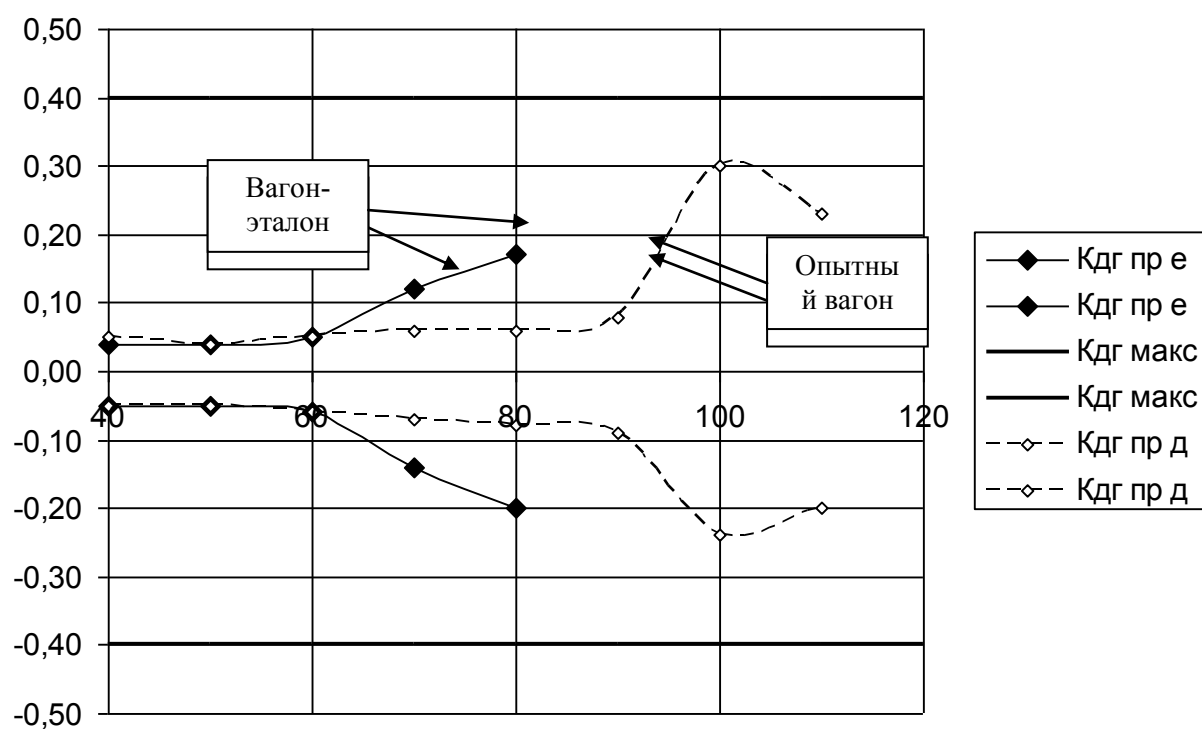


Рис. 1.5. Вагоны - зерновозы. Коэффициенты горизонтальной динамики.
Порожний режим. Прямые.

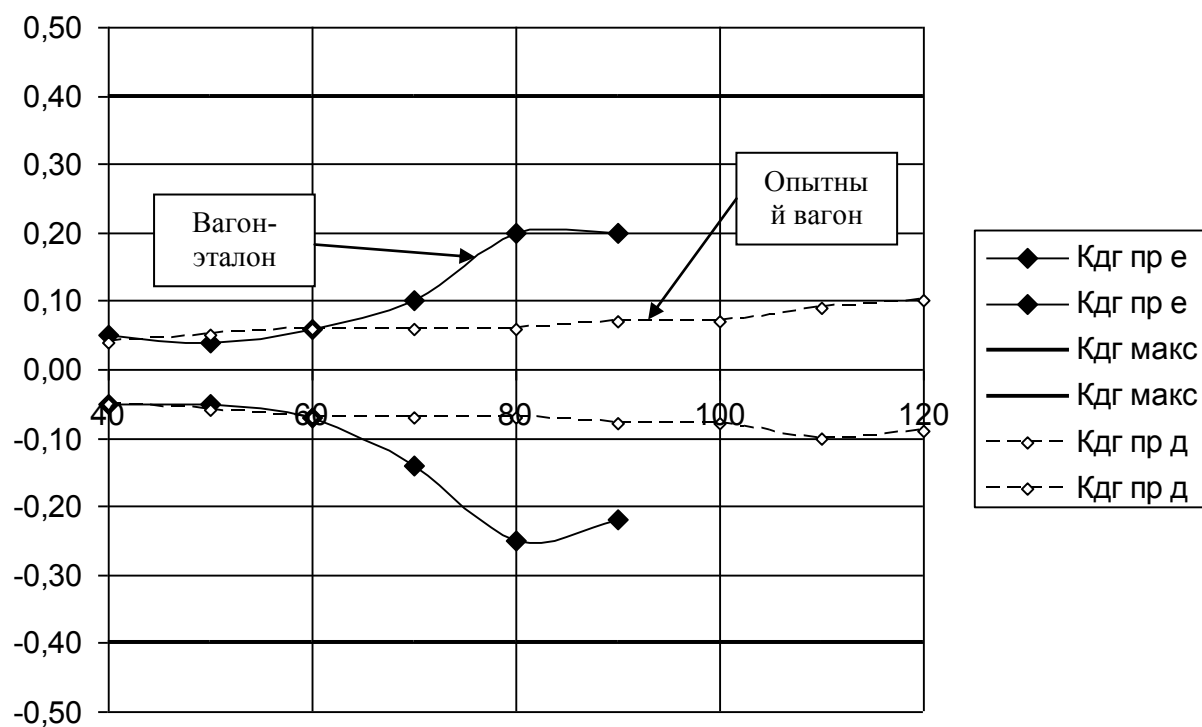


Рис. 1.6. Вагоны - минераловозы. Коэффициенты горизонтальной динамики с доверительной вероятностью 0,95. Порожний режим. Прямые.

Как видно, вагоны с комплексно модернизированными тележками позволяют реализовать большие скорости движения, по сравнению с вагонами-эталоны (вагоны с серийными тележками 18-100).

По результатам эксплуатационных испытаний на маршруте Кривой Рог - Ужгород - Кошице (Словакия) сделан вывод, что применение клиньев из высокопрочного чугуна в сочетании со специальными стальными износостойкими планками существенно уменьшает износ этих элементов. Полиуретановая накладка, расположенная между наклонными поверхностями клина и кармана надрессорной балки, предотвращает износ этих поверхностей и служит гасителем высокочастотных колебаний [27].

На рис. 1.7 показан общий вид клиньев вагона-эталона и опытного вагона после разных пробегов в опытном маршруте. Как видим, стандартные клинья сильно изношены и требуют замены, в то время как клинья модернизированного вагона (при значительно большем его пробеге) имеют малозаметный износ. Более поздние результаты осмотров и обмеров тележек после пробега вагонами 900 тыс. км показали, что износ клиньев и фрикционных планок в модернизированных тележках находится в пределах 2,5 мм.



Рис. 1.7. Клинья вагона - эталона и вагона с комплексно модернизированными тележками

Анализ износа колес полувагонов (рис. 1.8) с типовыми (вагон 12) и модернизированными (вагоны 8, 9, 11) тележками в поезде на маршруте Кривой Рог – Кошице показывает, что применение колес с профилем ИТМ-

73 (в. 8, 11) позволяет существенно (более чем в 1,5-2 раза) уменьшить интенсивность износа гребней по сравнению с колесами со стандартным профилем (в. 9, 12). Как видно из этого же рисунка, при пробеге около 200 тыс. км ни одна колесная пара (к.п.) с нелинейным профилем обода

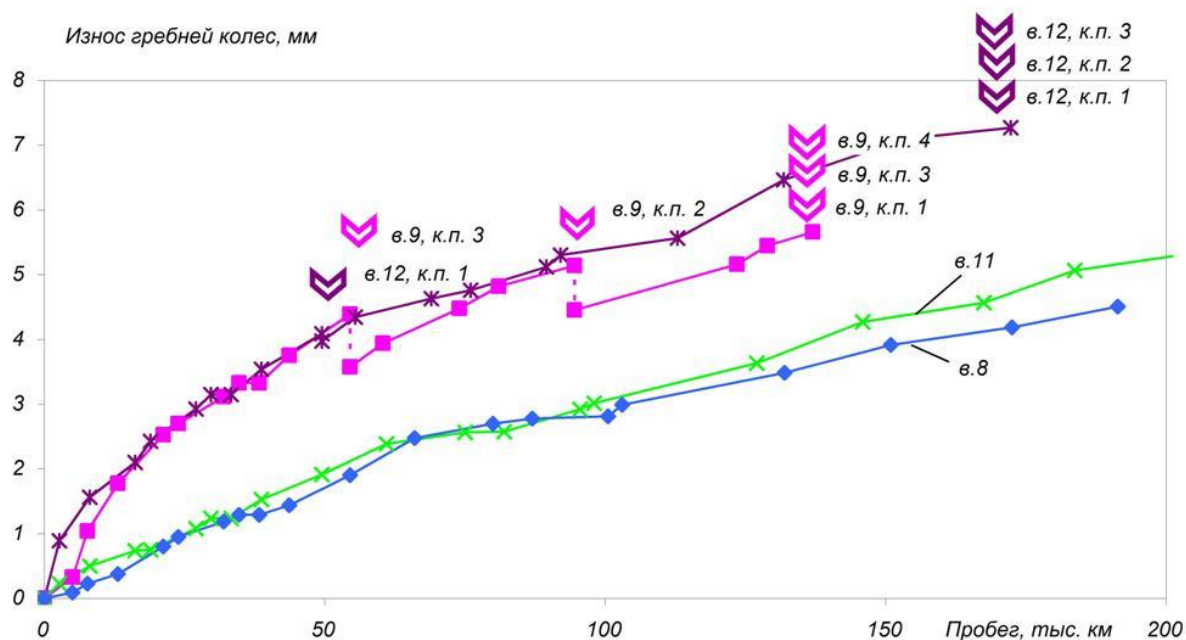


Рис. 1.8. Зависимость износа гребней колес от пробега

ИТМ-73 опытных вагонов с модернизированными тележками не поступала в переточку, в то время как все колесные пары со стандартным профилем обода в опытных вагонах перетачивались, причем некоторые по несколько раз (на рис. 1.8 замены или переточки колесных пар отмечены знаком ♡).

Кроме того, согласно результатам обследования значительного количества вагонов из общей эксплуатации у вагонов с модернизированными тележками, оборудованными колесами с профилем ИТМ-73, износ пятников значительно ниже, чем в случае использования колес со стандартным профилем.

Как показывают результаты теоретических и экспериментальных исследований для случаев частичной или полной модернизации тележек, наибольший выигрыш в улучшении динамических качеств вагона и

снижении износа его колес имеет место при одновременном использовании всех перечисленных выше элементов модернизации [26].

Использование лишь клиньев с накладками значительно повышает ресурс их элементов. Применение лишь скользунов постоянного контакта приводит к существенному повышению устойчивости хода вагона и допускаемых скоростей его движения, но несколько увеличивает износ колес. Использование нового износостойкого профиля колес позволяет существенно уменьшить их износ, повысить ресурс колесных пар, но может понизить устойчивость движения экипажа. И только при использовании всех указанных элементов модернизации вместе возможно значительное улучшение динамических и ресурсных показателей грузовых вагонов.

На сегодняшний день в Украине уже модернизировано свыше 17500 полувагонов. Проведены ходовые динамические испытания платформ (универсальной, фитинговой) и вагонов - хопперов (цементовоза, зерновоза, минераловоза, окатышевоза) с комплексно модернизированными тележками. Эти вагоны испытывались в несколько этапов: в груженом и порожнем состояниях с новыми колесами и в порожнем состоянии с колесами, имеющими как новый, так и сильноизношенный профиль обода. Полученные результаты показывают эффективность применения комплексной модернизации тележек для всех испытанных типов вагонов.

Стоимость комплекта элементов комплексной модернизации на один вагон – около 2000 долларов США, что составляет 2,5-3% стоимости нового грузового вагона. Следовательно, увеличив стоимость нового вагона на несколько процентов, можно достичь:

- увеличения максимальной скорости движения экипажей;
- увеличения ресурса клиновой системы демпфирования тележек в 10 - 12 раз;
- предотвращения износа наклонных поверхностей контактной пары «фрикционный клин – надрессорная балка»;
- значительного снижения износа пятниковых узлов;

- снижения износа гребней колес более чем в 2 раза;
- снижения затрат энергии на тягу благодаря уменьшению сил взаимодействия колес и рельсов.

Вагоны с модернизированными тележками рекомендуется использовать в первую очередь на магистралях с повышенными скоростями движения, в частности, в международных транспортных коридорах. Кроме того, их целесообразно также эксплуатировать и на линиях с существующими скоростями движения вместо типовых вагонов. Вагоны с модернизированными тележками, у которых критическая скорость выше, чем у типовых вагонов, имеют при прочих равных условиях бóльший запас устойчивости от схода с рельсов.

1.2. О железнодорожных колесах с упругими дисками

Одним из путей дальнейшего развития комплексной модернизации может быть использование в таких тележках усовершенствованных колес с упругими дисками [28].

Проведем обзор различных вариантов колес вагонов, которые применяются в мире.

Колесо является частью колесной пары, которая в свою очередь входит в состав тележки. Колеса различаются [29]: конструкцией (безбандажные и бандажные); материалом (стальные и чугунные); способом изготовления (катаные и литые); геометрическими размерами диаметра колеса и отверстия ступицы.

В наиболее сложных условиях работы находится обод колеса и особенно его поверхность, которой он контактирует с рельсом (поверхность катания). Металл обода должен иметь большую прочность и ударную вязкость, а также быть износостойким. Металл ступицы, удерживающейся на оси силами упругости, должен обладать необходимой вязкостью. Упругость также имеет значение для металла диска. Этим требованиям удовлетворяет

конструкция составного колеса, в которой бандаж изготавливается из стали высокой прочности и твердости, а колесный центр – из более вязкой и дешевой стали [30].

На сегодня разработаны различные варианты исполнения составных колес. Специалистами Японии, США и ФРГ разработан ряд составных эластичных колес [31 - 37]. При этом упругий элемент расположен между диском колеса и бандажом. Существует несколько вариантов расположения упругого элемента. Так, упругий элемент может вставляться между ободом и колесом с предварительным сжатием или монтироваться в специальные пазы.

Для охлаждения колес во время эксплуатации применяются различные по конструкции устройства охлаждения. Это могут быть ребра специальной формы, привариваемые на ободу, или лопасти на диске [38, 39].

Некоторые варианты колес имеют устройства независимой регулировки радиальной и тангенциальной жесткости [40, 41].

По сравнению с цельными колесами бандажные колеса имеют значительные недостатки: меньшая прочность и эксплуатационная надежность, большие затраты на формирование колесной пары, бóльшая масса (примерно на 36 кг для колеса диаметром 950 мм) [29].

Цельнокатанные колеса для железных дорог Украины изготавливают преимущественно облегченной конструкции. Облегчение достигнуто за счет более рационального распределения металла по сечению диска и ступицы без ущерба для прочности колеса. Колесные центры бывают спицевые и дисковые. Во время движения поезда спицевой центр создает завихрение воздуха, который поднимает пыль с балластного слоя пути и наносит его на трущиеся части вагона. В колесах со спицевыми центрами чаще возникают трещины и нарушается прочность посадки бандажа, чем в колесах с дисковыми центрами. Последнее обусловлено неодинаковой жесткостью обода в зоне спиц и в промежутке между ними.

Представляют интерес исследования по совершенствованию формы, материала и технологии изготовления цельнокатанных колес.

Для улучшения взаимодействия колесной пары и пути за счет снижения сил, обусловленных влиянием необрессоренных масс, повышения плавности хода вагона и уменьшения шума, возникающего при его движении, во многих странах предпринимаются попытки создания новых профилей колес и новых форм колесных дисков. Например, металлургическим заводом в г. Осака изготовлены цельнокатанные колеса с гофрированными дисками, в результате чего достигнуто уменьшение массы колеса на 17% и снижение уровня шума на 3-12% [29]. Имеются также разработки колес, в которых между ободом и ступицей расположен передающий элемент из армированного волокном материала. Промежуточный элемент выполнен в виде Т-образного тела с перемычкой, вид которого в любом осевом сечении вдоль дуги, коаксиальной дисковому колесу, между ступицей и ободом имеет форму меандра с постоянно увеличивающимся в радиальном направлении шагом [31 - 37]. Разработаны колеса с нелинейным диском, в котором силы, возникающие при взаимодействии колеса с рельсом, гасятся в колесном диске, а также уменьшаются деформации, возникающие вследствие нагрева колес во время торможения [38-47].

Для успешного проведения исследований по улучшению взаимодействия колеса и рельса требуется системный подход с привлечением специалистов в области пути, подвижного состава и управления перевозками, а также дополнительные исследования в четырех направлениях: контактной механики, динамики колеса и рельса, металлургических свойств контактирующих тел и регулировании трения в контакте колесо/рельс. Необходимость в проведении таких исследований обычно бывает обусловлена проблемами, возникающими на железных дорогах с различными условиями эксплуатации [48].

На железных дорогах с грузовым движением основными проблемами во взаимодействии колес и рельсов являются износ гребней колес и боковой износ головок рельсов, пластические деформации, волнообразные неровности на поверхности катания рельса, просевшие сварные стыки, поверхностные и внутренние дефекты контактно-усталостного происхождения, выщербины и ползуны на поверхности катания колес и сходы подвижного состава [49].

Колеса железнодорожного подвижного состава должны выполнять в эксплуатации четыре основных функции: восприятие вертикальных нагрузок, восприятие направляющих сил, передачу на рельсы тяговых и тормозных усилий, торможение. При этом в колесах возникают термические и механические напряжения, влияющие на их поведение в эксплуатации. Эти напряжения должны учитываться при создании колес новых типов. Для увеличения эксплуатационной стойкости колес и снижения уровня накопления повреждений необходимо проводить оптимизацию геометрии колес, в частности толщины диска, в соответствии с эксплуатационным спектром нагружения [50].

1.3. Выводы к разделу 1

В результате анализа публикаций было установлено, что на сегодня наиболее приемлемым путем улучшения состояния парка грузовых вагонов является одновременная модернизация тележек грузовых вагонов по проекту С03.04, предложенному ИТМ НАН Украины, с постепенной закупкой новых вагонов с современными тележками. Согласно данным Укрзализныци, почти весь парк полувагонов, тележки которых могли быть модернизированы, с условием остаточного срока службы не менее 10 лет [51], уже модернизирован. Принято решение о постройке новых вагонов с комплексно модернизированными тележками. Однако есть значительное количество мероприятий, позволяющих еще больше улучшить качество

модернизированных тележек. Одна часть этих мероприятий исходит из анализа данных о состоянии вагонов с комплексно модернизированными тележками в эксплуатации и направлена на улучшение уже эксплуатируемых вагонов. Другая часть мероприятий может быть почерпнута из опыта зарубежных железнодорожных компаний, которые имеют в своем парке вагоны с тележками, аналогичными тележке модели 18-100. Отдельным направлением улучшения динамических и ресурсных показателей тележки грузового вагона является усовершенствование железнодорожного колеса за счет применения криволинейных упругих дисков. На пространстве стран СНГ этот способ незаслуженно мало использовался, а в зарубежных странах уже давно эксплуатируется значительное число колес с упругими дисками.

РАЗДЕЛ 2

РАЗРАБОТКА ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО ДАЛЬНЕЙШЕМУ УЛУЧШЕНИЮ КОМПЛЕКСНОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Как следует из разд. 1, модернизация тележек первых трех грузовых вагонов оказалась очень удачной: за три года эксплуатации износ клиновой системы демпфирования, пятника и подпятника, колес и других элементов резко упал, во время первого деповского ремонта практически ремонтировать было нечего. Укрзализныця принимает решение комплексно модернизировать первую большую группу на одном из вагоноремонтных заводов Украины.

2.1. Улучшение технологии инсталляции элементов модернизации тележек грузовых вагонов

При проведении модернизации в условиях украинского вагоноремонтного завода, возникли определенные затруднения, связанные с новизной поставленной задачи. До сих пор грузовой вагон рассматривался как механическая система, в которой отклонения от заданных геометрических размеров до нескольких сантиметров считались нормальными, при этом качество обработки контактирующих поверхностей находилось на крайне низком уровне. Более строгое соблюдение геометрических размеров, применение полимерных и полиуретановых материалов потребовали от исполнителей особой внимательности, тщательности и осторожности при сборке комплектующих и установке узлов модернизации. Качество выполнения комплексной модернизации тележек 18-100 оказывает существенное влияние на поведение в эксплуатации как элементов модернизации, так и всего вагона в целом. Только при соблюдении всех требований Инструкций [51, 52] становится возможным достижение конечной цели модернизации. Даже незначительные

отступления резко снижают качество и надежность комплексно модернизированных тележек.

Несмотря на трудности, в 2003-2004 гг. была проведена модернизация первой партии из 300 полувагонов, был наработан значительный опыт и приобретен ряд практических навыков, которые позволили вывести качество модернизированных тележек на новый уровень.

На первых этапах использовалась схема установки верхних скользунов, которая представлена на рис. 2.1, номера соответствуют порядку проведения операций.

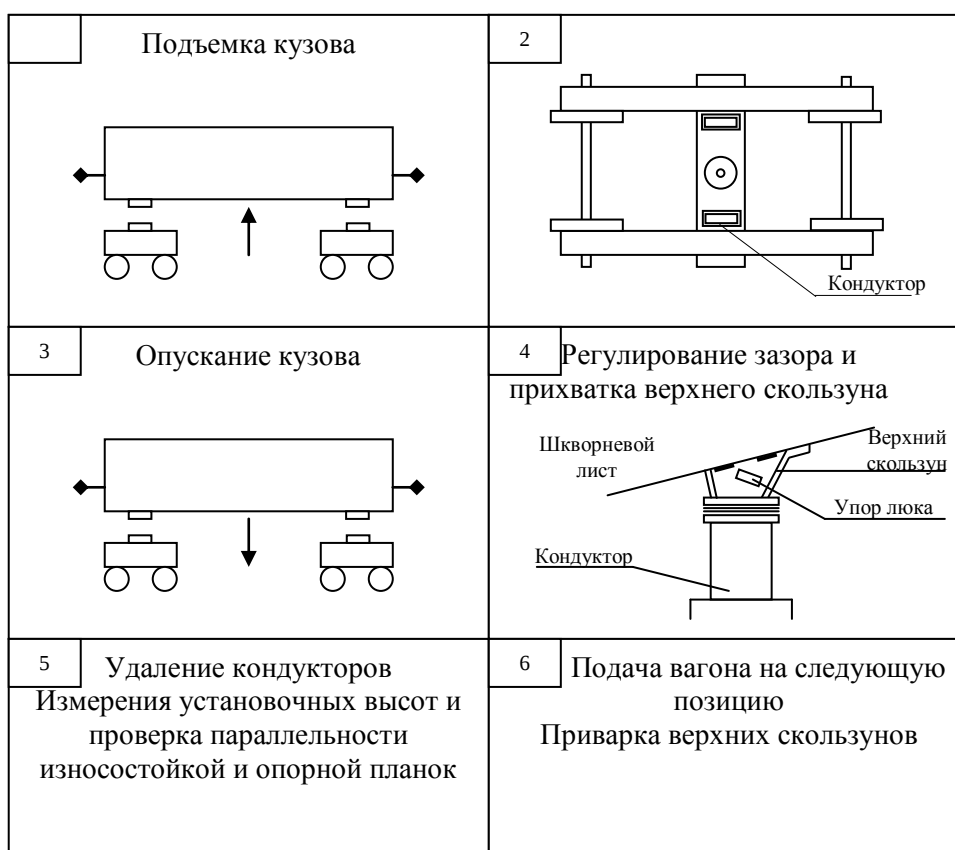


Рис. 2.1. Первоначальная схема установки верхних скользунов

Как видно из данной схемы, приварка верхнего скользуна производилась в положении, когда кузов вагона опущен на тележки (6). При этом расплавленный металл от сварки попадал в корпус нижнего скользуна и повреждал полиуретановые блоки. Из-за того, что металл в области сварки находится в сжатом состоянии, сварочный шов «плыл», и это приводило к изменению установочных высот скользуна.

Для устранения отмеченных недостатков автором предложено производить окончательную приварку верхнего скользуна на той же позиции, где и прихватку. При этом кузов снова поднимается, тележки выкатываются из-под вагона на расстояние, достаточное для того, чтобы расплавленный металл не попадал в корпуса скользунов и в подпятник. Приварка в свободном положении уменьшает искажение установочных высот от действия сварки и облегчает сварщику доступ к месту приварки. Окончательный замер установочных высот производится после приварки скользунов, при уложенных в корпус полиуретановых блоках. После того, как отрегулированы установочные зазоры, производится замена технологических (временных) гаек на оригинальные (вначале производства компании «А. Стаки», а позднее украинского завода), что предотвращает возможность порчи одноразовых самоконтрящихся гаек.

Неудачное решение имела также первоначальная конструкция коробочки верхнего скользуна, на которой располагались упоры для крышек люка. Как показала практика, уже в первые месяцы эксплуатации в местах сварки появлялись трещины, вызванные ударами люков об упоры. Для предотвращения таких явлений автором предложено перенести упоры люков на шкворневую балку. После этого стало возможным уменьшить размер коробочки поперек вагона, а, следовательно, и клиновых зазоров между шкворневым листом и коробочкой. Кроме того, новое расположение сварочных швов практически свело к нулю искажения установочных высот после приварки.

Такое изменение первоначальной технологии позволило избавиться от ряда недостатков при установке скользунов и тем самым повысить качество модернизации тележек.

2.2. Разработка предложений по увеличению ресурса железнодорожного колеса

В процессе работы над диссертацией были собраны и проанализированы данные по износу узлов комплексно модернизированных тележек. Данные собирались во время осмотров вагонов на станциях и вагоноремонтных предприятиях. При этом составлялись специальные Паспорта, которые заполняются при проведении модернизации тележек и всех плановых видов ремонтов вагонов. Указанные Паспорта присылаются в Институт технической механики, регистрируются и вносятся в разработанную Базу данных по вагонам с комплексно модернизированными тележками [56]. Анализ накопленных данных по большому количеству вагонов позволил выявить определенные закономерности в характере износа отдельных узлов. Одной из таких закономерностей является зависимость износа гребней колес от пробега вагона. На рис. 2.2 приведены подобные зависимости. Как оказалось, при увеличении пробега интенсивность износа колес с профилем ИТМ-73 снижается с 0,5 до 0,1 мм/10 тыс. км. На рис. 2.3 показаны зависимости толщины гребней колес вагона-эталона и опытных вагонов от пробега с указанием периодичности переточек.

Как видно из рис. 2.3 общий срок службы стандартного колеса до замены в тележке 18-100 составляет около 9 лет или 450 тыс. км пробега. При этом колесо обтачивается 4 раза. Толщина обода нового колеса составляет 76 мм, а минимально допустимая в эксплуатации – 24 мм. Таким образом, за весь срок службы расходуется 52 мм толщины обода, т.е., толщина снимаемого слоя при каждой переточке составляет $52/4=13$ мм. При этом гребень восстанавливается с толщины 26,2 мм до 32 мм, т.е., на 5,8 мм.

При переточке колес комплексно модернизированных тележек с профилем катания ИТМ-73 для восстановления профиля катания на каждый миллиметр износа гребня необходимо снять 2,75 мм металла по толщине обода. При восстановлении профиля катания с 27 мм (в случае толщины

обода более 27 мм переточка колес во время проведения деповского ремонта не требуется) до 32 мм необходимо снять слой металла толщиной $(32-27)*2,75=13,75$ мм. Общее количество переточек при этом составит $52/13,75=3,8$. Учитывая, что срок службы между переточками по износу гребня составляет ~ 400 тыс. км пробега или 8 лет, то общий расчетный ресурс колеса может составить 1500 – 1600 тыс. км пробега или 30-32 года. Однако из-за появления дефектов поверхности катания колес переточку необходимо производить при пробеге 250-300 тыс. км пробега или через ~5 лет эксплуатации (толщина гребня ~27,8 мм). Из-за этого приходится снимать слой металла равный $(32-27,8)*2,75=11,55$ мм, т.е. общее количество переточек составит $52/11,55=4,5$. Это приводит к тому, что общий ресурс колеса снижается до 1000-1200 тыс. пробега или 20 лет эксплуатации. Для предотвращения этого автором предложено уменьшить пробег колес с профилем ИТМ-73 до 300 тыс. км за счет уменьшения первичной толщины гребня при переточке с 32 мм до 29-30 мм, что снизит глубину каждой переточки.

Снизив первоначальную толщину гребня колеса при переточке до 29 мм, имеется возможность увеличить количество переточек до 7. При сохранении величины пробега между переточками 250-300 тыс. км пробега или пяти лет эксплуатации общий ресурс колеса до выбраковки составит 1750-2100 тыс. км пробега или 30-35 лет эксплуатации, что соответствует сроку службы современного вагона нового поколения.

Таким образом, с помощью использования новых нормативов при переточке колесных пар, имеется возможность увеличить их ресурс примерно в четыре раза. В 2012 году стоимость одного цельнокатаного колеса составила примерно 7000 грн, стоимость работ по снятию изношенных колес и установке новых (переформирование колесной пары) – 250 грн.

Затраты Z на приобретение и переформирование колес за весь срок службы одного вагона (для вагона нового поколения – 32 года) определим по формуле:

$$Z = Z_k + Z_p,$$

где Z_k – затраты на закупку колес на весь срок службы вагона;

Z_p – затраты на переформирование колесных пар вагона за весь срок службы.

Затраты на закупку колес на весь срок службы вагона определим по формуле:

$$Z_k = S_k * N_k * N_p,$$

где S_k – стоимость одного колеса ($S_k = 7000$ грн);

N_k – количество колес в вагоне ($N_k = 8$ шт);

N_p – количество переформирований колес за весь срок службы вагона (для вагона с тележками 18-100 $N_p = 4$, для вагона с комплексно модернизированными тележками при восстановлении гребня до 29 мм при переточке $N_p = 1$).

Затраты на переформирование колесных пар вагона за весь срок службы определим по формуле

$$Z_p = S_p * N_{kp} * N_p,$$

где S_p – стоимость переформирования колесных пар ($S_p = 250$ грн);

N_{kp} – количество колесных пар вагона ($N_{kp} = 4$).

Таким образом, затраты на колеса для вагона с тележками 18-100 составят:

$$Z = 7000 * 8 * 4 + 250 * 4 * 4 = 228000 \text{ грн.}$$

Затраты на колеса для вагона с комплексно модернизированными тележками при восстановлении гребня до 29 мм составят:

$$Z = 7000 * 8 * 1 + 250 * 4 * 1 = 57000 \text{ грн.}$$

Таким образом, экономия по затратам на колеса за весь срок службы вагона с комплексно модернизированными тележками при восстановлении гребня до 29 мм составит $228000 - 57000 = 171000$ грн. Годовая экономия составит $171000 / 32 = 5343,75$ грн. При использовании предложенного подхода к переточкам колесных пар на всех 17500 вагонов с комплексно-модernизированными тележками годовой экономический эффект составит $17500 * 5343,75 = 93515625$ грн.

На данный момент проводятся эксплуатационные испытания опытных вагонов, колеса которых переточены на профиль с толщиной гребня 29 мм.

2.3. Защита от выпадения роликов в скользунах комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов

Одной из особенностей эксплуатации комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов на железных дорогах стран СНГ являются случаи выпадения роликов из корпусов скользунов постоянного контакта при роспуске составов на сортировочных горках, а иногда и при разгрузке вагонов на опрокидывателях. В нормальном режиме работы ролик скользуна ISB-12C защищен от выпадения износостойкой планкой верхнего скользуна. При соблюдении требований к скорости соударения вагонов никаких проблем не возникает, однако с превышением допустимой скорости

происходит подпрыгивание кузова над тележкой, что приводит к выпадению ролика и его потере. Сам факт выпадения ролика скользуна не может создать аварийную ситуацию, так как форма ролика предотвращает его попадание под колеса движущегося вагона, но отсутствие ролика, в случае несвоевременного обнаружения потери, может сократить срок службы упругих блоков скользуна.

Наибольшую опасность представляет случай «зависания» ролика между износостойкой планкой и корпусом скользуна (рис. 2.4).

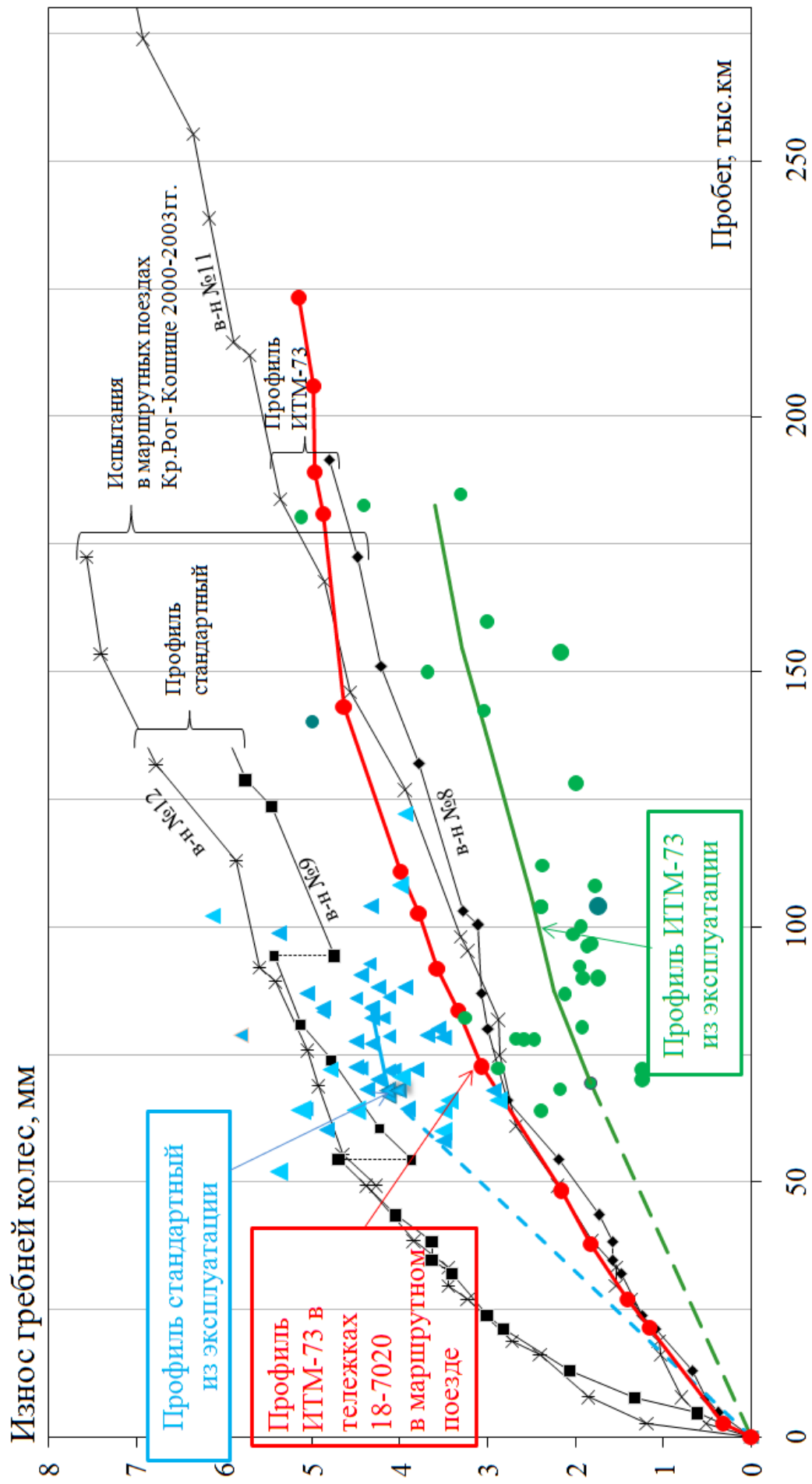


Рис. 2.2. Зависимость износа гребней колес опытных вагонов от пробега

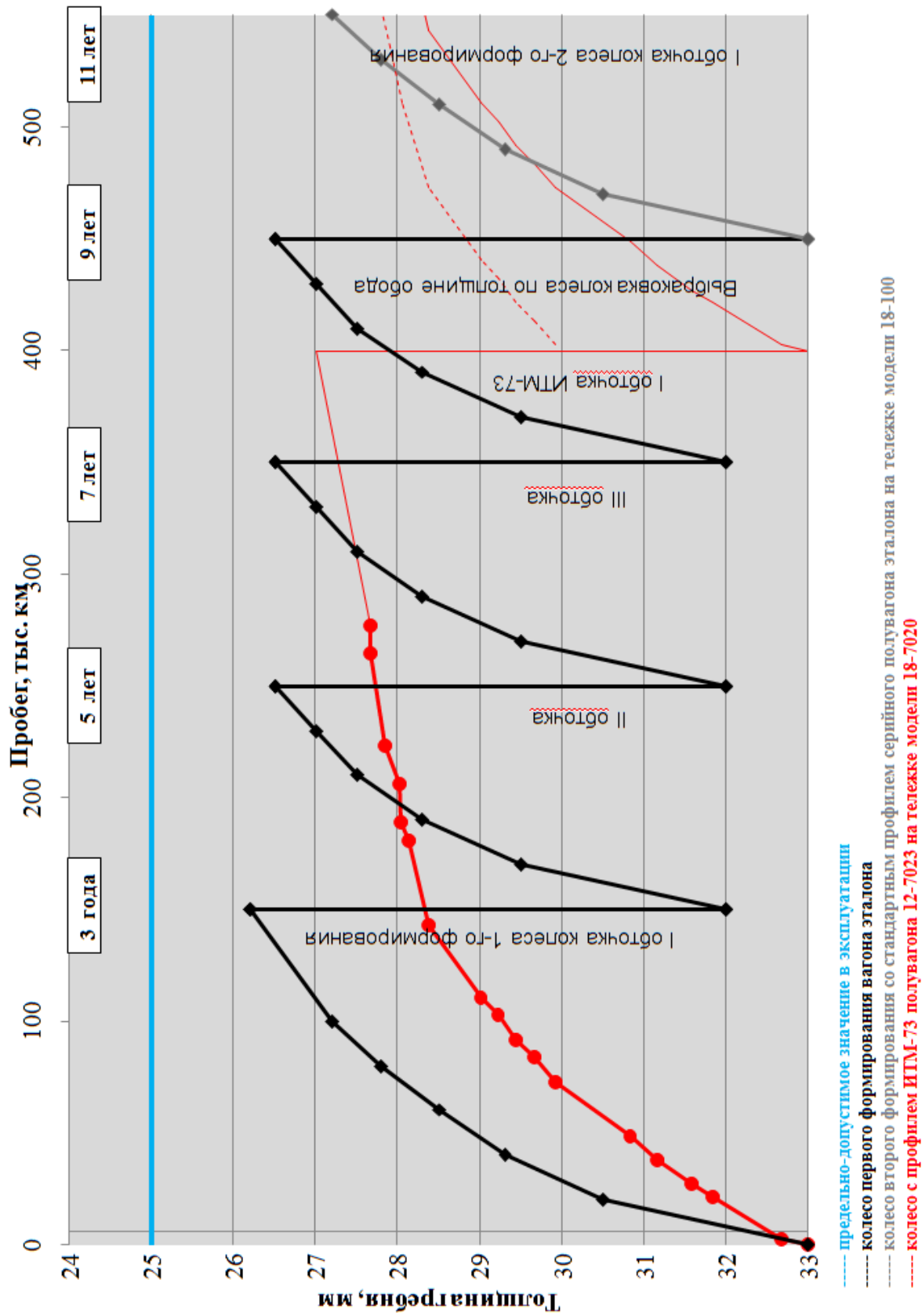


Рис. 2.3. Изменение толщины гребня колеса в зависимости от пробега с учетом обточки при дефовских ремонтах

При этом надрессорная балка тележки остается в перекошенном состоянии, тележка теряет подвижность, и это может привести к более серьезным последствиям.



Рис. 2.4. «Зависание» ролика

Так как полностью исключить из эксплуатации случаи нарушений, из-за которых теряются ролики, невозможно, то предлагается ряд способов предотвращения выпадения роликов из корпусов скользунов. Эти способы носят конструктивный характер и предполагают изменение самой конструкции бокового скользуна. Рассмотрим некоторые из возможных решений, направленных на уменьшение вероятности потери роликов при эксплуатации.

Вариант №1 (рис. 2.5) – защита ролика от выпадения с помощью ограничивающего сепаратора в виде Т-образной вилки.

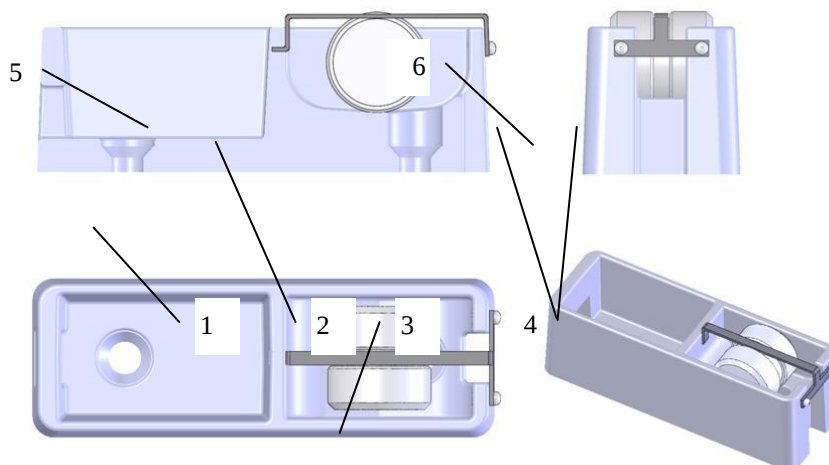


Рис. 2.5. Вариант №1 защиты ролика скользуна от выпадения

В этом варианте перемещения ролика 2 ограничиваются в вертикальном направлении сепаратором 3, выполненным в виде гнутого Т-образного профиля из прокатной стали толщиной 2-3 мм. Сепаратор 3 крепится к корпусу скользуна 1 с помощью винтов (заклепок) 4 и вставкой одного конца сепаратора в отверстие 5 корпуса 1. Для обеспечения нормальной работы ролика в нем делается проточка 6 глубиной 10 мм. В собранном виде верхняя плоскость сепаратора находится на 2-3 мм ниже верхней точки ролика. Такая конструкция не ограничивает перекатывание ролика в отсеке корпуса скользуна, но делает невозможным его потерю. Предлагаемое решение может быть применено как при установке новых скользунов, так и при модернизации уже эксплуатируемых.

Вариант №2 (рис. 2.6) – защита ролика от выпадения с помощью ограничивающего сепаратора в виде кожуха.

Во втором варианте ролик 2 защищен от выпадения из отсека корпуса 1 с помощью кожуха 3. Кожух предлагается штамповать из прокатной стали толщиной 1-1,5 мм. Ролик обтачивается по торцам на 10 мм до диаметра 50 мм. При этом на торцах ролика образуются выступы 4. В верхней части кожуха имеется прямоугольное отверстие с шириной, достаточной для удержания кожухом ролика

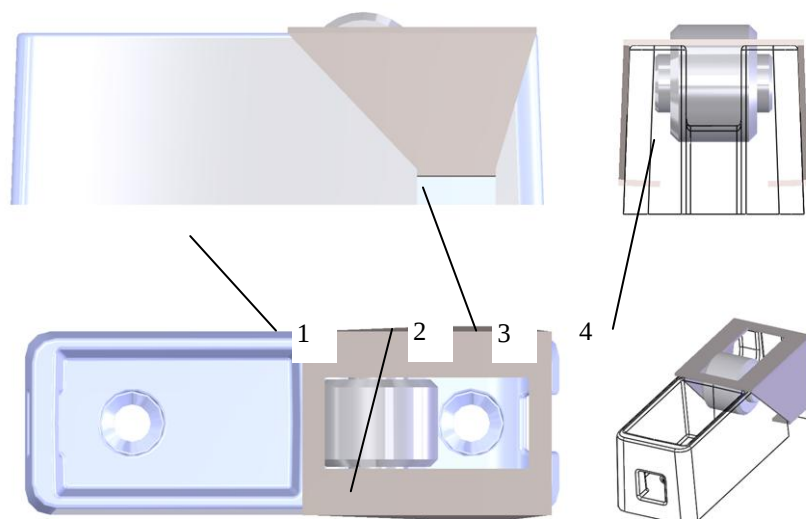


Рис. 2.6. Вариант №2 защиты ролика скользуна от выпадения

Кожух крепится к корпусу загибанием его нижних концов в технологические пазы корпуса (см. рис. 2.6). Это решение удобно при проведении модернизации тележек и может быть использовано при проведении ремонта уже эксплуатируемых скользунов.

Вариант №3 (рис. 2.7) – защита ролика от выпадения с помощью ограничивающего винта.

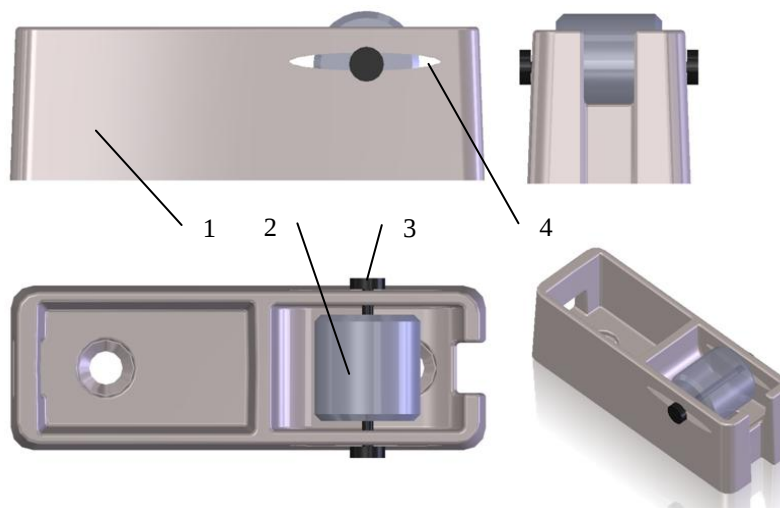


Рис. 2.7. Вариант №3 защиты ролика скользуна от выпадения

Для этого в боковых стенках отсека для ролика корпуса 1 фрезеруются сквозные отверстия эллипсообразной формы. В ролике сверлится сквозное отверстие диаметром 10 мм. При установке ролика в корпус производится его фиксация с помощью специального винта 3, который имеет на своих концах бобышки с диаметром большим, чем высота отверстия 4 в корпусе 1.

При этом одна бобышка изготавливается заодно с телом винта, а вторая крепится после сборки посредством резьбы, запрессовки или сварки. Этот вариант желательно использовать при проведении модернизации, его трудно осуществить при ремонте уже эксплуатируемых скользунов.

Вариант №4 (рис. 2.8) – защита ролика от выпадения с помощью ограничивающего выреза в корпусе и выступов на ролике.

В варианте №4 предлагается предотвращать выпадение ролика 2 с помощью изменения конструкции корпуса скользуна 1 и ролика. Ролик

изготавливается с выступами 4, а корпус скользуна – с ограничивающим вырезом 3 в стенках отсека для ролика.

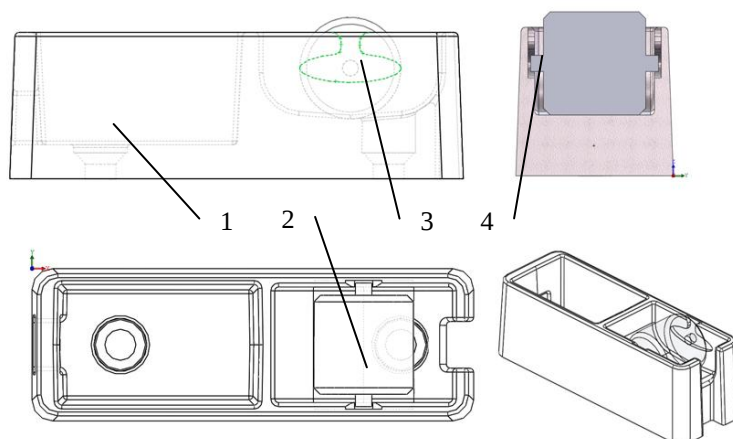


Рис.2.8. Вариант №4 защиты ролика скользуна от выпадения

Ролик устанавливается в положенный отсек через вертикальные направляющие выреза и может свободно двигаться в горизонтальном направлении. В вертикальном же направлении движение ролика возможно только по направляющим. Такой вариант пригоден только для вновь изготавливаемых скользунов.

Таким образом, предложено четыре варианта решения проблемы выпадения роликов. При проведении модернизации в условиях завода более предпочтительными являются варианты № 3 и 4, в условиях депо – варианты № 1 и 2. Варианты № 3 и 4 более надежны (чем № 1 и 2), но они требуют больших трудозатрат. Окончательное решение об использовании того или иного подхода необходимо принимать исходя из экономического расчета с учетом возможностей предприятия, на котором производится модернизация.

На сегодня уже проведено согласование всех предложенных вариантов с компанией-производителем скользунов, изготовлена опытная партия усовершенствованных скользунов и готовятся их испытания в эксплуатации.

2.4. Увеличение ресурса полиуретановой накладки клина RFE-43

Для гашения колебаний вагона в тележках типа 18-100 применена клиновая система демпфирования. Она имеет ряд неоспоримых преимуществ, в числе которых дешевизна изготовления и простота обслуживания. Однако вследствие действия значительных динамических сил, возникающих при движении вагона по неровностям пути, и наличия контакта «сталь по стали» срок службы такой системы гашения колебаний сравнительно мал. Значительное увеличение ресурса такой системы гашения колебаний дает применение высокопрочных чугунных клиньев с полиуретановыми накладками (рис. 2.9).

Увеличение коэффициента трения между чугунным клином и стальной фрикционной планкой улучшает динамические качества вагона, а применение специальной износостойкой фрикционной планки уменьшает износ трущихся поверхностей. Полиуретановая накладка, расположенная между наклонными поверхностями клина и кармана надрессорной балки, предотвращает износ этих поверхностей и служит гасителем высокочастотных колебаний. На рис. 2.10 приведен вид клина с накладкой в сборе и в разобранном виде.

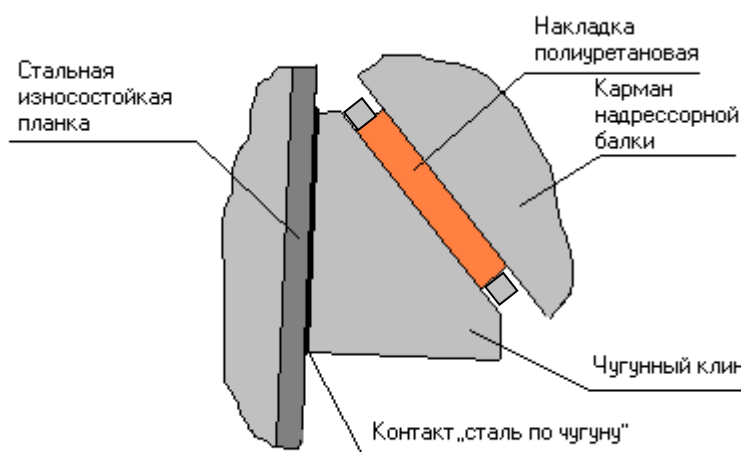


Рис. 2.9. Принципиальная схема клиновой системы демпфирования
с использованием клина типа RFE-43

Полиуретановая накладка 2 крепится к клину 1 посредством бобышек 3 и направляющего штифта 5, которые, входя в соответствующие углубления 4 и отверстие 6 в клине, предотвращают перемещение накладки относительно клина.

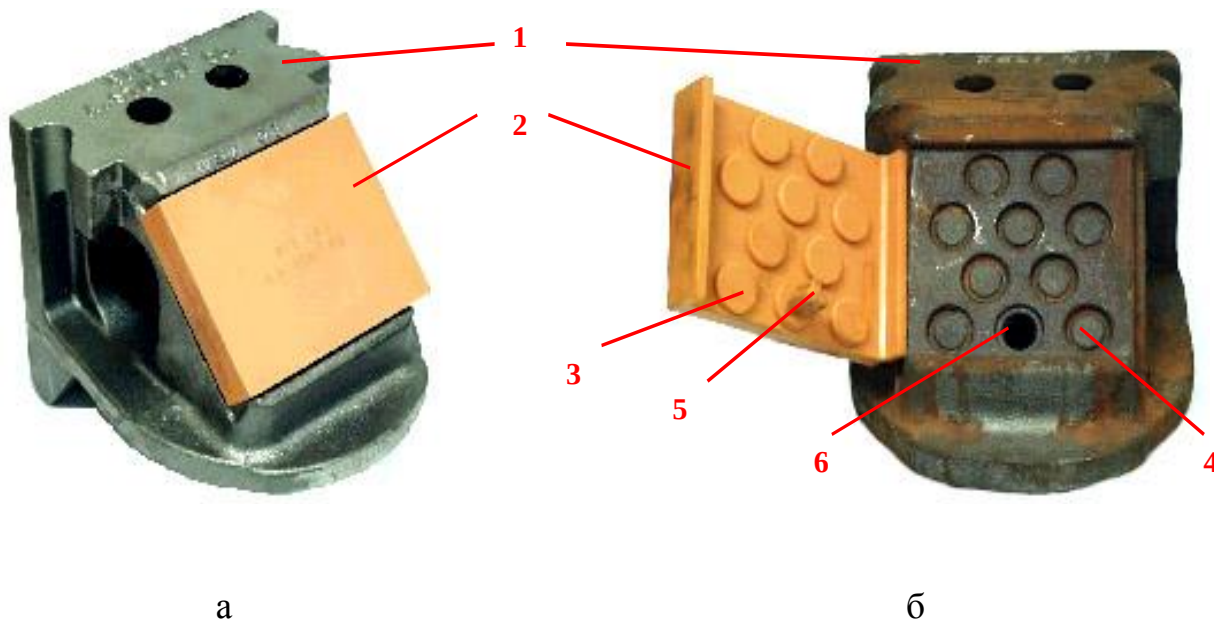


Рис. 2.10. Клин RFE-43 в сборе (а) и в разобранном виде (б)

Полиуретановая накладка находится под действием значительных статических и динамических сил, поэтому от состояния наклонных поверхностей клина и кармана надрессорной балки, а также от условий контакта зависит продолжительность ее эффективной службы.

Существенное влияние на ресурс накладки оказывает состояние наклонной поверхности **II** кармана надрессорной балки (рис. 2.11) и угол α наклона этой поверхности к горизонту.

Так, различного рода неровности на поверхностях контакта при действии значительных сил и большом цикле перемещений клина относительно надрессорной балки приводят к усиленному износу и недопустимым деформациям полиуретановых накладок. При уменьшении угла наклона плоскости **II** кармана ($\alpha < 45^\circ$) накладки будут сильно деформироваться в верхней части (рис. 2.12, а), а при увеличении этого угла ($\alpha > 45^\circ$) – в нижней части (рис. 2.12, б).

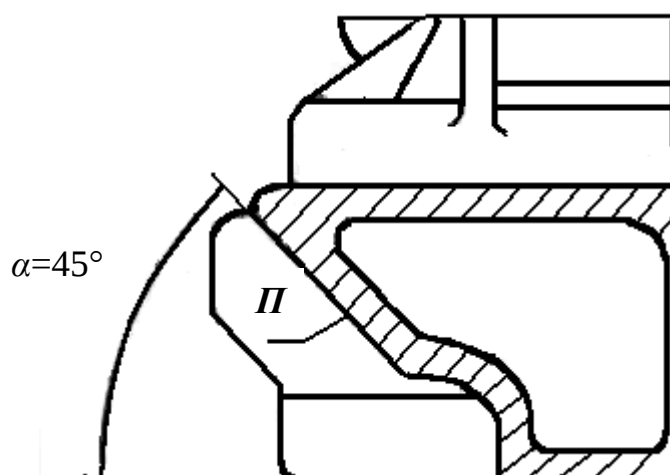


Рис. 2.11. Вид кармана надрессорной балки в продольной вертикальной плоскости

Угол наклона поверхности **П** должен составлять 45° (замеряется специальным шаблоном).

По действующим в настоящее время нормам расстояние Δ между карманом и клином (суммарный просвет в продольном направлении между шаблоном и плоскостями **П** по обе стороны) по их нижней части допускается не более 6 мм, что соответствует угловому зазору δ между наклонными поверхностями кармана надрессорной балки и клина $2,21^\circ$ (рис. 2.13).



а



б

Рис. 2.12. Деформирование верхней (а) и нижней (б) частей полиуретановой накладки вследствие отклонений от 45° угла наклона наклонных поверхностей кармана надрессорной балки

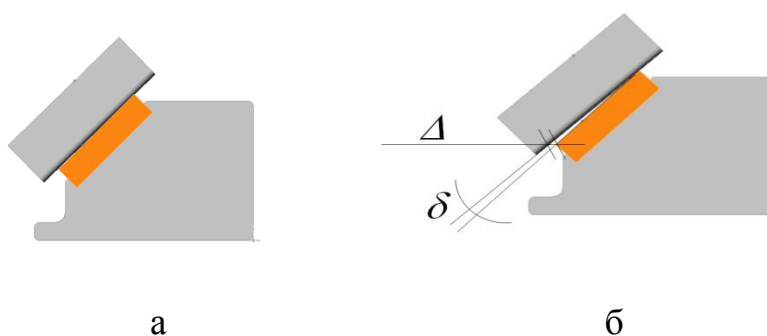


Рис. 2.13. Положения кармана надressорной балки, полиуретановой накладки и клина в случаях отсутствия (а) и наличия (б) углового зазора

Для оценки возможностей увеличения ресурса полиуретановой накладки проведены расчеты методом конечных элементов ее напряженно-деформированного состояния при различных углах наклона поверхности кармана надressорной балки. При этом осуществлен переход от твердотельной модели к конечномерной, показанный на рис. 2.14.

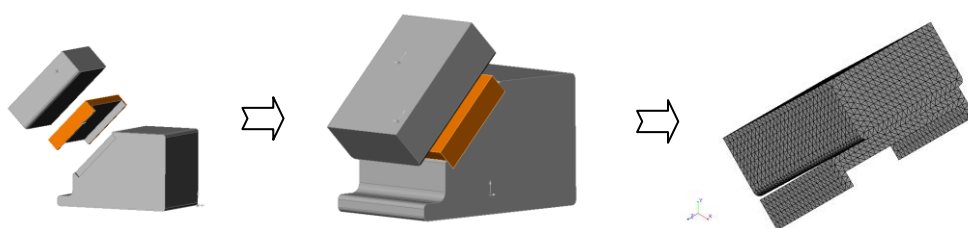


Рис. 2.14. Процесс перехода от твердотельной модели к конечноэлементной

Угловой зазор δ при проведении расчетов принимался равным $0; 0,74^\circ; 1,48^\circ; 2,21^\circ$, что соответствует $\Delta = 0, 2 \text{ мм}, 4 \text{ мм}, 6 \text{ мм}$.

В результате решения задачи определены максимальные значения σ_Δ напряжений в полиуретановых накладках.

Относительные значения напряжений k вычислялись по формуле

$$k = \sigma_\Delta / \sigma_0, \quad (2.1)$$

где значение σ_0 определено при $\Delta = 0$.

На рис. 2.15 приведен график зависимости $k(\Delta)$.

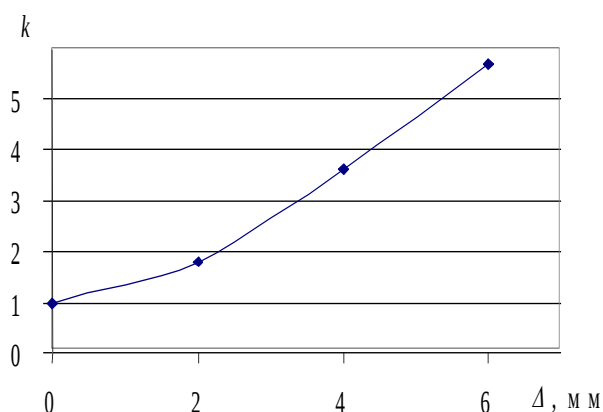


Рис. 2.15. Относительные значения максимальных напряжений

Как видно из этого графика, при изменении Δ от 0 до 2 мм интенсивность роста k существенно меньше, чем при $\Delta > 2$ мм.

Таким образом, с целью увеличения ресурса полиуретановой накладки максимальное значение расстояния Δ между карманом и клином по их нижней части рекомендуется уменьшить с 6 мм до 2 мм.

Для предотвращения преждевременного выхода из строя полиуретановых накладок или ускоренного их износа необходима тщательная подготовка (обработка) наклонных поверхностей карманов надрессорных балок. После фрезеровки (и шлифовки, если это необходимо) эта поверхность должна быть гладкой, т. е. без острых кромок, черновин, заусенцев.

Карман надрессорной балки в плоскости, перпендикулярной её наклонной поверхности, имеет вид, представленный на рис. 2.16.

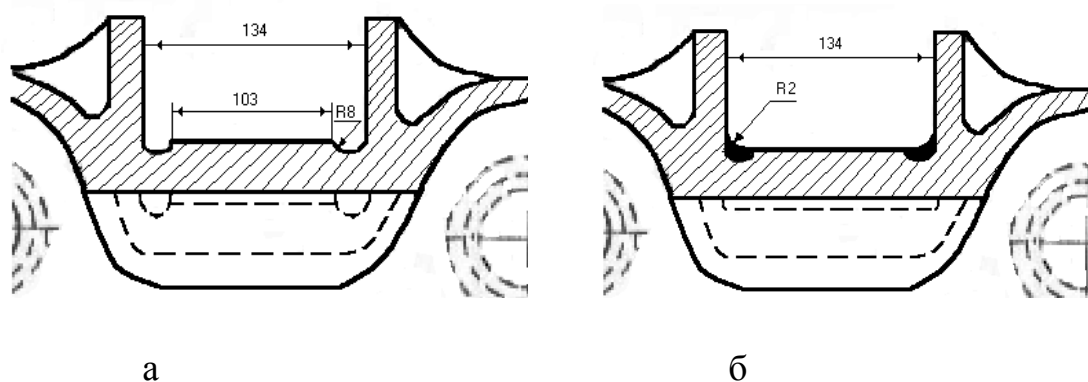


Рисунок 2.16. Вид кармана надрессорной балки в плоскости, перпендикулярной наклонной поверхности

Ширина кармана надрессорной балки 134 мм. Однако с учетом двух продольных канавок радиуса 8 мм эффективная рабочая ширина составляет 103 мм. Помимо уменьшения ширины рабочей поверхности острые кромки, образованные на линии перехода наклонной поверхности в канавку, являются дополнительными концентраторами напряжений в накладке и могут привести к ее повреждению и появлению трещин. Если канавки заплавить и наклонную плоскость фрезеровать с радиусом перехода к боковой стенке кармана 2 мм (рис. 2.16, б), то эффективная площадь накладки увеличивается на 26% и исключаются острые кромки, что приведет к уменьшению напряжений и, следовательно, к увеличению срока службы полиуретановой накладки.

2.5. Исследования по рационализации параметров упругих элементов упруго-катковых скользунов ISB-12С с целью увеличения их ресурса и эффективности гашения колебаний виляния тележки

В настоящее время на железных дорогах Украины тележки около 18 тысяч грузовых вагонов комплексно модернизированы с использованием элементов А. Стаки и износостойкого профиля колес ИТМ-73. В процессе эксплуатации элементы модернизации изнашиваются: происходит, в частности, усадка полиуретановых блоков в боковых упруго-катковых

скользунах и истончение полимерных прокладок в пятниковых узлах. В Инструкции по деповскому ремонту и эксплуатации [53] установлены такие ограничения: допустимая минимальная высота полиуретановых блоков RB-27 в скользунах ISB-12C равна 97 мм, допустимая минимальная толщина прокладок в пятниковых узлах – 4 мм. Значения указанных параметров новых элементов составляют соответственно 101 мм и 6 мм.

Во время деповских осмотров вагонов с комплексно модернизированными тележками (КМТ) сотрудниками Института технической механики обнаруживались упруго-катковые скользуны с остаточной высотой блоков, меньшей минимально допустимых значений, а также значительно изношенные прокладки в подпятниках. С целью увеличения ресурса упругих блоков возникла необходимость теоретической оценки влияния вышеназванных параметров элементов модернизации на динамические качества грузовых вагонов с КМТ. Для этого из эксплуатации в Украине были изъяты различной степени изношенности упругие полиуретановые блоки RB-27 и сняты их характеристики. Примеры полученных зависимостей усилий в скользунах от перемещений приведены на рис. 2.17, 2.18. Для выполнения теоретических исследований из большого количества таких зависимостей были отобраны и аппроксимированы характеристики для следующих пар блоков: новые блоки высотой $H_{BL} = 101$ мм, блоки № 1 и 2 с $H_{BL} = 96$ мм, № 21 и 22 с $H_{BL} = 94,6$ мм, № 19 и 20 с $H_{BL} = 92,3$ и $92,9$ мм соответственно, № 17 и 18 с $H_{BL} = 90,1$ и $90,3$ мм. Толщина прокладок в подпятниках T задавалась равной 2, 4 и 6 мм. Проведены циклы многовариантных расчетов пространственных колебаний полувагонов с КМТ с указанными параметрами при движении по прямым участкам пути со скоростями от 60 до 120 км/ч.

Ниже приведены результаты исследований динамических качеств порожних и груженных до полной грузоподъемности полувагонов с профилем колес ИТМ-73. В расчетах задавались неизношенные и изношенные в результате эксплуатации колеса и рельсы Р65. Рассматривались

неизношенные колеса с толщиной гребня 33 мм и изношенные до толщины гребня 29 мм. Профилограммы изношенных рельсов были получены на участке Приднепровской железной дороги, где скорости движения поездов преимущественно выше 60 км/ч.

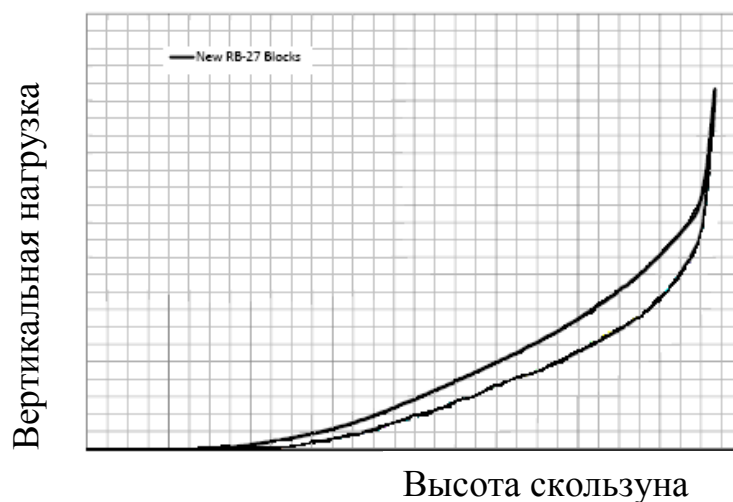


Рис. 2.17. Вид зависимости вертикального усилия в боковом упруго-катковом скользуне от сжатия упругих блоков

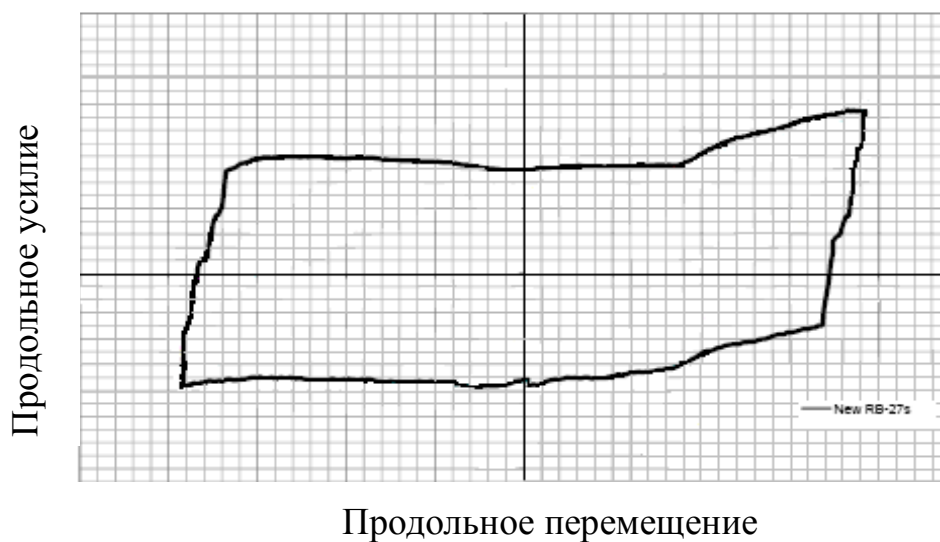


Рис. 2.18. Вид зависимости горизонтальной продольной силы трения в боковом упруго-катковом скользуне от продольного перемещения

Анализировались вынужденные колебания рассматриваемых вагонов при задании случайных возмущений, характеризующих воздействие на экипаж со стороны пути, находящемся в «отличном» и «хорошем» состоянии.

Показатели динамических качеств вагонов сравнивались с допускаемыми по Нормам [57] значениями.

2.5.1. Сопоставление динамических качеств полувагонов с комплексно модернизированными тележками и типовых полувагонов

Выполнялось сравнение динамических качеств полувагонов с КМТ оборудованных вышеперечисленными упругими блоками в скользунах при $T = 6$ мм и серийного полувагона с тележками модели 18-100 со стандартными колесами (далее полувагон-эталон). Результаты расчетов движения порожних полувагонов по прямым участкам пути «хорошего» состояния приведены на рис. 2.19-2.22, груженных – на рис. 2.23-2.26. Рассматривались два набора контактных пар «колесо – рельс»: неизношенные колеса и рельсы (рис. 2.19, 2.20 и 2.23, 2.24) и изношенные (рис. 2.21, 2.22 и 2.25, 2.26).

Как видно из представленных результатов, независимо от рассмотренного состояния колес и рельсов показатели вертикальной динамики порожних полувагонов с КМТ значительно ниже соответствующих характеристик полувагона-эталона во всем расчетном диапазоне скоростей движения. Так, вертикальные ускорения пятников кузова $\ddot{z}_n$ меньше в 1,2-1,7 раза при неизношенной контактной паре и в 1,2-4 раза при изношенной, а коэффициенты вертикальной динамики кузова $K_{дк}$ – соответственно в 1,5-1,9 раза и в 1,4-3,4 раза (рис. 2.19, 2.21). Ускорения $\ddot{z}_n$ полувагонов с модернизированными тележками не превышают допустимых значений для

«отличного» хода, а $\ddot{z}_{\Pi}$ типового вагона становятся выше этого уровня после достижения скорости 100 км/ч и если его колеса изношены, то и уровня допустимых значений. Коэффициенты вертикальной динамики $K_{ДК}$ полувагонов с КМТ не превышают уровня допустимых значений для «хорошего» хода в рассмотренном диапазоне скоростей движения и при скоростях до 100 км/ч включительно остаются ниже уровня для «отличного» хода вагона. Данный показатель вагона-эталона при скоростях, больших 60 км/ч, выше допустимого значения для «отличного» хода. При этом если его колеса неизношенны, то $K_{ДК}$ превышает уровень допустимых значений при $V > 100$ км/ч, а при изношенных колесах – если $V > 80$ км/ч.

Следует отметить, что показатели вертикальной динамики полувагонов с КМТ не зависят от остаточной высоты упругих блоков боковых скользунов.

Показатели горизонтальной динамики порожних полувагонов с КМТ зависят от высоты упругих блоков, особенно заметно при высоких скоростях движения. Однако при любой из рассмотренных высот они не превышают соответствующих показателей полувагона-эталона во всем заданном диапазоне скоростей движения. Например, если колеса и рельсы неизношенны, то горизонтальные поперечные ускорения пятников кузова $\ddot{y}_{\Pi}$ (рис. 2.20) полувагонов с КМТ оказываются меньше в 1,1-2,3 раза, при изношенной контактной паре (рис. 2.23) – в основном в 2 и более раз. При скоростях до 120 км/ч ускорения $\ddot{y}_{\Pi}$ вагонов с КМТ и неизношенными колесами заметно ниже допустимого значения, а в случае изношенных колес – при V до 100 км/ч (если $H_{bl} = 90$ мм, то до 90 км/ч). Ускорения $\ddot{y}_{\Pi}$ вагона-эталона с неизношенными колесами превышают уровень допустимых значений при $V > 100$ км/ч, а при изношенных колесах – если $V > 80$ км/ч.

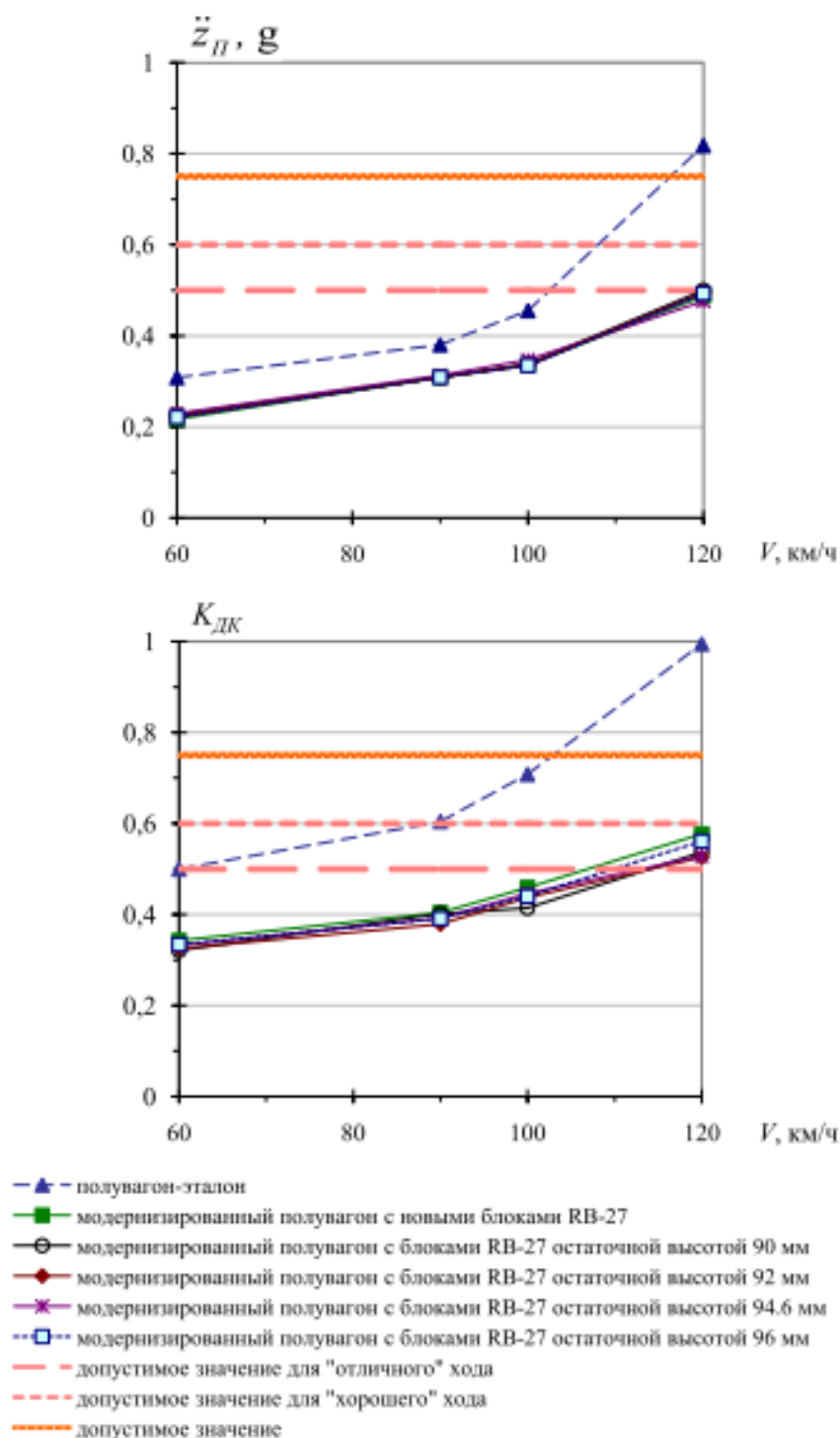


Рис. 2.19. Зависимости максимальных значений вертикальных ускорений пятников $\ddot{z}_n$ коэффициентов вертикальной динамики K_{DK} кузова от скорости движения V порожних полувагонов с неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65

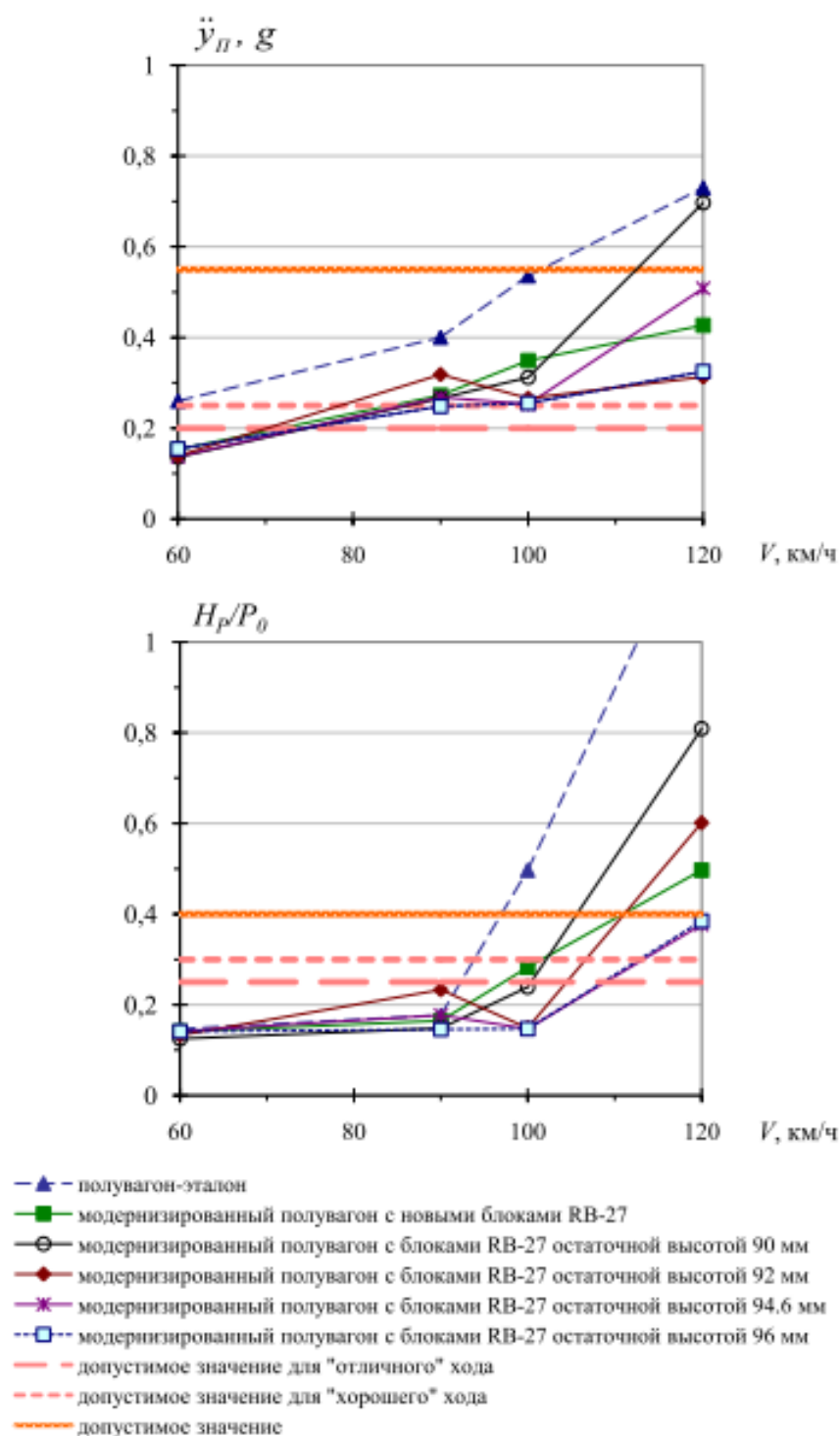


Рис. 2.20. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ ятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от скорости движения V порожних полувагонов с неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65

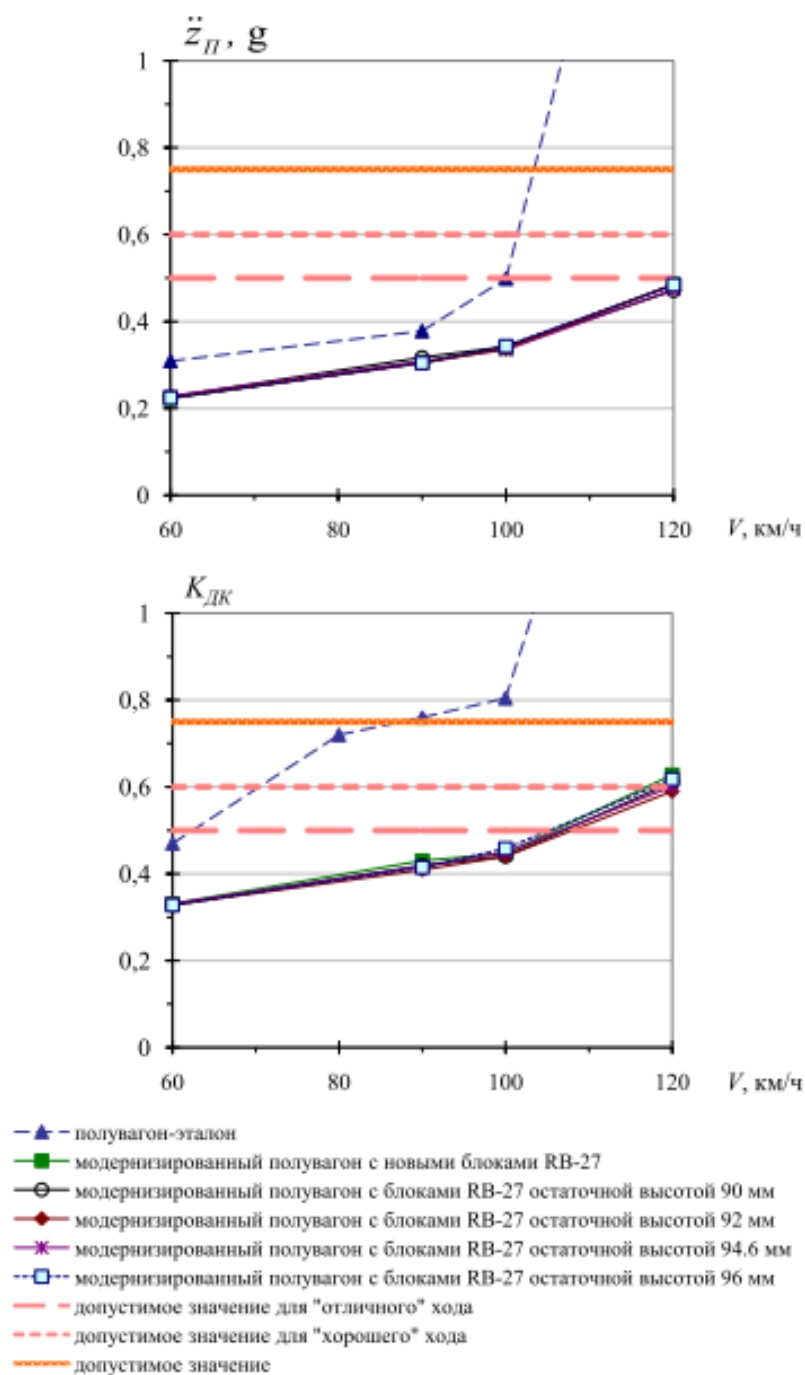


Рис. 2.21. Зависимости максимальных значений вертикальных ускорений пятников $\ddot{z}_n$ и коэффициентов вертикальной динамики K_{DK} кузова от скорости движения V порожних полувагонов с изношенными (толщина гребня 29 мм) колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами Р65

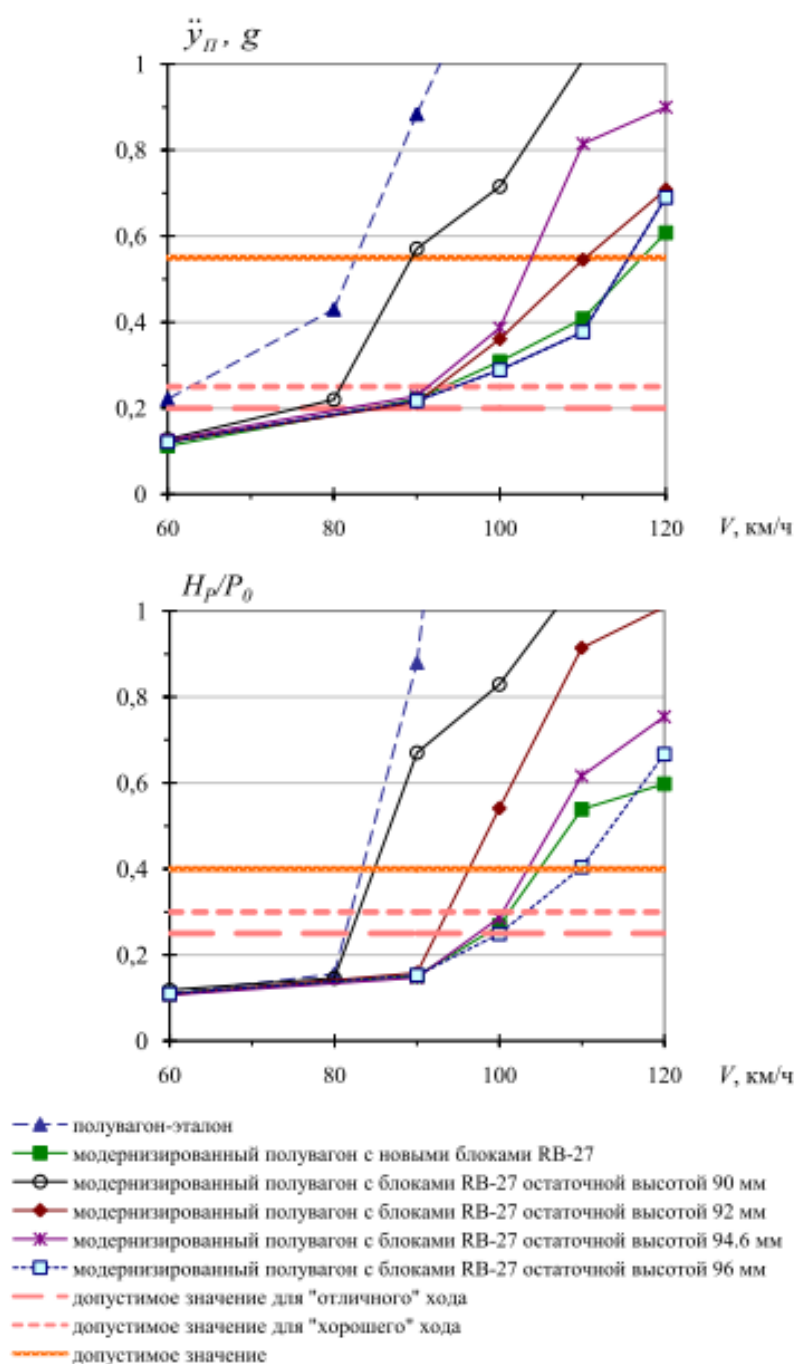


Рис. 2.22. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от скорости движения V порожних полувагонов с изношенными колесами (толщина гребня 29 мм) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами Р65

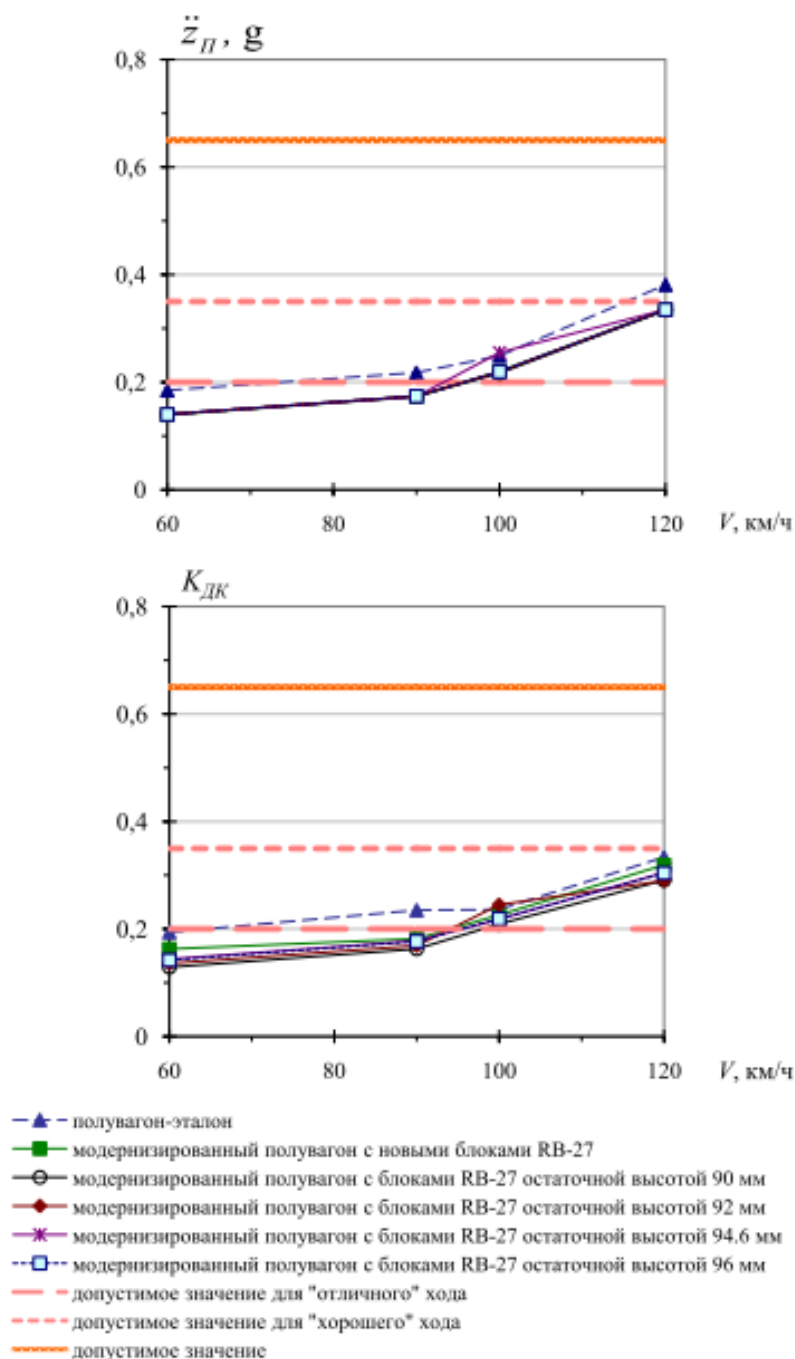


Рис. 2.23. Зависимости максимальных значений вертикальных ускорений пятников $\ddot{z}_n$ и коэффициентов вертикальной динамики K_{DK} кузова от скорости движения V груженных полувагонов с не-изношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65

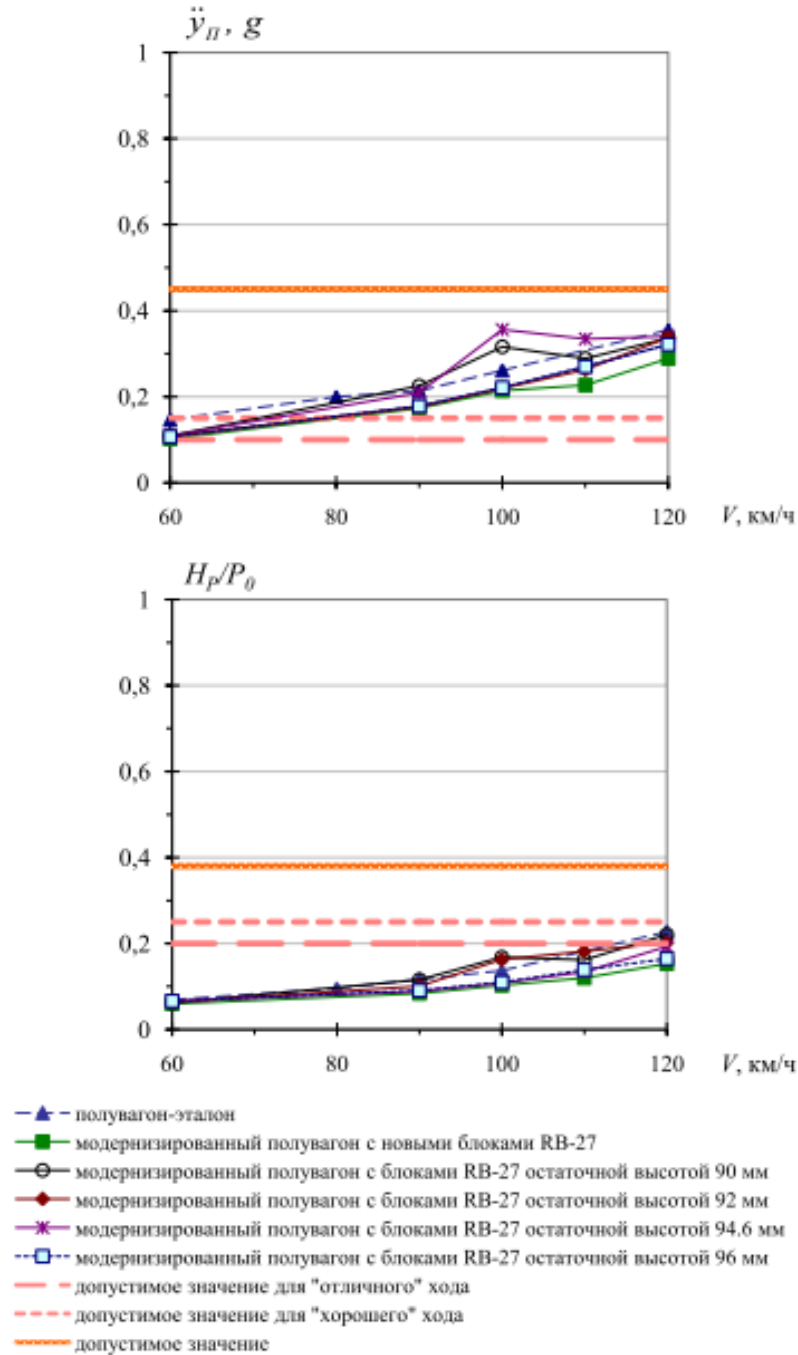


Рис. 2.24. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от скорости движения V груженых полувагонов с неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65

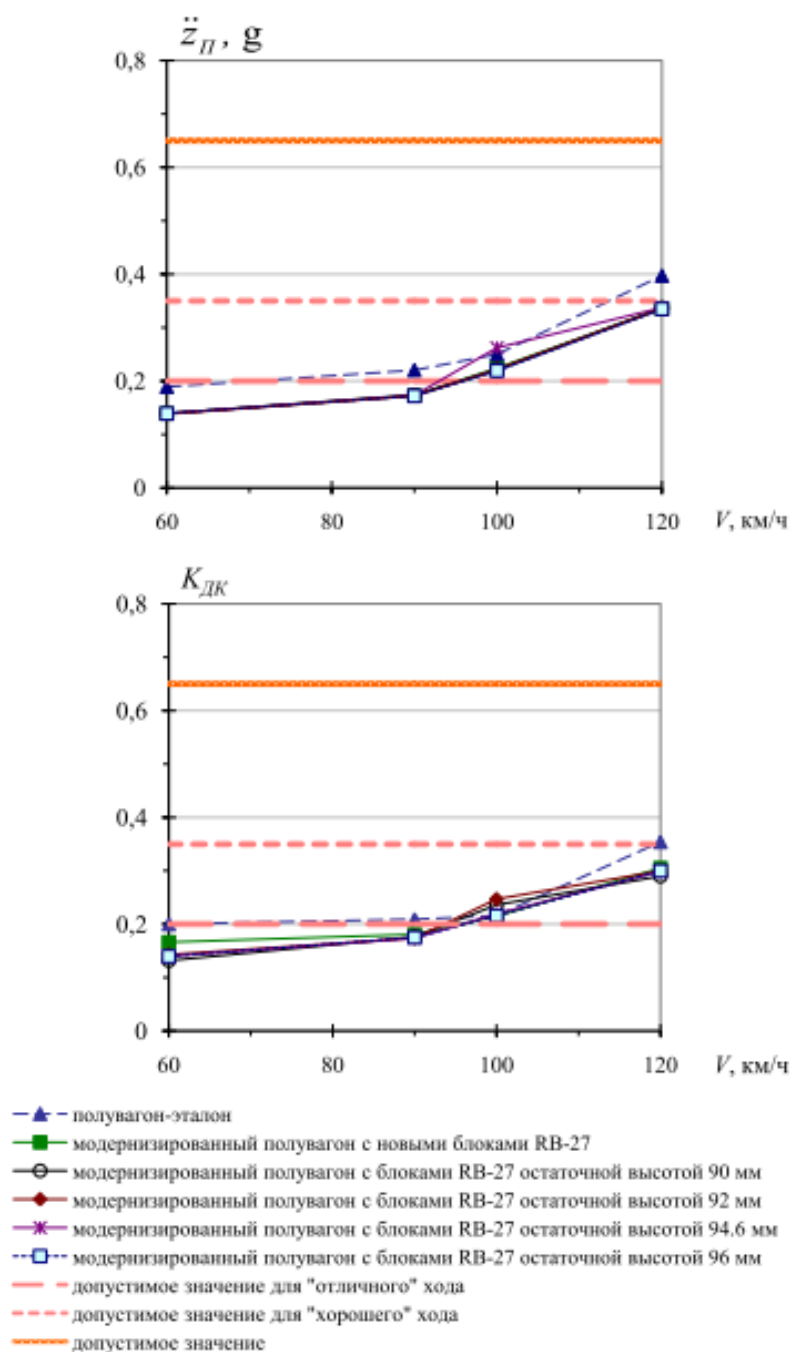


Рис. 2.25. Зависимости максимальных значений вертикальных ускорений пятников $\ddot{z}_n$ и коэффициентов вертикальной динамики K_{DK} кузова от скорости движения V груженных полувагонов с изношенными (толщина гребня 29 мм) колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами Р65

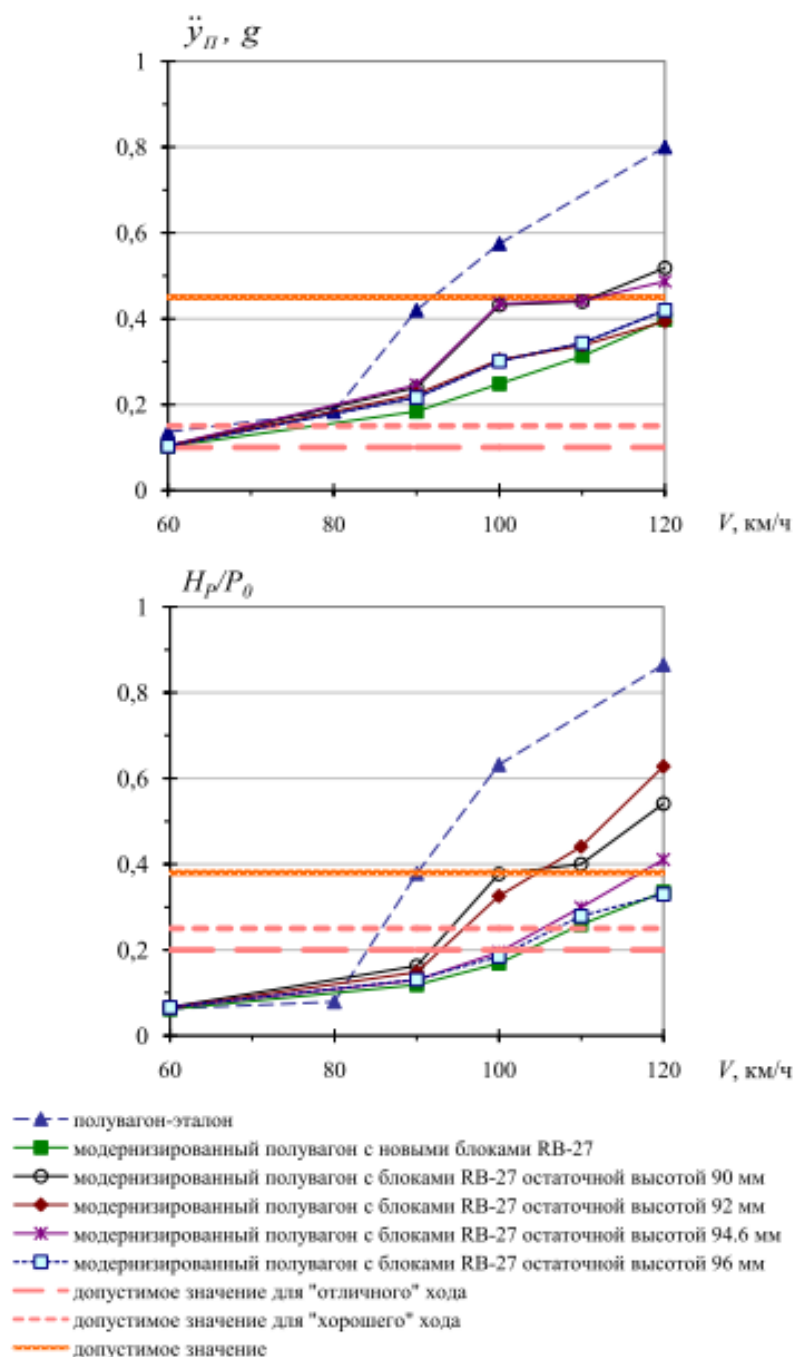


Рис. 2.26. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от скорости движения V груженных полувагонов с изношенными (толщина гребня 29 мм) колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами Р65

При малых скоростях движения (до 80 км/ч) рамные силы H_p полувагона с КМТ и типового полувагона в обоих рассмотренных случаях контактных пар «колесо – рельс» близки (рис. 2.20, 2.22) и не превышают допустимого значения для «отличного» хода. При более высоких скоростях показатель H_p типового вагона становится существенно выше, чем H_p любого из вагонов с КМТ, и больше допустимого значения. Рамные силы полувагонов с КМТ начинают превышать уровень допустимых значений при достижении скорости 100-110 км/ч в зависимости от высоты упругих блоков.

Если колеса порожних экипажей изношены, то типовой вагон теряет устойчивость после достижения скорости 80 км/ч, критическая скорость полувагонов с КМТ преимущественно не ниже 90 км/ч (исключение составляет вагон с остаточной высотой упругих блоков в скользунах 90 мм – его критическая скорость также равна 80 км/ч).

Сопоставим динамические качества груженых вагонов. Как видно из приведенных графиков, показатели вертикальной динамики полувагонов с КМТ (рис. 2.23, 2.25), практически не зависят от высоты упругих блоков боковых скользунов и не превышают либо ниже соответствующих характеристик вагона-эталона. Во всем расчетном диапазоне скоростей движения величины $\ddot{z}_n$ и $K_{ДК}$ полувагонов с КМТ меньше допустимых значений для «хорошего» хода, а при $V \leq 90$ км/ч – и уровня допустимых значений для «отличного» хода. Аналогичные показатели серийного полувагона становятся выше допустимого значения для «отличного» хода при достижении скорости 90 км/ч, а уровня допустимых значений для «хорошего» хода – при $V = 120$ км/ч.

Если колеса и рельсы неизношенные, то поперечные ускорения пятников $\ddot{y}_n$ всех рассмотренных груженых экипажей, включая эталон, заметно ниже уровня допустимых значений во всем заданном диапазоне скоростей V , а рамные силы H_p до $V = 120$ км/ч меньше допустимого значения для «отличного» хода (рис. 2.24).

Если в расчетах задается изношенная контактная пара «колесо – рельс» (рис. 2.26), то после превышения скорости 80 км/ч показатели горизонтальной динамики полувагона-эталона резко возрастают и при $V > 90$ км/ч становятся больше допустимых значений. В то же время аналогичные характеристики полувагонов с КМТ в зависимости от высоты упругих блоков не превышают уровня допустимых значений до скоростей 100-120 км/ч.

Таким образом, динамические качества полувагона с упруго-катковыми скользунами ISB-12С при снижении в эксплуатации высоты полиуретановых блоков RB-27 со 101 мм до 90 мм включительно, что существенно ниже допустимого минимального значения 97 мм, остаются не хуже динамических качеств типового полувагона.

2.5.2. Влияние остаточной высоты упругих блоков на динамические качества полувагонов с комплексно модернизированными тележками

Влияние уменьшения остаточной высоты упругих блоков RB-27 в скользунах ISB-12С на динамические качества полувагонов с КМТ исследовалось при расчетах движения по прямым участкам пути экипажей с приведенными выше высотами блоков H_{bl} и толщиной прокладок в пятниковых узлах $T = 6$ мм.

Поскольку показатели вертикальной динамики не зависят от высоты H_{bl} (см. подраздел 2.5.1), здесь показаны результаты, характеризующие только горизонтальную динамику рассматриваемых порожних (рис. 2.27-2.34) и груженных (рис. 2.35-2.42) вагонов при движении по пути «отличного» (рис. 2.27-2.30, 2.35-2.38) и «хорошего» (рис. 2.31-2.34, 2.39-2.42) состояния. Задавались четыре возможных сочетания контактирующих колес и рельсов: неизношенные колеса (толщина гребня 33 мм) и рельсы (рис. 2.27, 2.31, 2.35, 2.39), неизношенные колеса – изношенные рельсы (рис. 2.28, 2.32, 2.36, 2.40),

изношенные колеса (толщина гребня 29 мм) – неизношенные рельсы (рис. 2.29, 2.33, 2.37, 2.41), изношенные колеса и рельсы (рис. 2.30, 2.34, 2.38, 2.42).

Как видно из приведенных иллюстраций, чем выше скорость движения экипажей, тем заметнее зависят от величины их динамические показатели. Кроме того, наибольшее влияние снижения остаточной высоты проявляется в случаях, когда колеса вагонов изношены, так как при этом снижается критическая скорость движения.

Анализ результатов, полученных для порожних полувагонов, показывает, что снижение остаточной высоты упругих блоков до 92-90 мм недопустимо, потому что существенно ухудшаются динамические качества рассматриваемых экипажей. Так, например, если $H_{BL} = 94$ мм, то рамные силы H_p полувагона с изношенными колесами, движущегося со скоростью 100 км/ч по изношенным рельсам (рис. 2.30, 2.34), не превышают допустимое значение для «отличного» хода («отличное» состояние пути) и «хорошего» хода («хорошее» состояние пути). При дальнейшем снижении остаточной высоты блоков показатель H_p на данной скорости движения резко возрастает и становится значительно больше своего допустимого значения. Изменение высоты блоков в диапазоне 101-94 мм влияет не столь заметно.

Таким образом, можно заключить, что для порожнего полувагона с КМТ значение $H_{BL} = 94$ мм является нижним допустимым пределом.

Вывод о нежелательности снижения остаточной высоты блоков до 92-90 мм подтверждается при анализе результатов, полученных для груженых полувагонов. Если же H_{BL} уменьшается от 101 до 94 мм, то динамические качества рассматриваемых полувагонов в горизонтальной плоскости ухудшаются незначительно.

Исходя из вышеизложенного, можно предположить, что снижение допустимого значения минимальной высоты полиуретановых блоков RB-27 в скользунах ISB-12C на 3 мм (с 97 до 94 мм) является правомочным.

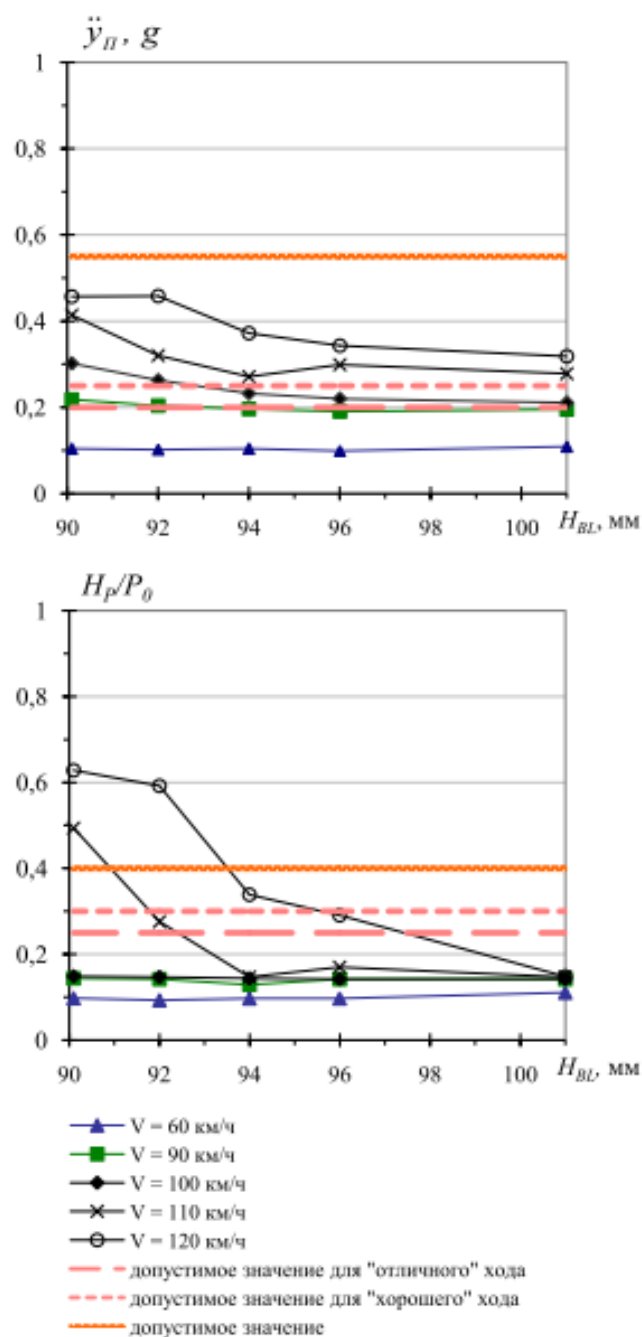


Рис. 2.27. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунгах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "отличного" состояния с неизношенными рельсами Р65

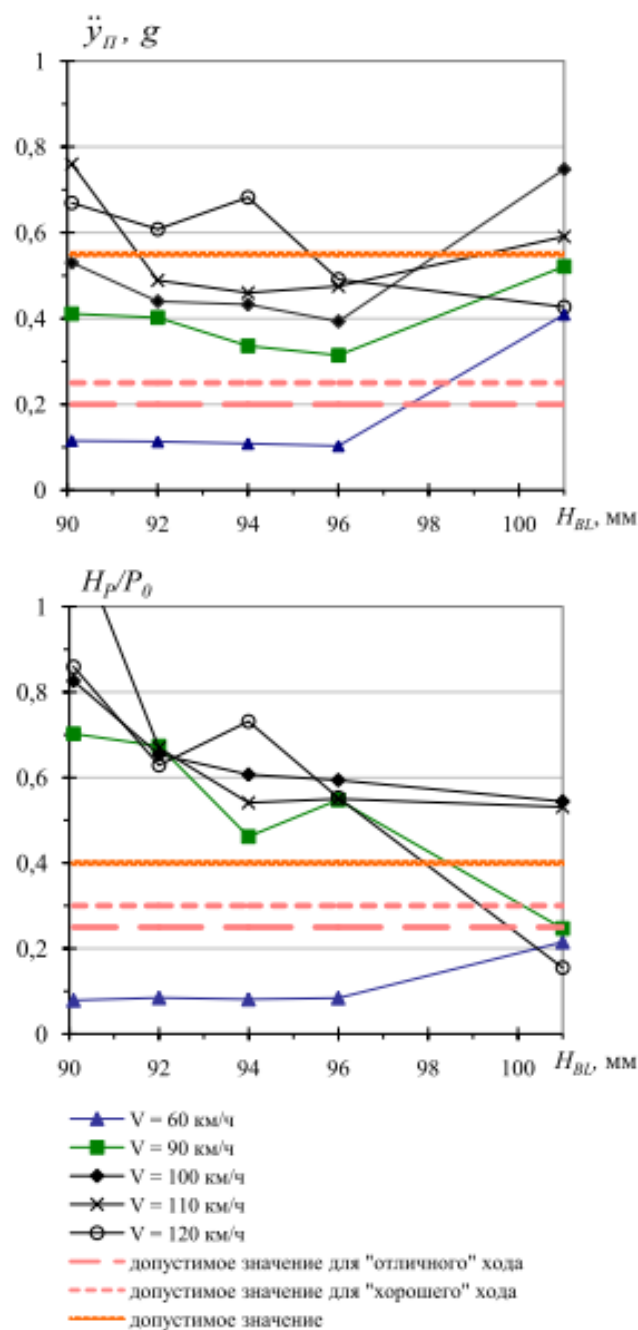


Рис. 2.28. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "отличного" состояния с изношенными рельсами

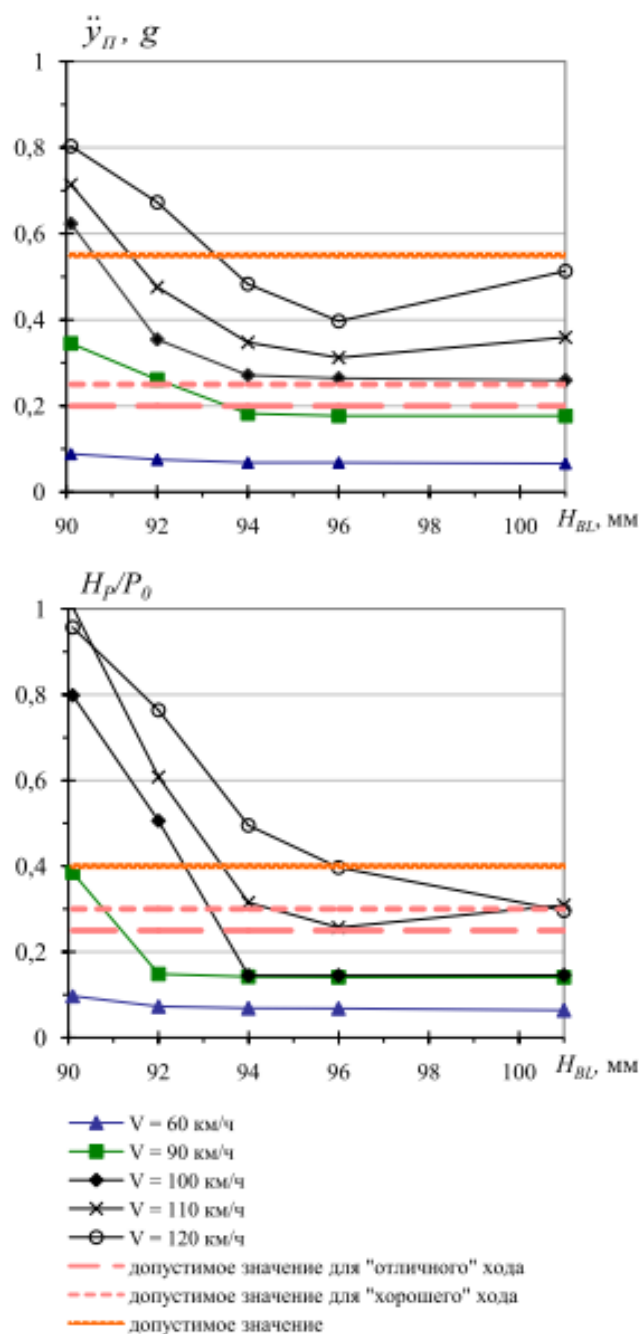


Рис. 2.29. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользких ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "отличного" состояния с неизношенными рельсами Р65

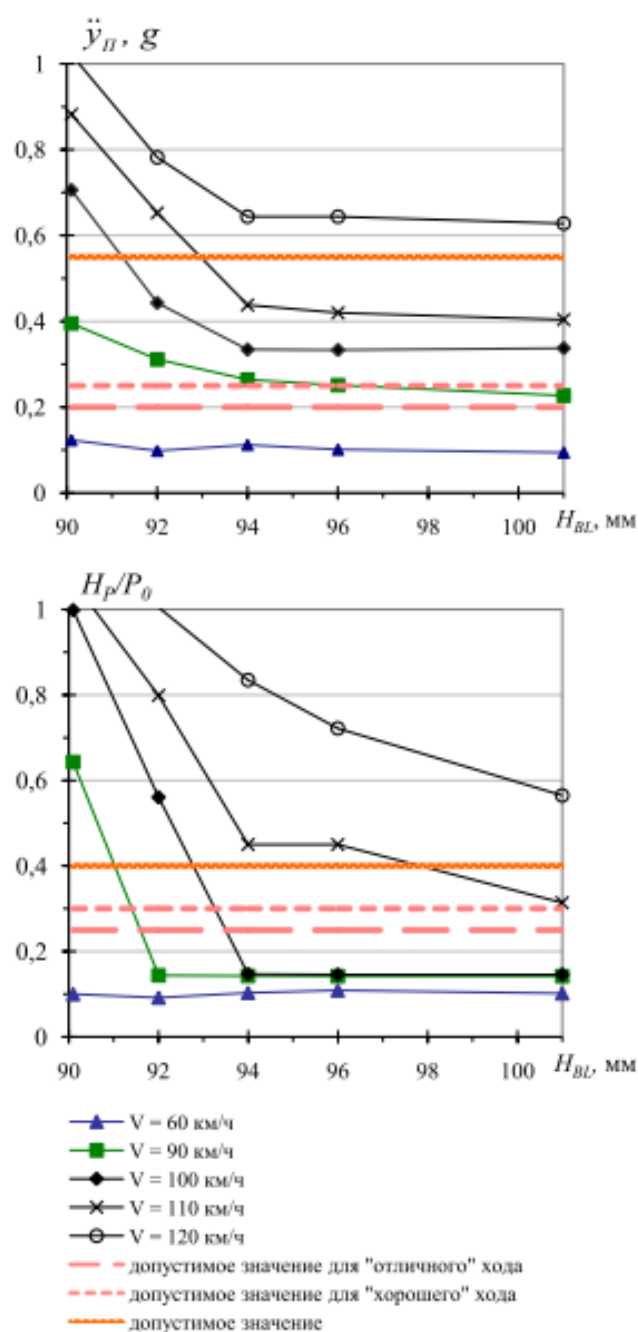


Рис. 2.30. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "отличного" состояния с изношенными рельсами

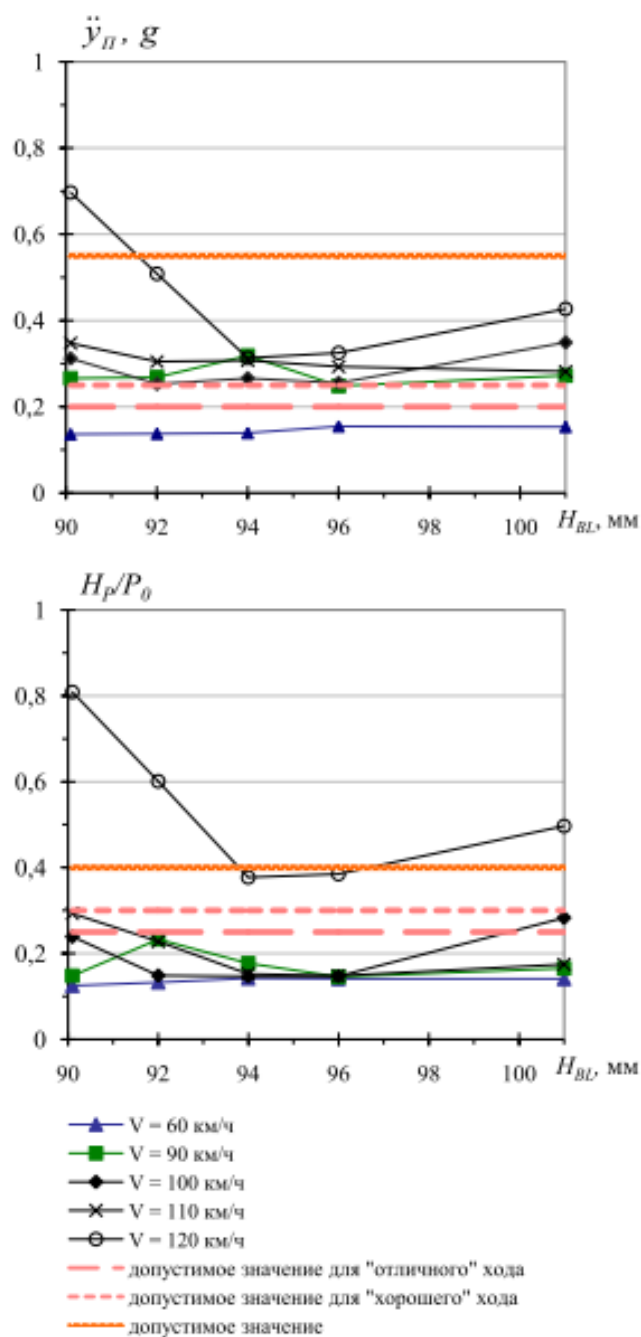


Рис. 2.31. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65

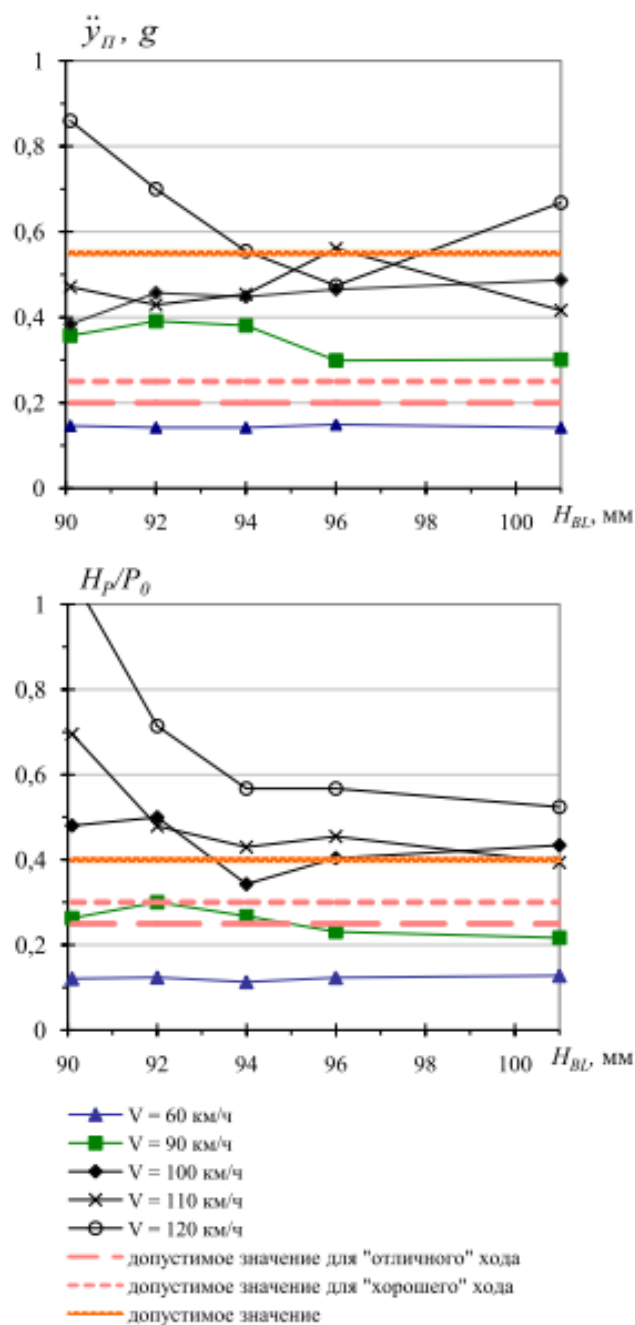


Рис. 2.32. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунгах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

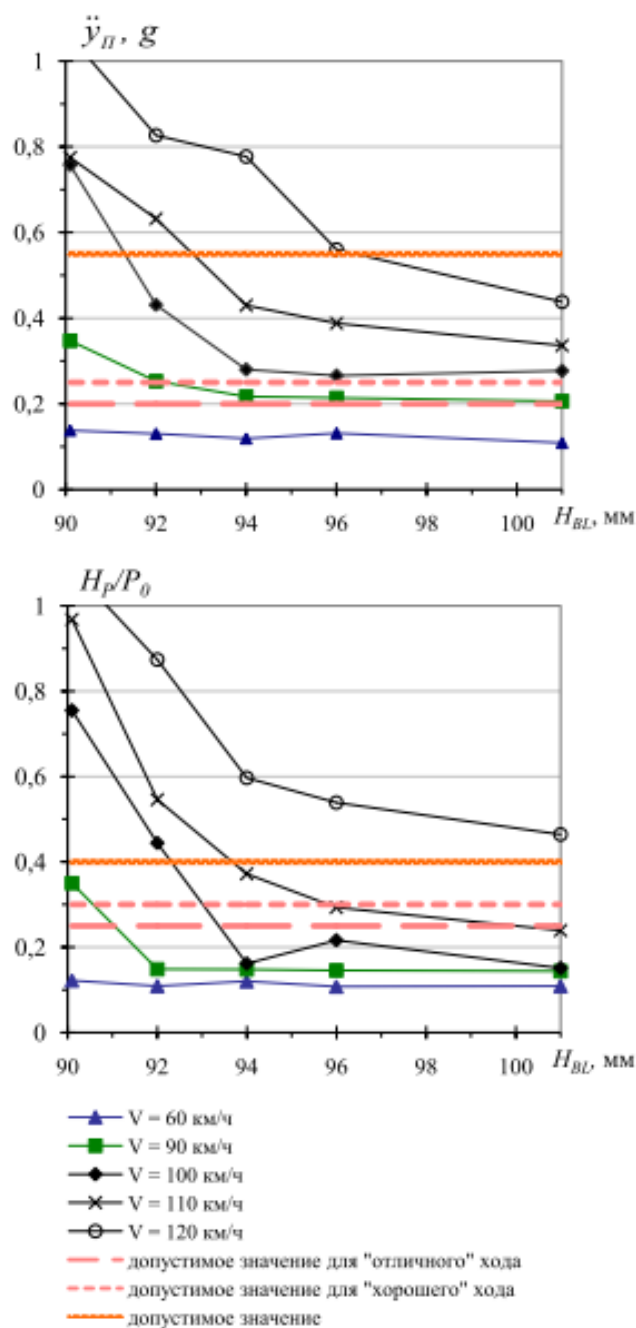


Рис. 2.33. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65

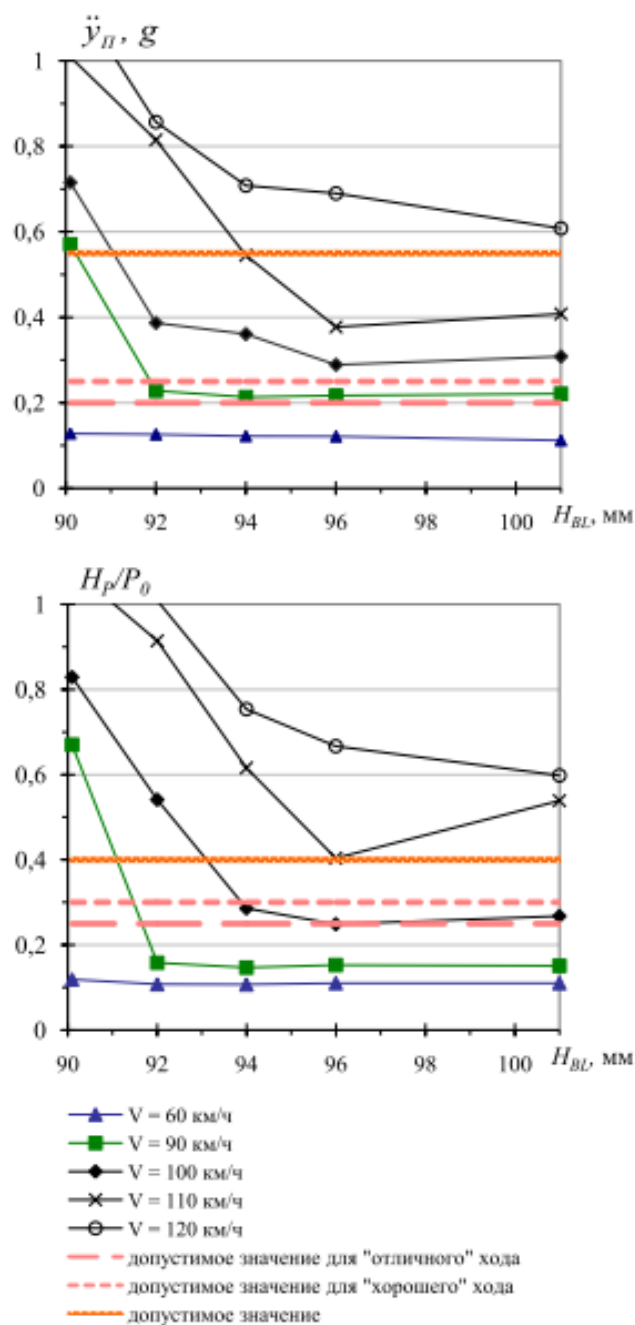


Рис. 2.34. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

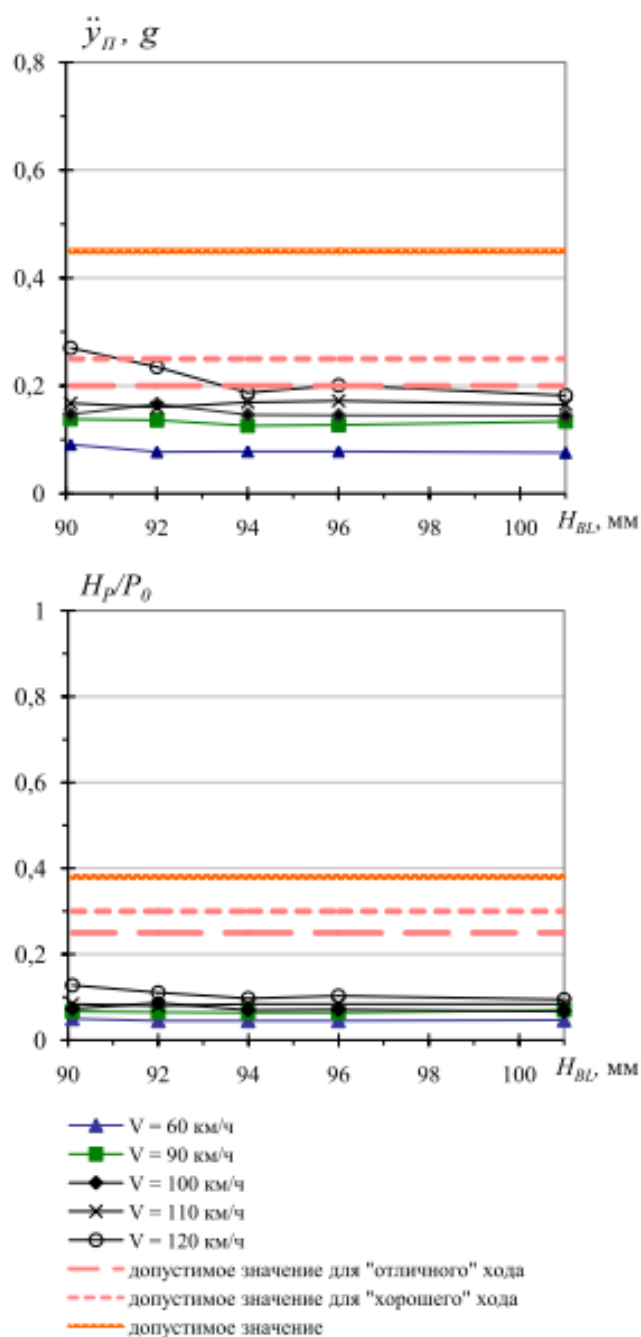


Рис. 2.35. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "отличного" состояния с неизношенными рельсами Р65

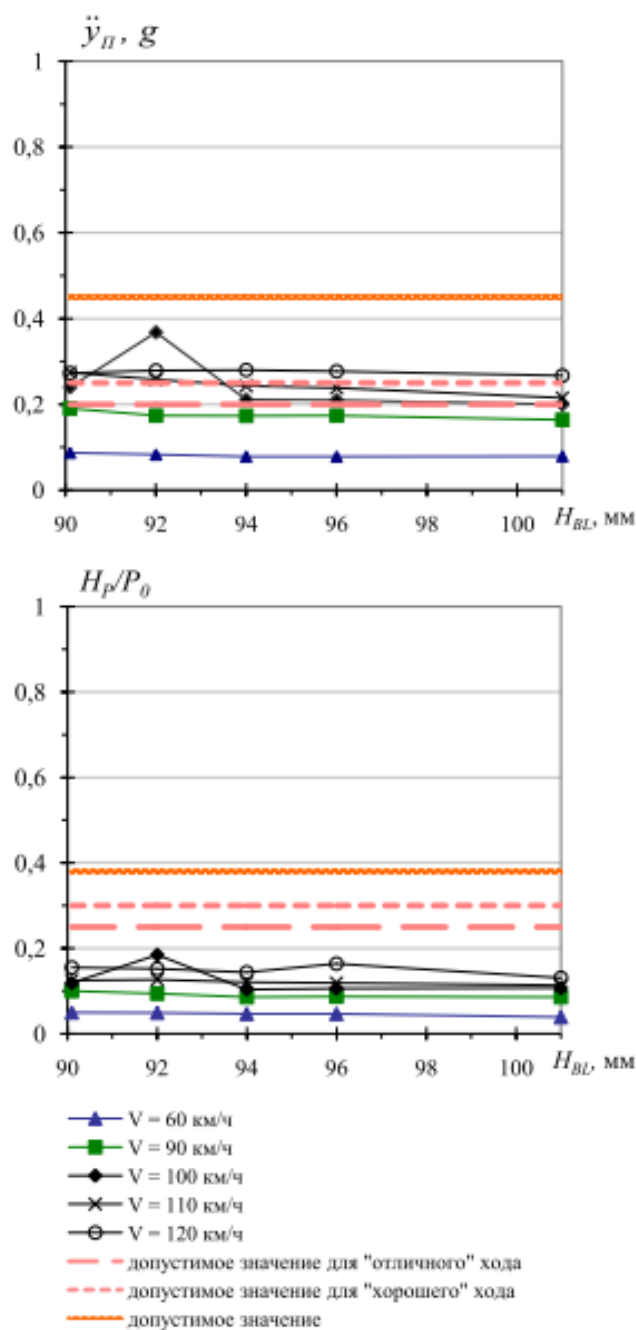


Рис. 2.36. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V груженного модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "отличного" состояния с изношенными рельсами

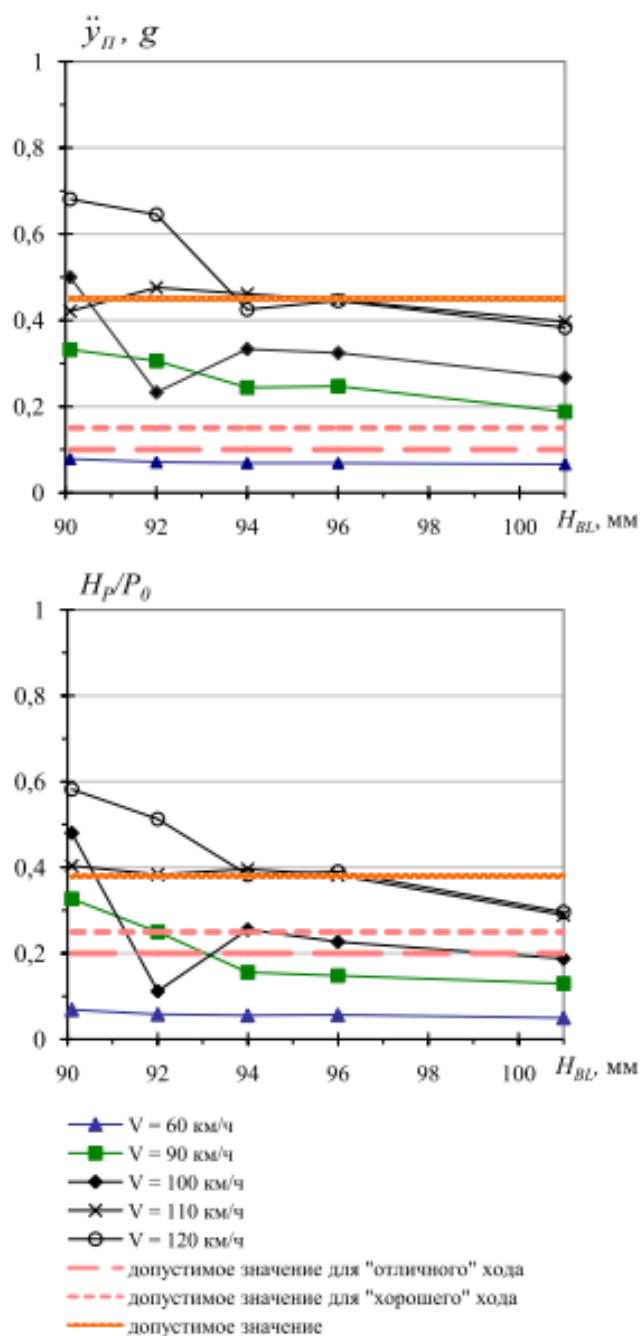


Рис. 2.37. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "отличного" состояния с неизношенными рельсами Р-65

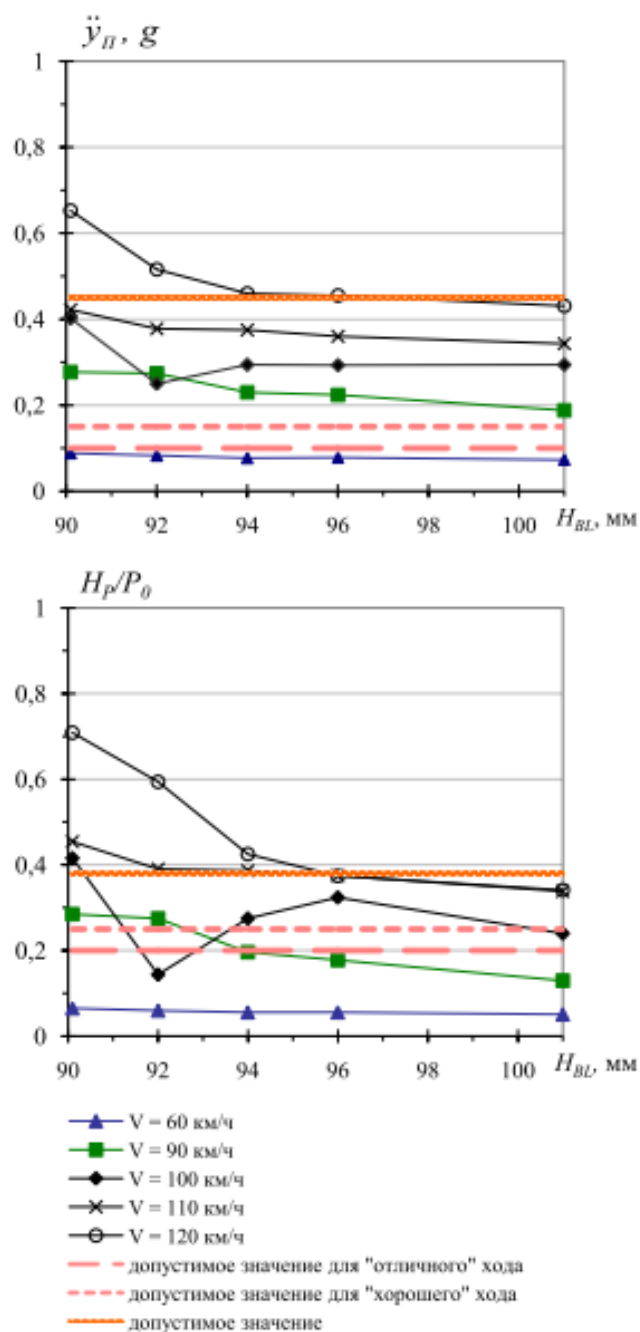


Рис. 2.38. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "отличного" состояния с изношенными рельсами

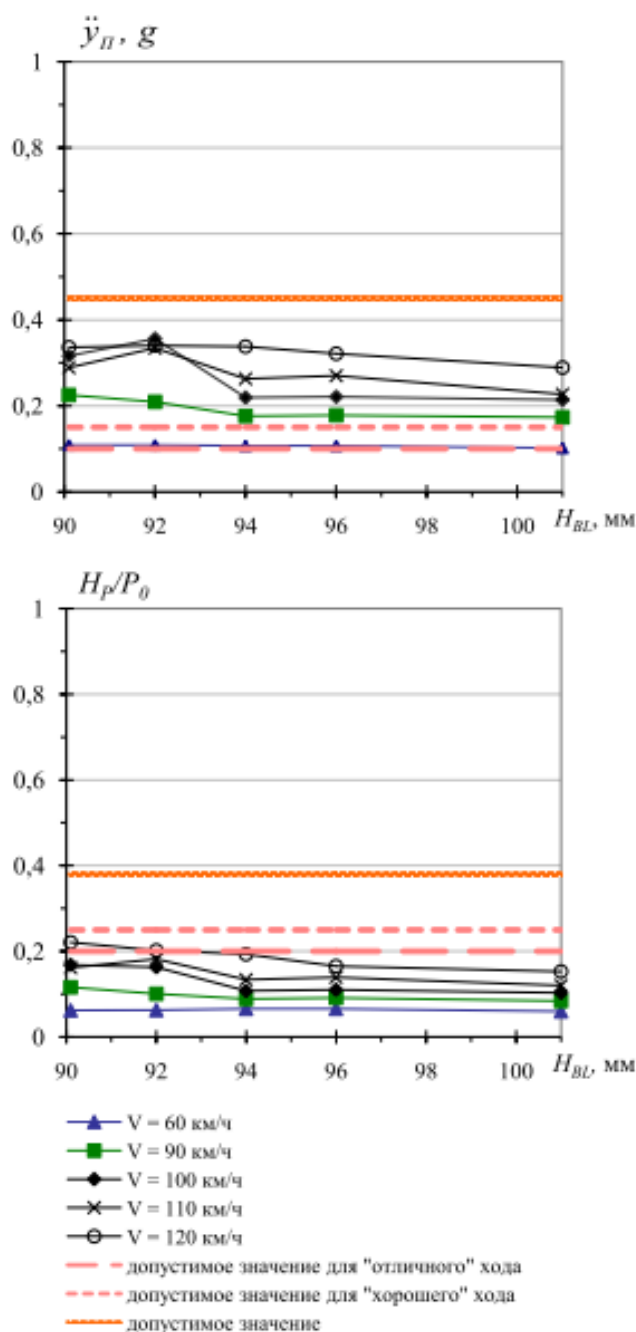


Рис. 2.39. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами

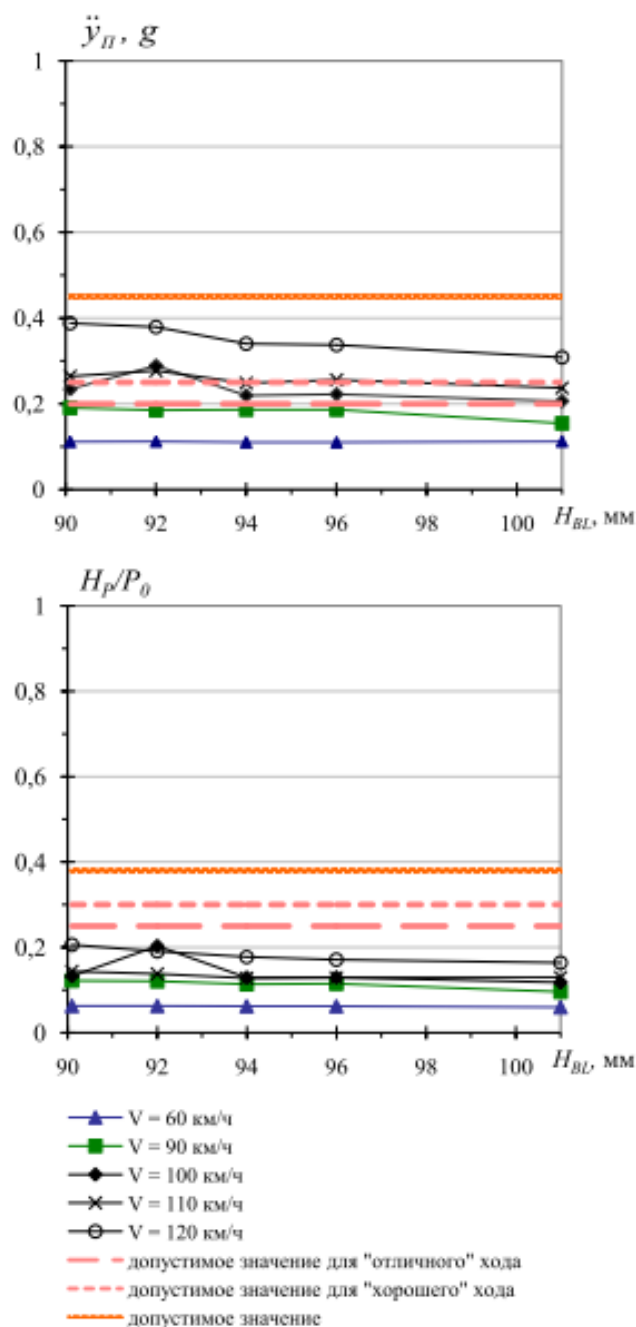


Рис. 2.40. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

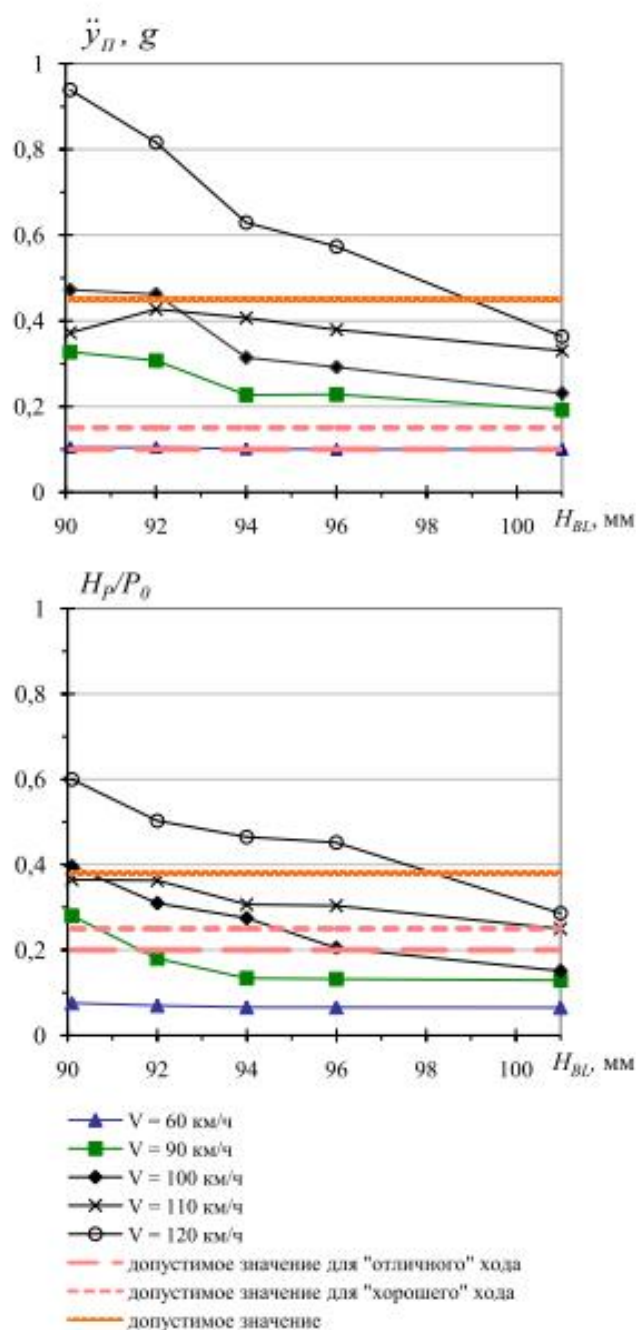


Рис. 2.41. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р-65

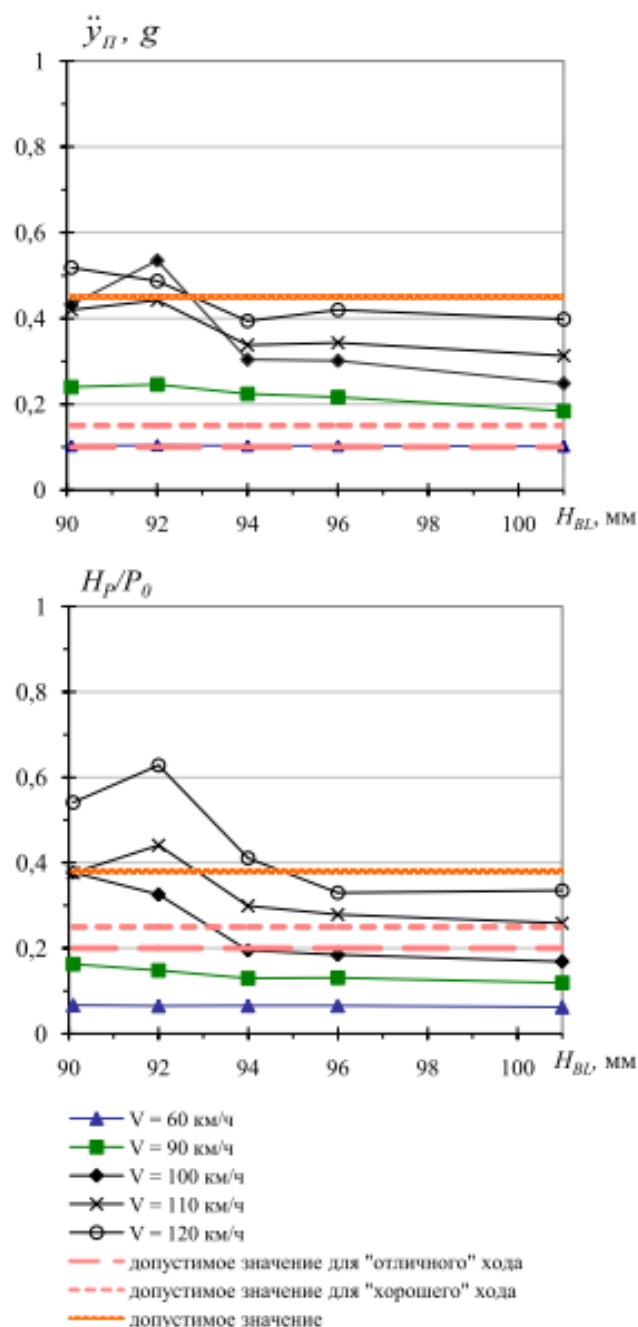


Рис. 2.42. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунгах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

2.6 Влияние толщины прокладок в подпятниках на динамические качества полувагонов с комплексно модернизированными тележками

Рассмотрим влияние толщины T полимерных прокладок в пятниковых узлах на динамические качества полувагонов с КМТ с боковыми упруго-катковыми скользунми ISB-12С. Ниже приведены результаты, полученные при расчетах движения по пути «хорошего» состояния порожних и груженых вагонов с разными остаточными высотами H_{BL} упругих блоков в скользунмах.

Зависимости динамических показателей порожних вагонов от высоты H_{BL} при толщине прокладок $T = 2$ мм приведены на рис. 2.43-2.46, при $T = 4$ мм – на рис. 2.47-2.50, при $T = 6$ мм – на рис. 2.31-2.34. Как и в предыдущем подразделе, рассматривались четыре варианта контактной пары «колесо – рельс»: неизношенные колеса и рельсы (рис. 2.43, 2.47, 2.31), неизношенные колеса – изношенные рельсы (рис. 2.44, 2.48, 2.32), изношенные колеса – неизношенные рельсы (рис. 2.45, 2.49, 2.33), изношенные колеса и рельсы (рис. 2.46, 2.50, 2.34).

Для более наглядного представления влияния на динамические качества экипажей одновременно параметров H_{BL} и T построены объемные гистограммы горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова (рис. 2.51-2.54) и рамных сил H_p (рис. 2.55-2.58). На этих рисунках сплошными линиями нанесены уровни допустимых значений.

Как видно из приведенных результатов, даже при малых скоростях движения ($V = 60$ км/ч) уменьшение T до 2 мм при любом из рассмотренных значений высоты H_{BL} и сочетании контактной пары «колесо – рельс» вызывает резкое возрастание ускорений $\ddot{y}_n$ (они превышают допустимое значение в несколько раз). Если же $T = 4$ мм, то $\ddot{y}_n$ больше зависят от величины остаточной высоты блоков H_{BL} и незначительно отличаются от значений, полученных при $T = 6$ мм.

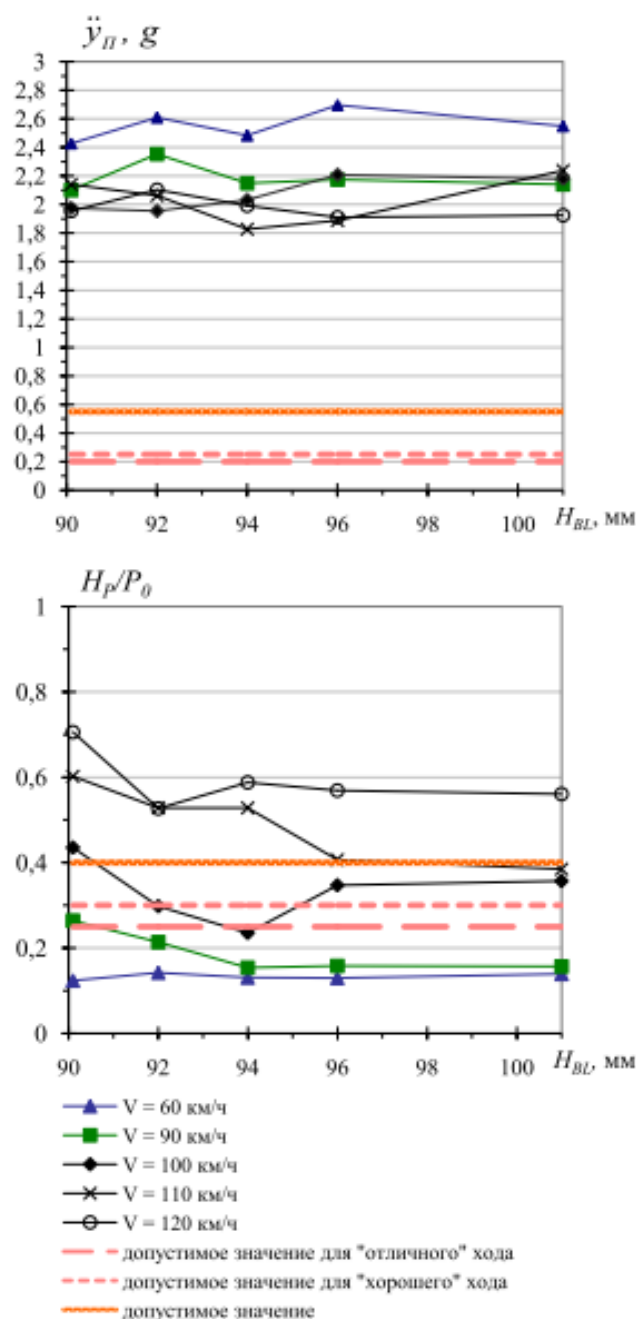


Рис. 2.43. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользках ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65 (толщина прокладок в пятниковых узлах 2 мм)

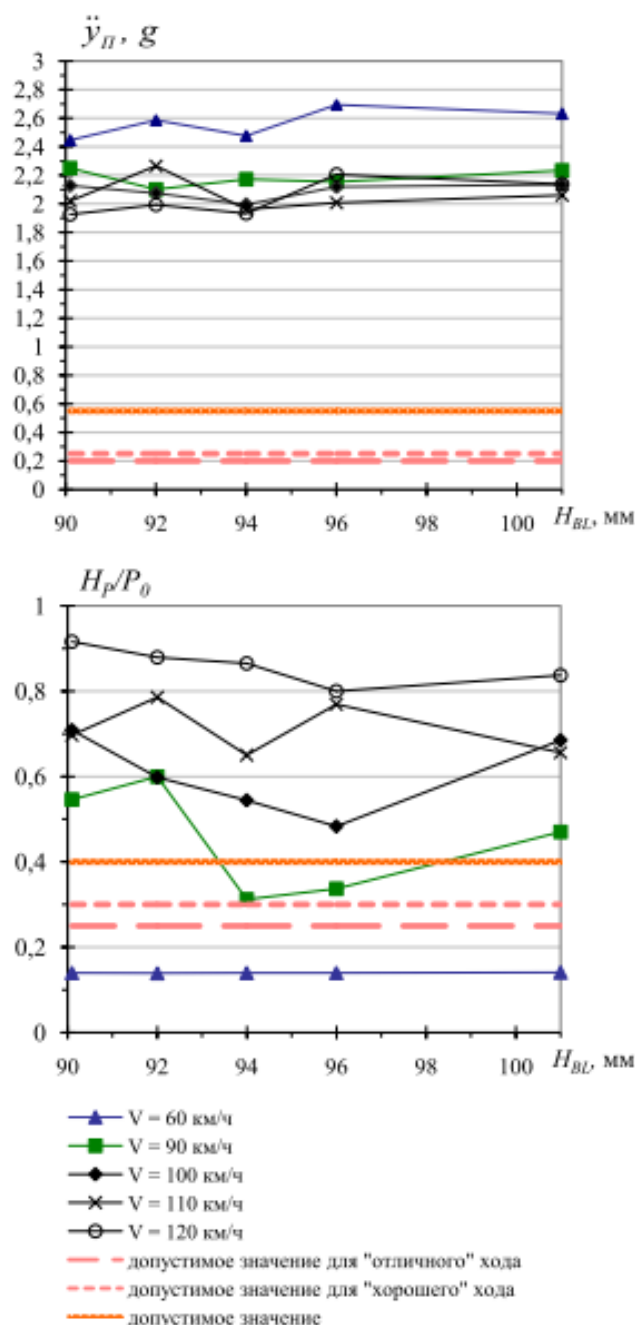


Рис. 2.44. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_H$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользких ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами (толщина прокладок в пятниковых узлах 2 мм)

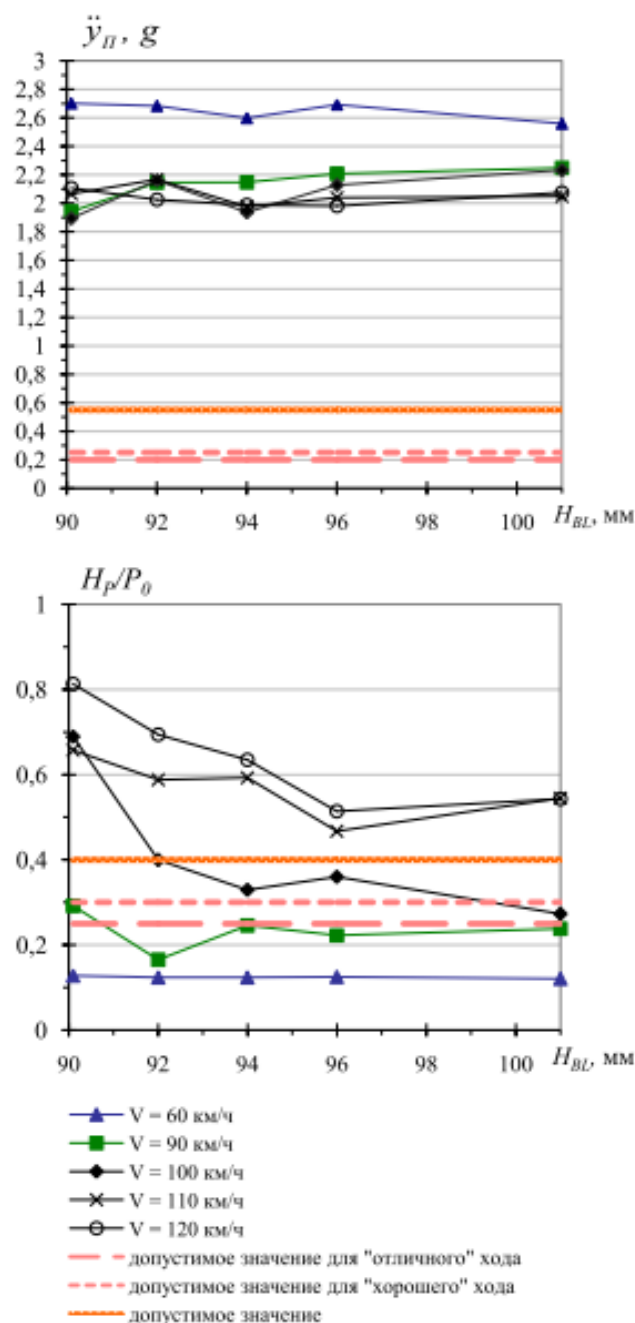


Рис. 2.45. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65 (толщина прокладок в пятниковых узлах 2 мм)

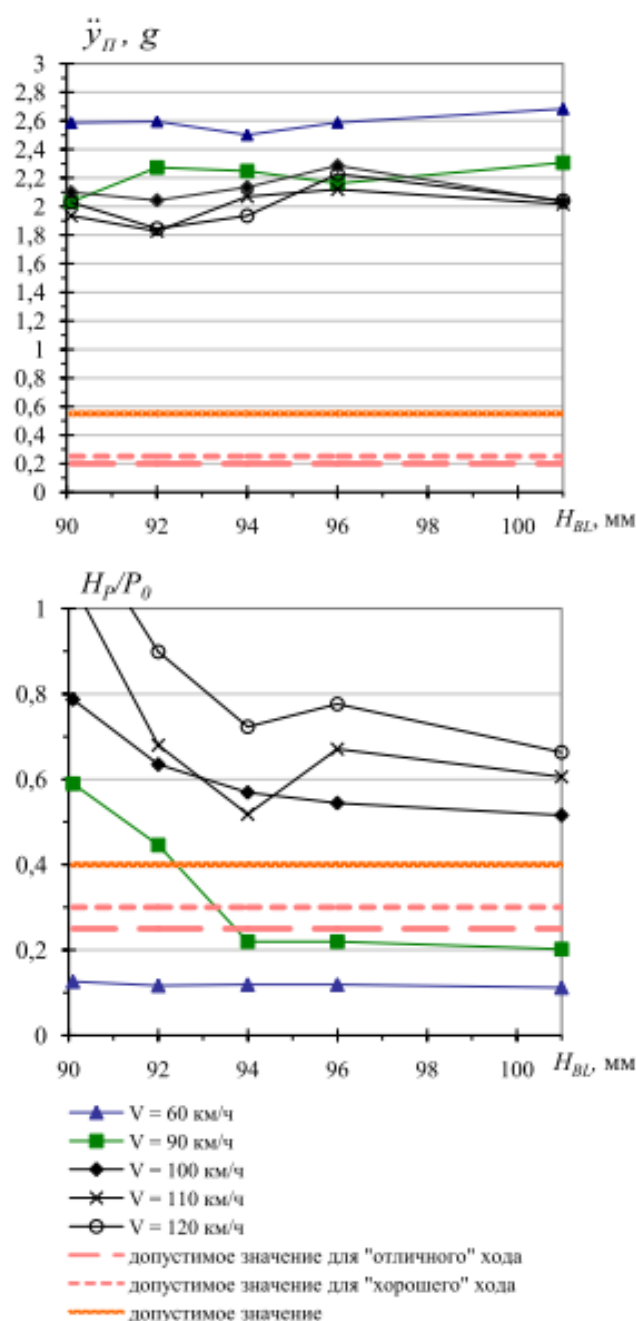


Рис. 2.46. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунгах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами (толщина прокладок в пятниковых узлах 2 мм)

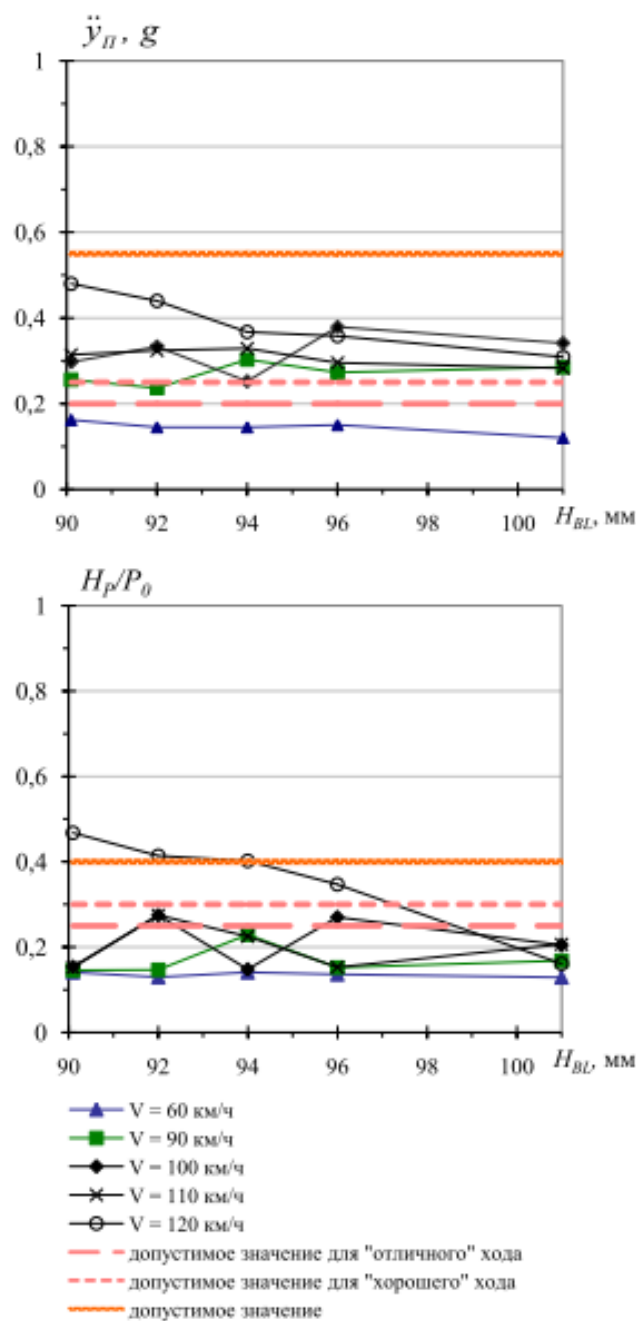


Рис. 2.47. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65 (толщина прокладок в пятниковых узлах 4 мм)

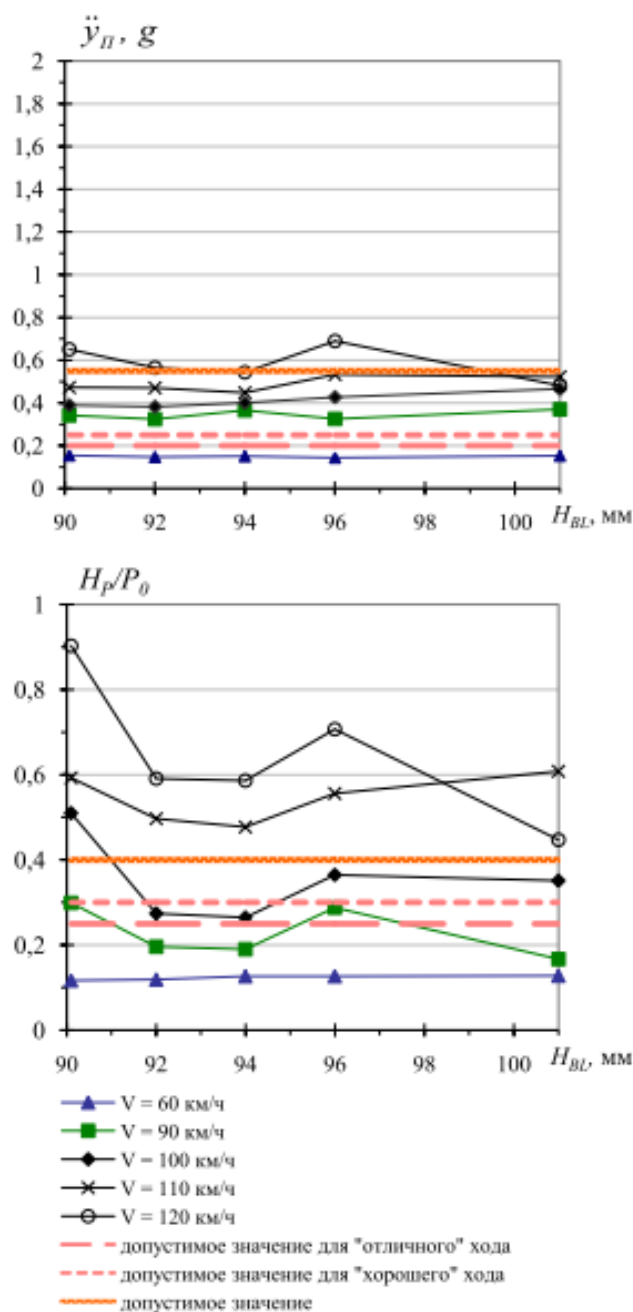


Рис. 2.48. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с неизношенными колесами с профилем ИТМ-73(33) по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами (толщина прокладок в пятниковых узлах 4 мм)

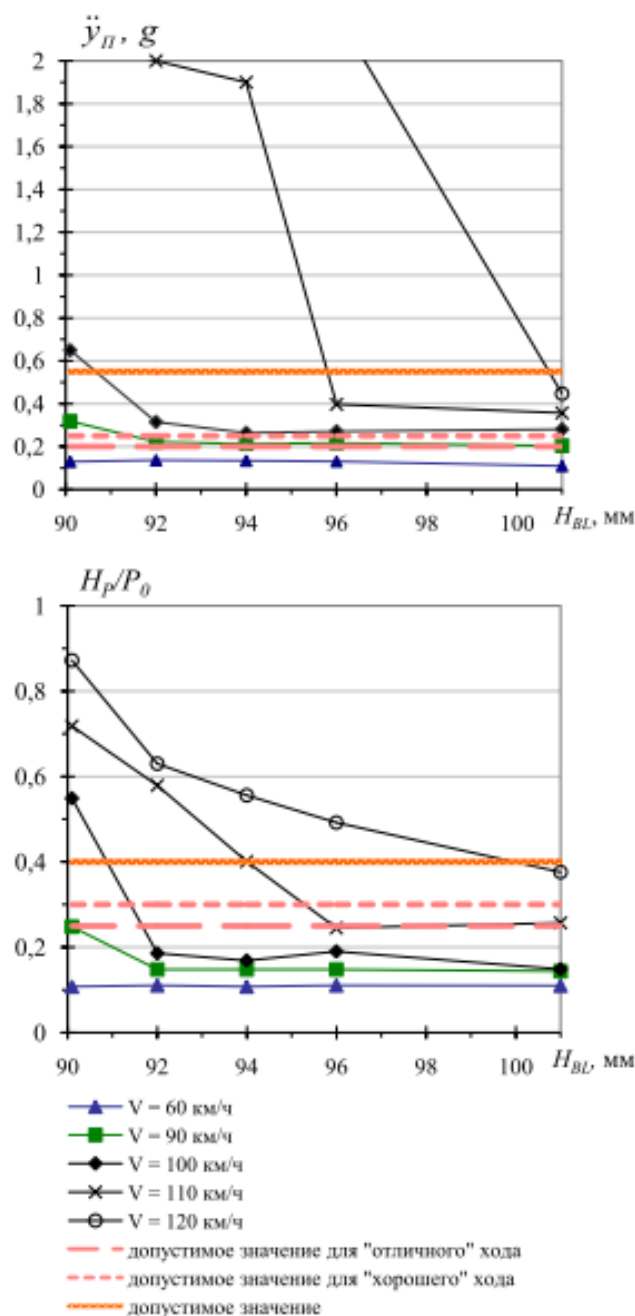


Рис. 2.49. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами Р65 (толщина прокладок в пятниковых узлах 4 мм)

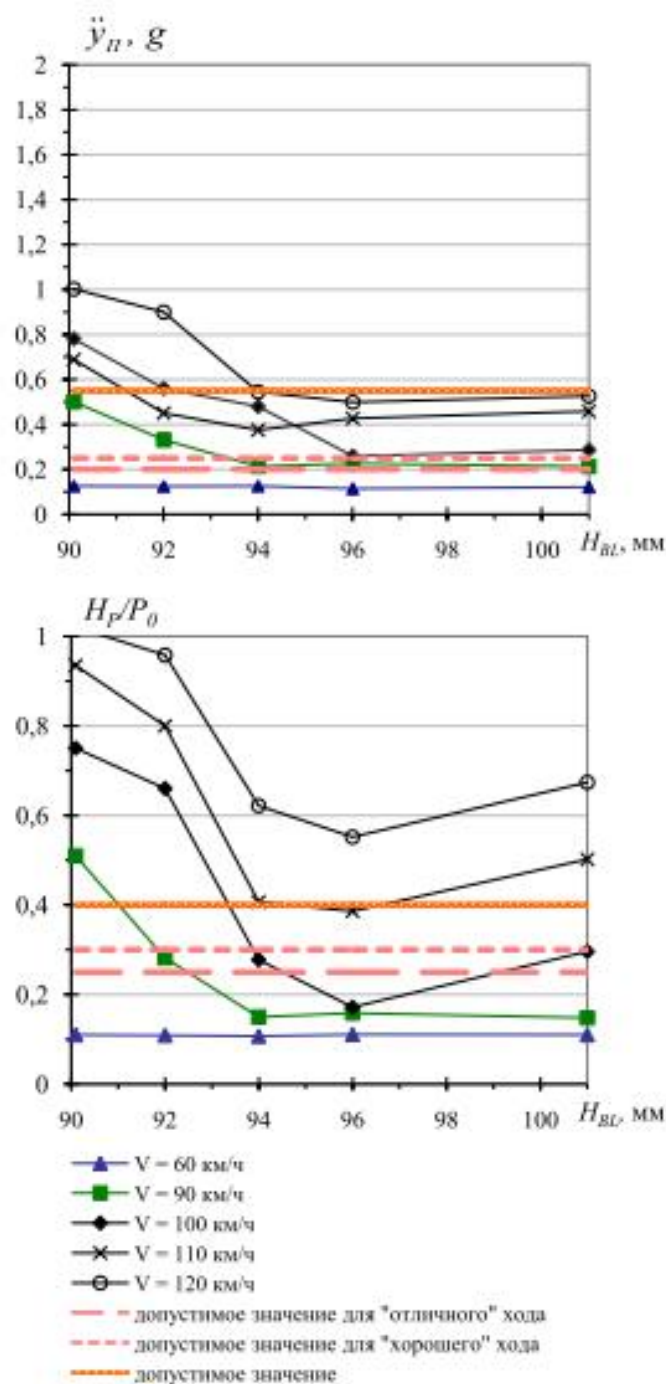


Рис. 2.50. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунгах ISB-12С при движении с различными скоростями V порожнего модернизированного полувагона с изношенными колесами с профилем ИТМ-73_29-2008 по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами (толщина прокладок в пятниковых узлах 4 мм)

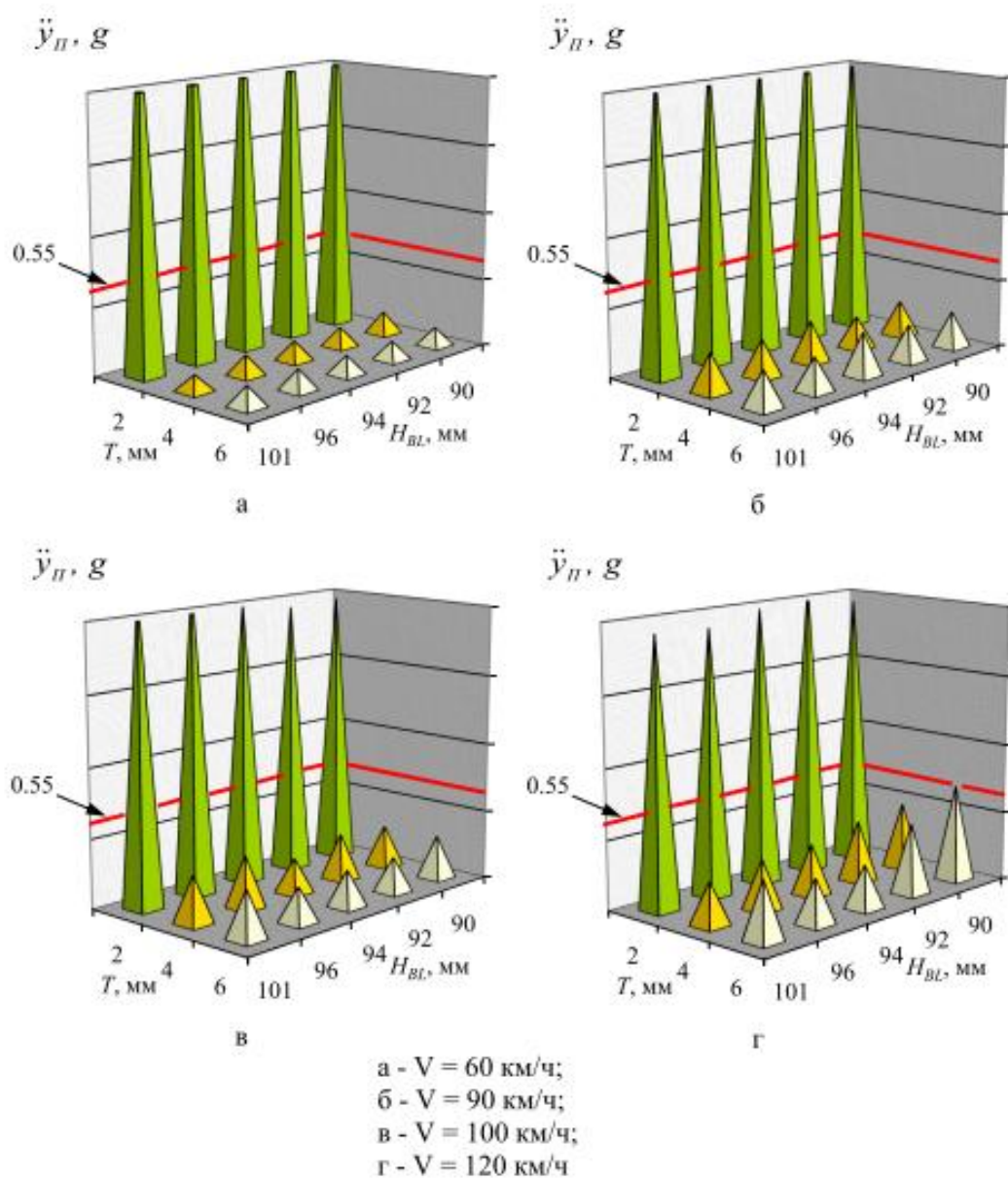


Рис. 2.51. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{BL} блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами

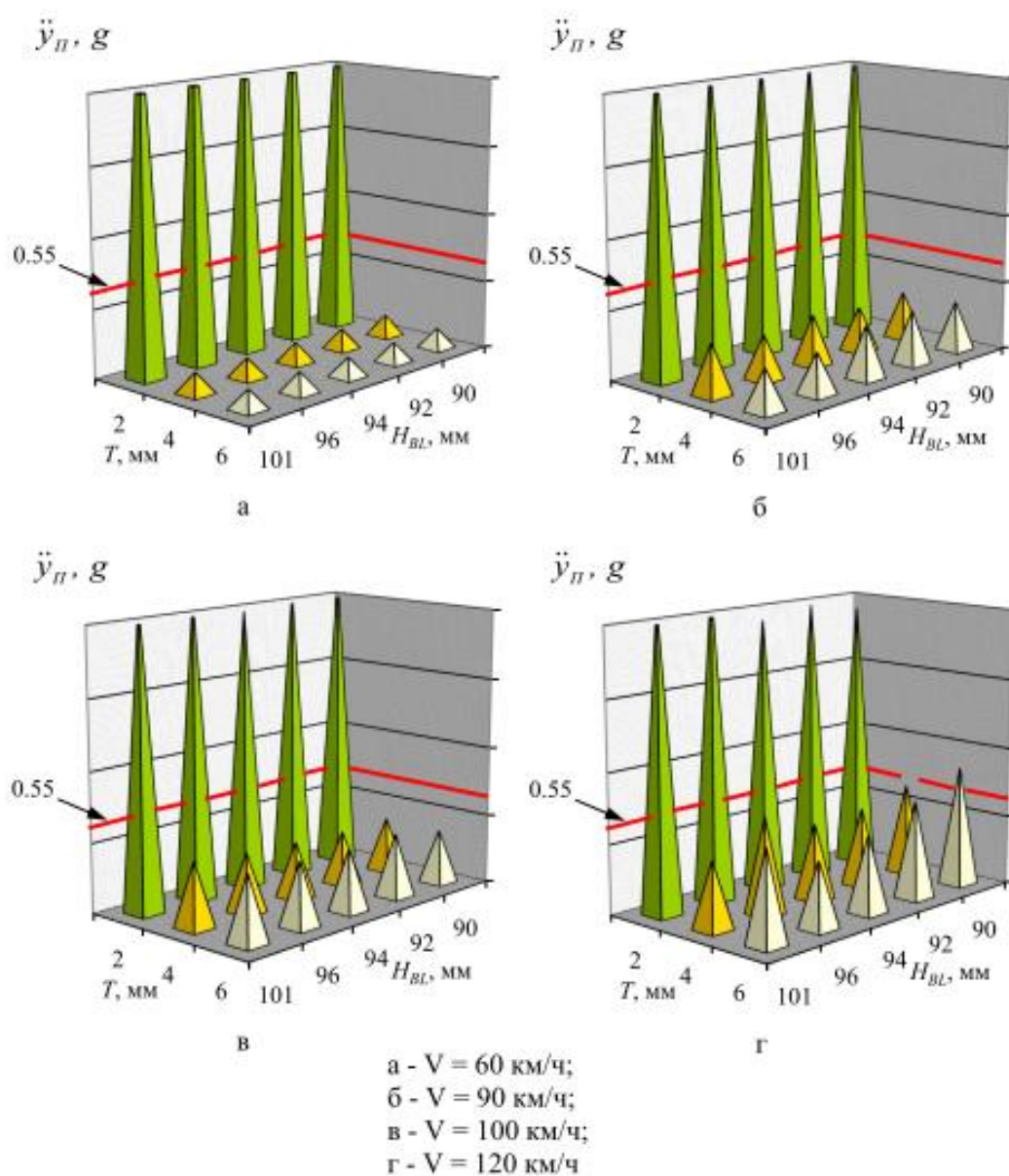


Рис. 2.52. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{BL} блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

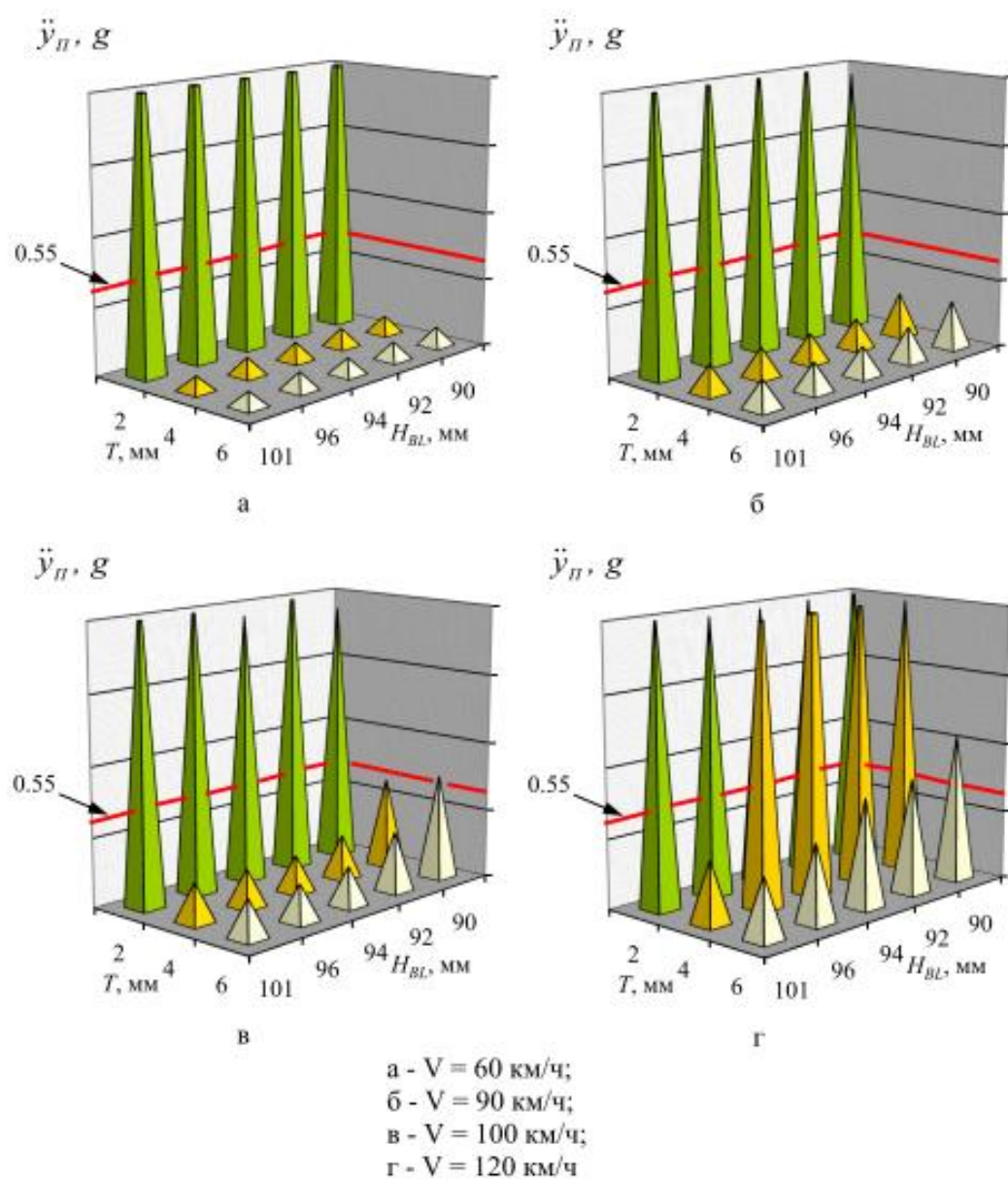


Рис. 2.53. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{bl} блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и изношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами

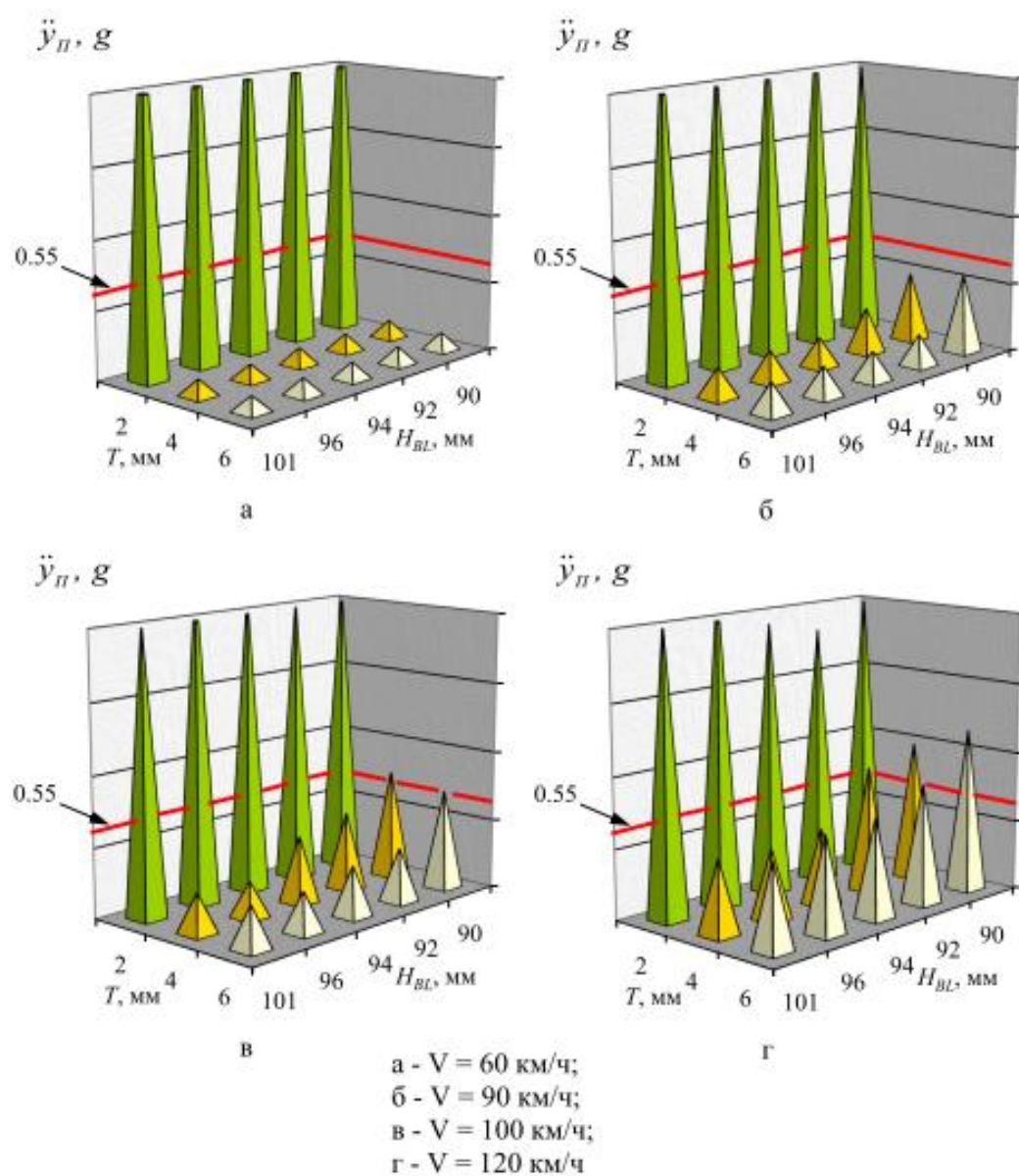


Рис. 2.54. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{BL} блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и изношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

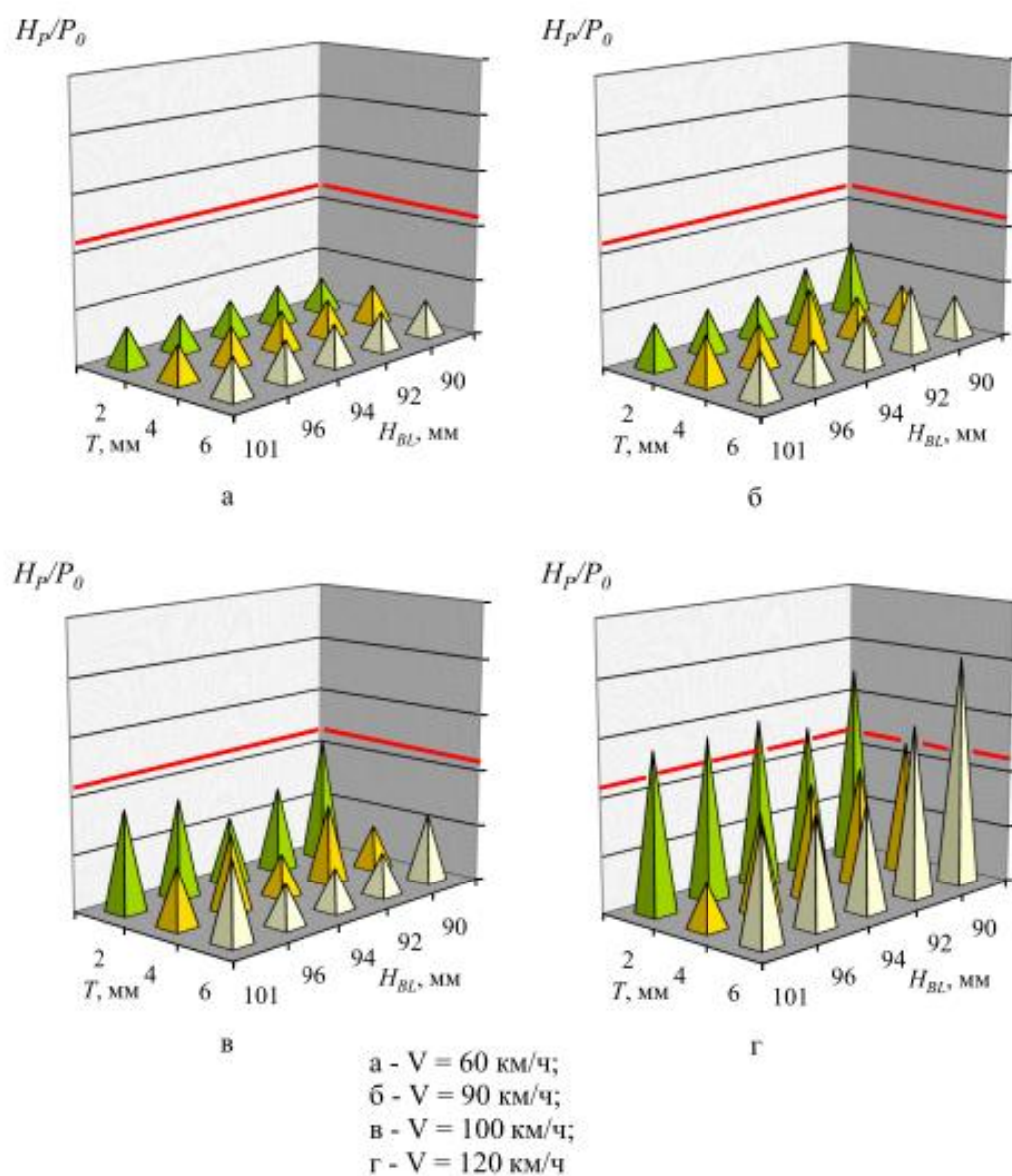


Рис. 2.55. Зависимости максимальных значений рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{BL} блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами

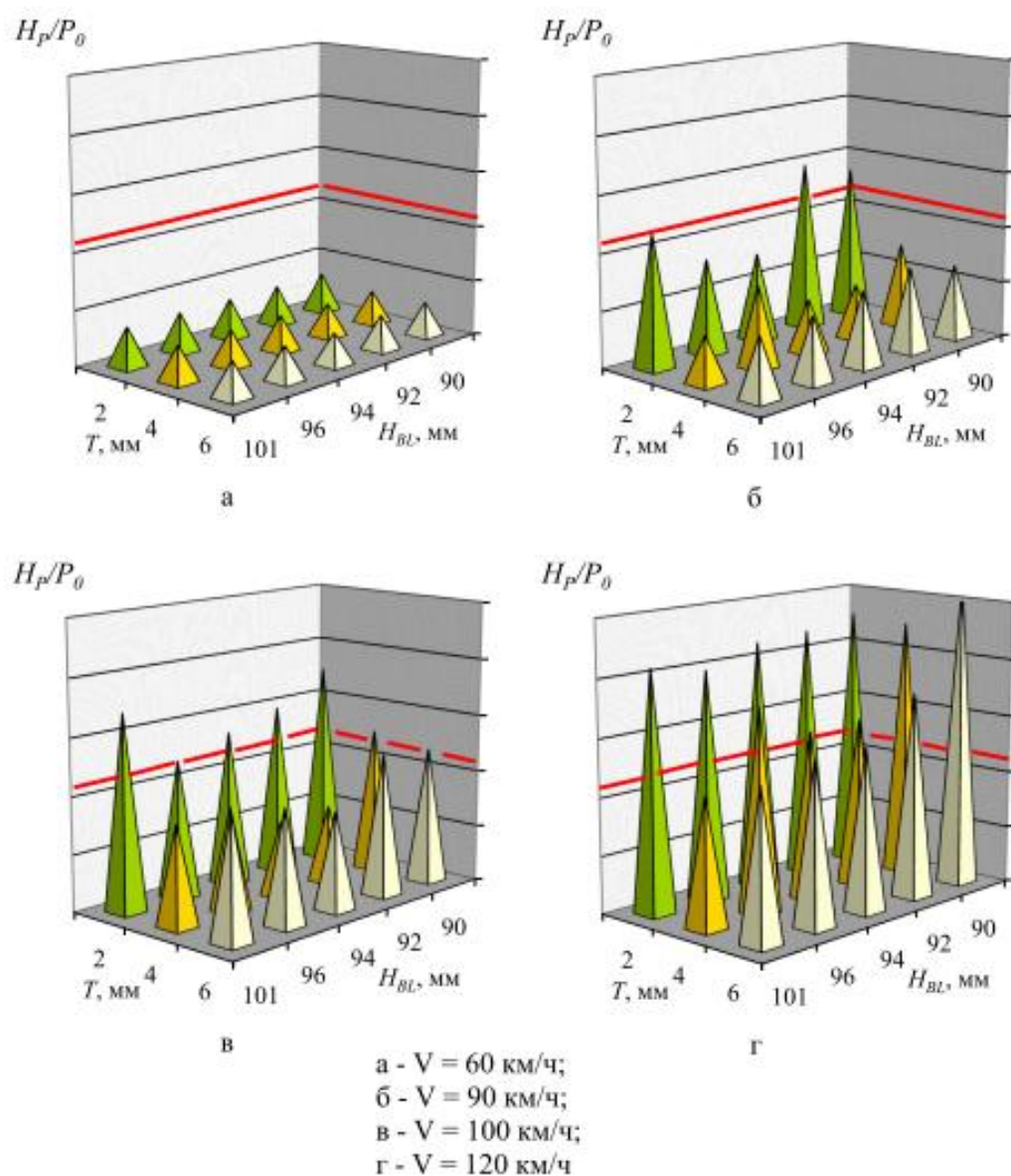


Рис. 2.56. Зависимости максимальных значений рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{BL} блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и неизношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

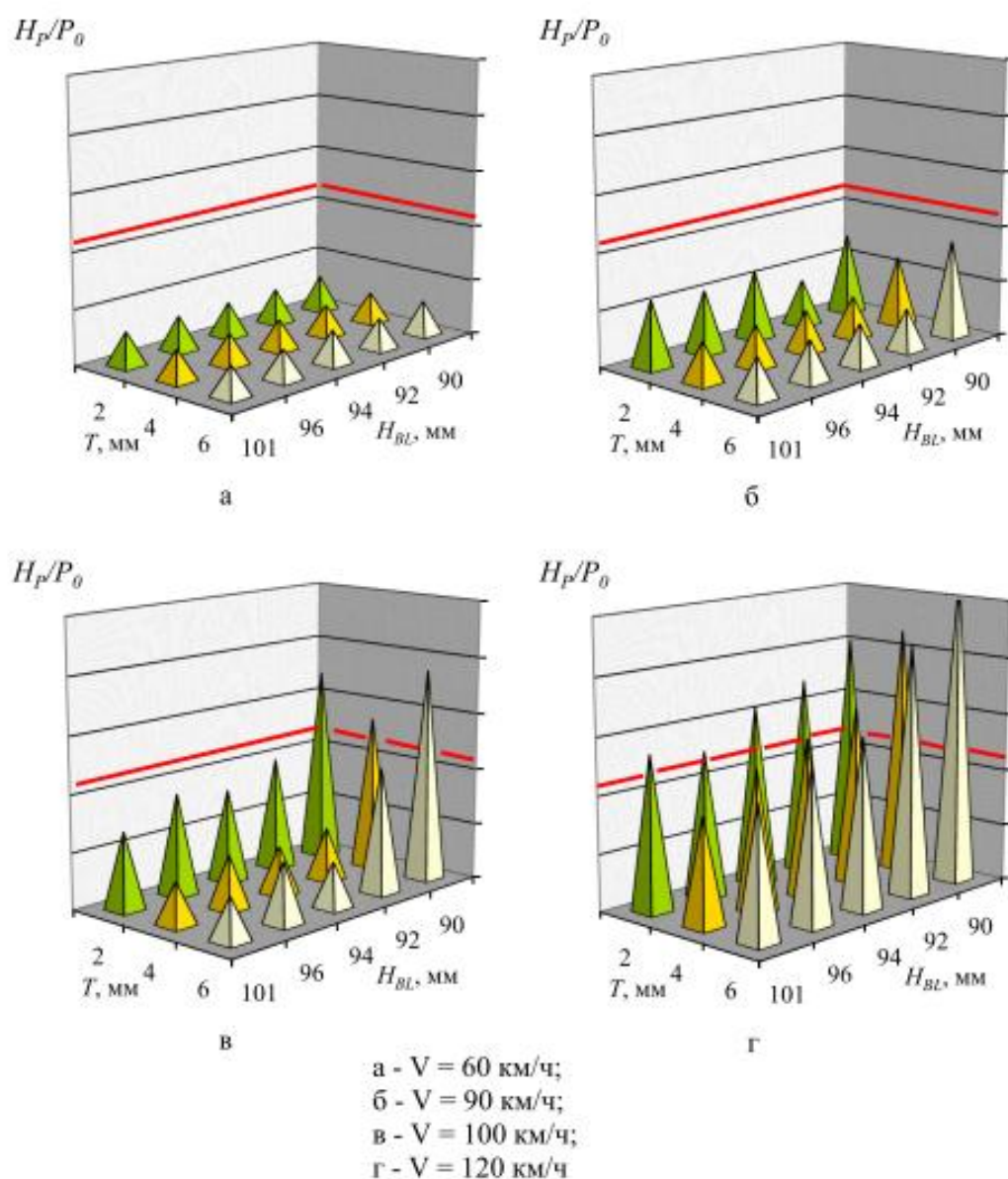


Рис. 2.57. Зависимости максимальных значений рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{bl} блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и изношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с неизношенными рельсами

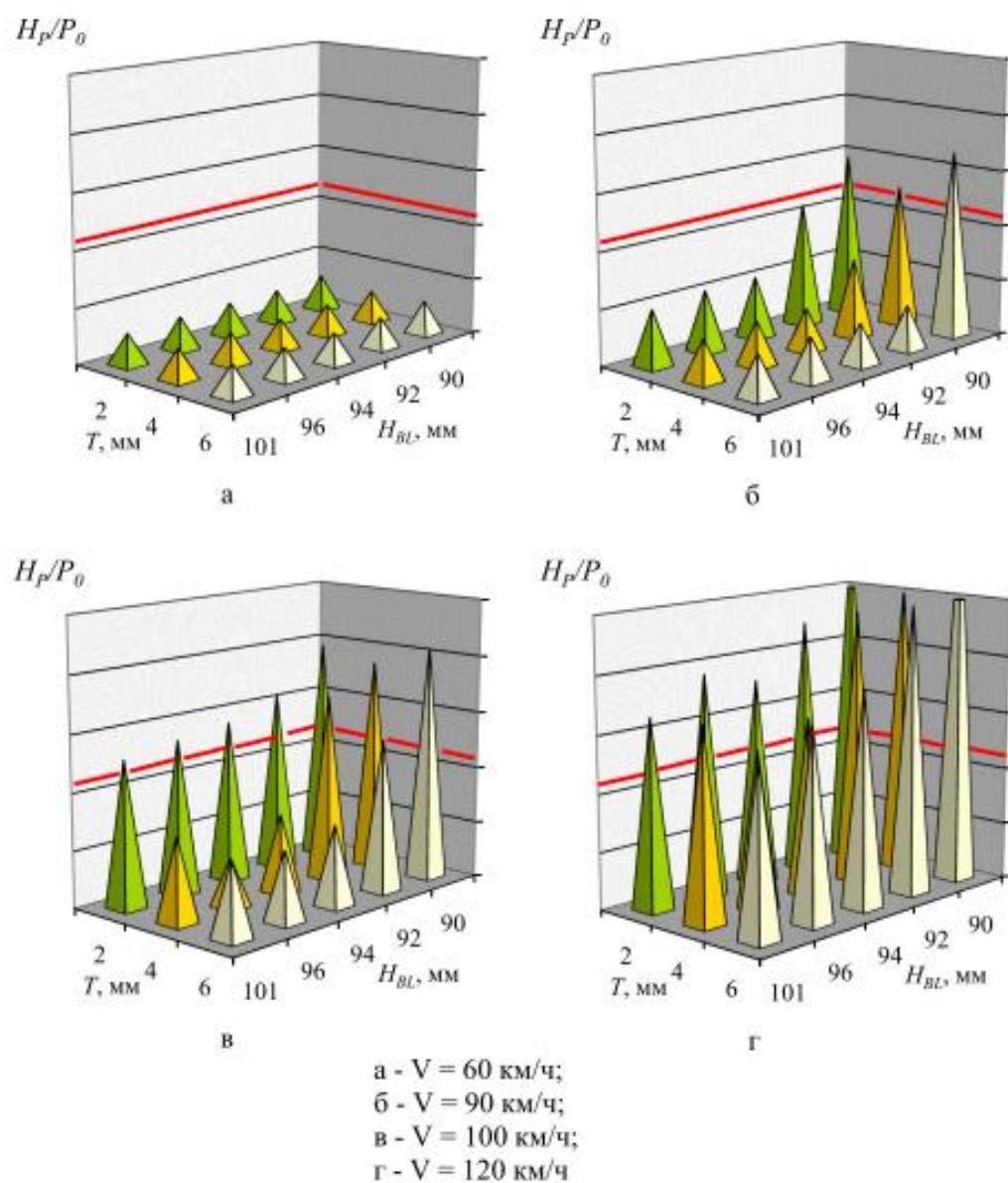


Рис. 2.58. Зависимости максимальных значений рамных сил H_p в долях статической нагрузки P_0 от толщины T прокладок в пятниковых узлах и высоты H_{BL} блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V порожнего полувагона с модернизированными тележками и изношенными колесами по прямым участкам пути "хорошего" состояния с изношенными рельсами

Дело в том, что уменьшение толщины прокладок в подпятниках увеличивает предварительное нагружение скользунов и снижает их ход до контакта с роликом: от 7 мм при $T = 6$ мм до 3 мм при $T = 2$ мм. Поэтому если прокладки тонкие, то при боковых колебаниях кузова относительно тележек происходит частый контакт износостойкой планки с роликом, что ужесточает связь кузова с тележками и повышает вибронагруженность пятникового узла.

В меньшей мере уменьшение толщины прокладок сказывается на рамных силах, которые измеряются ближе к колесным парам и существенно зависят от износа колес и рельсов (т.е. критической скорости движения вагонов) и остаточной высоты упругих блоков в скользунах.

Из проведенного анализа результатов расчетов движения порожних полувагонов можно заключить, что ограничение $T \geq 4$ мм, установленное в Инструкции [53], изменений не требует.

Сделанный вывод подтверждается при анализе результатов, полученных для груженых полувагонов с КМТ. Зависимости динамических показателей вагонов, движущихся по пути «хорошего» состояния, при $T = 2$ мм показаны на рис. 2.59, 2.60, при $T = 4$ мм – на рис. 2.61, 2.62, при $T = 6$ мм – на рис. 2.39, 2.42. Задавались два варианта контактной пары «колесо – рельс» – неизношенная и изношенная.

Как видно, если прокладки в подпятниках тонкие, то при всех рассмотренных остаточных высотах упругих блоков и скоростях движения ускорения пятников $\ddot{y}_n$ значительно превышают допустимое значение. Как и для порожних полувагонов, рамные силы H_p груженых меньше зависят от толщины прокладок и определяются в основном состоянием контактной пары и высотой упругих блоков.

Таким образом, допустимое минимальное значение толщины прокладок в пятниковых узлах $T = 4$ мм установлено корректно для вагонов с КМТ.

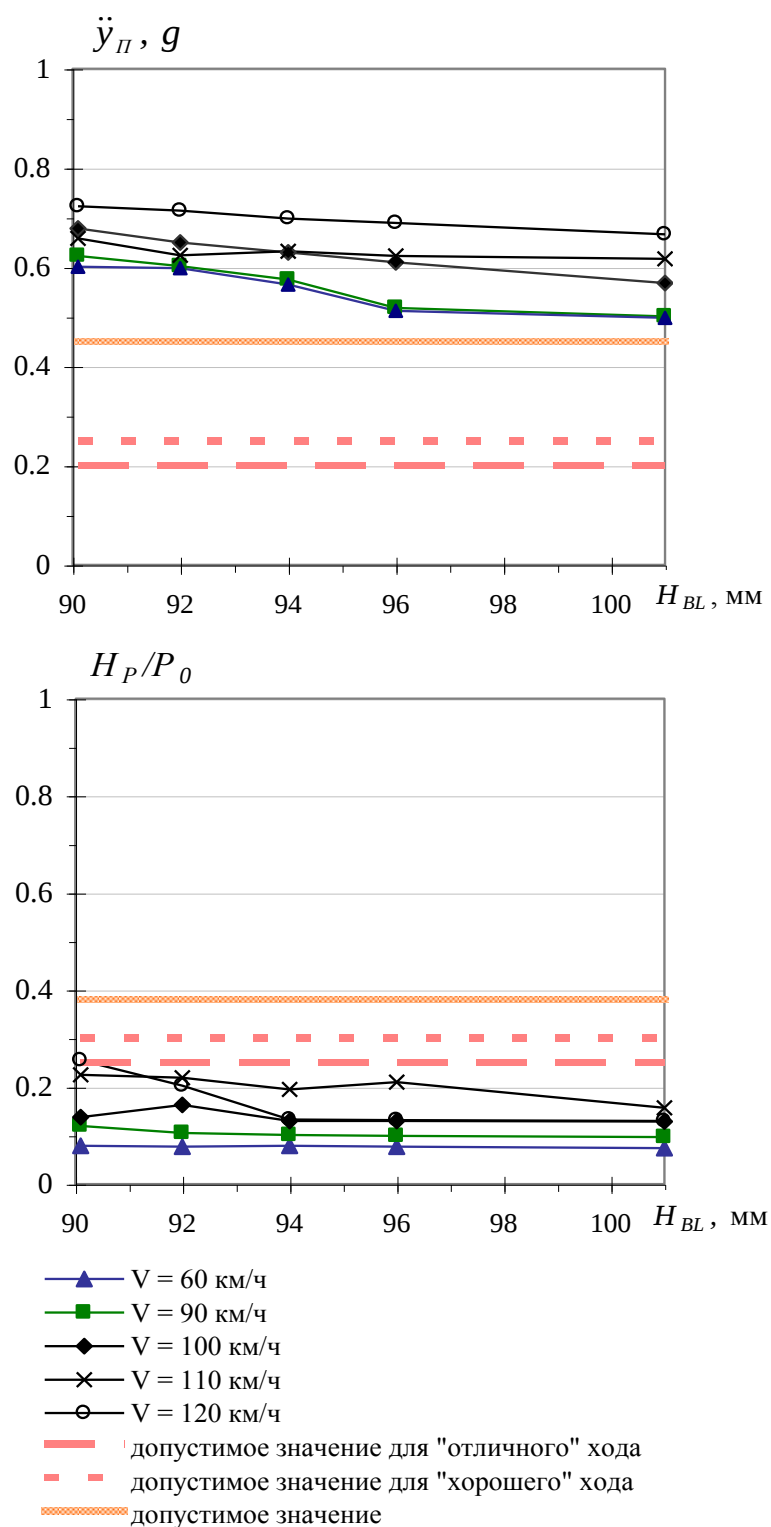


Рис. 2.59. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12C при движении с различными скоростями V груженого полувагона с модернизированными тележками и неизношенными колесами по прямым участкам пути «хорошего» состояния с неизношенными рельсами (толщина прокладки в подпятниковых узлах 2 мм)

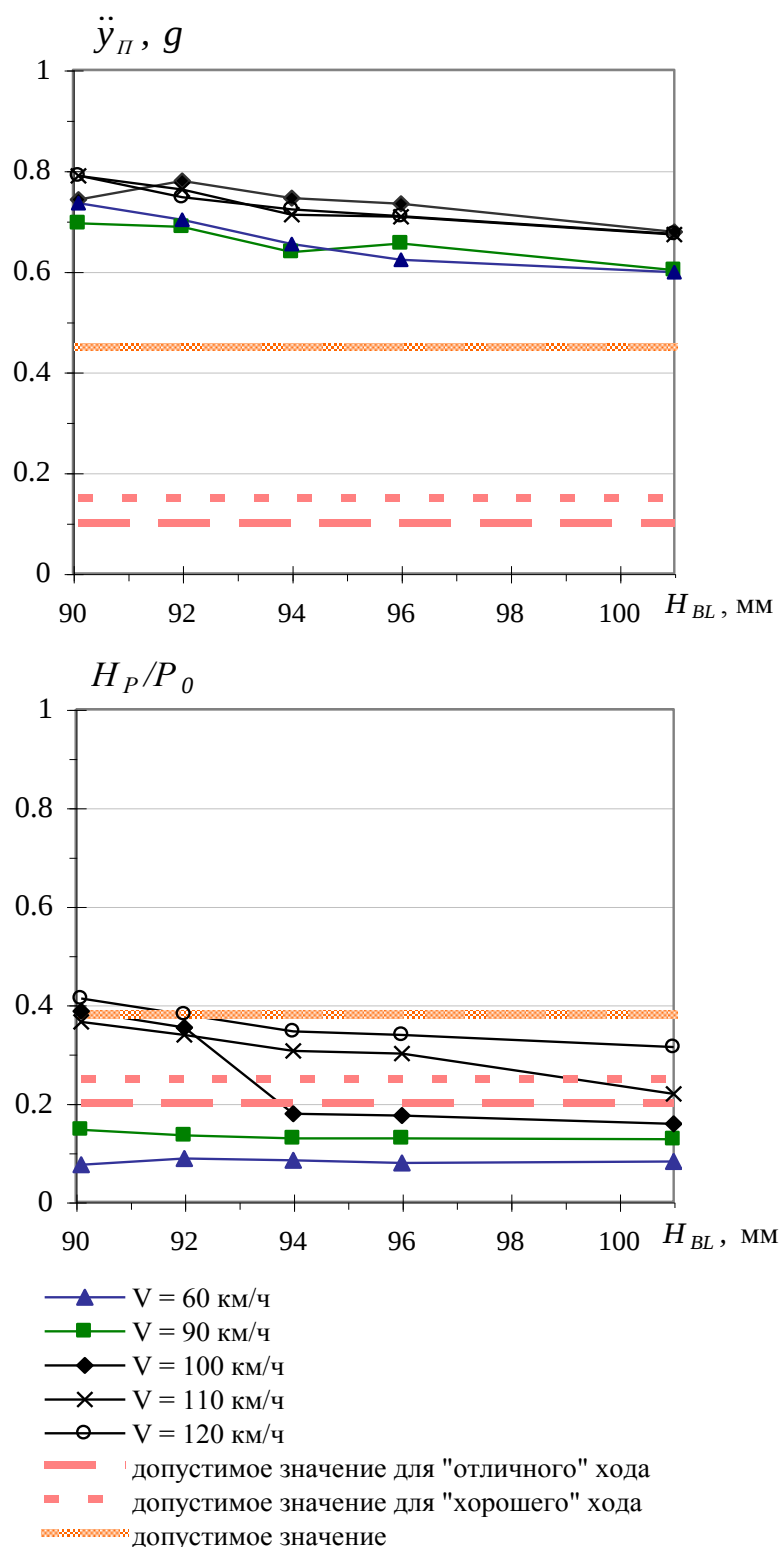


Рис. 2.60. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V груженого полувагона с модернизированными тележками и изношенными колесами по прямым участкам пути «хорошего» состояния с изношенными рельсами (толщина прокладки в подпятниковых узлах 2 мм)

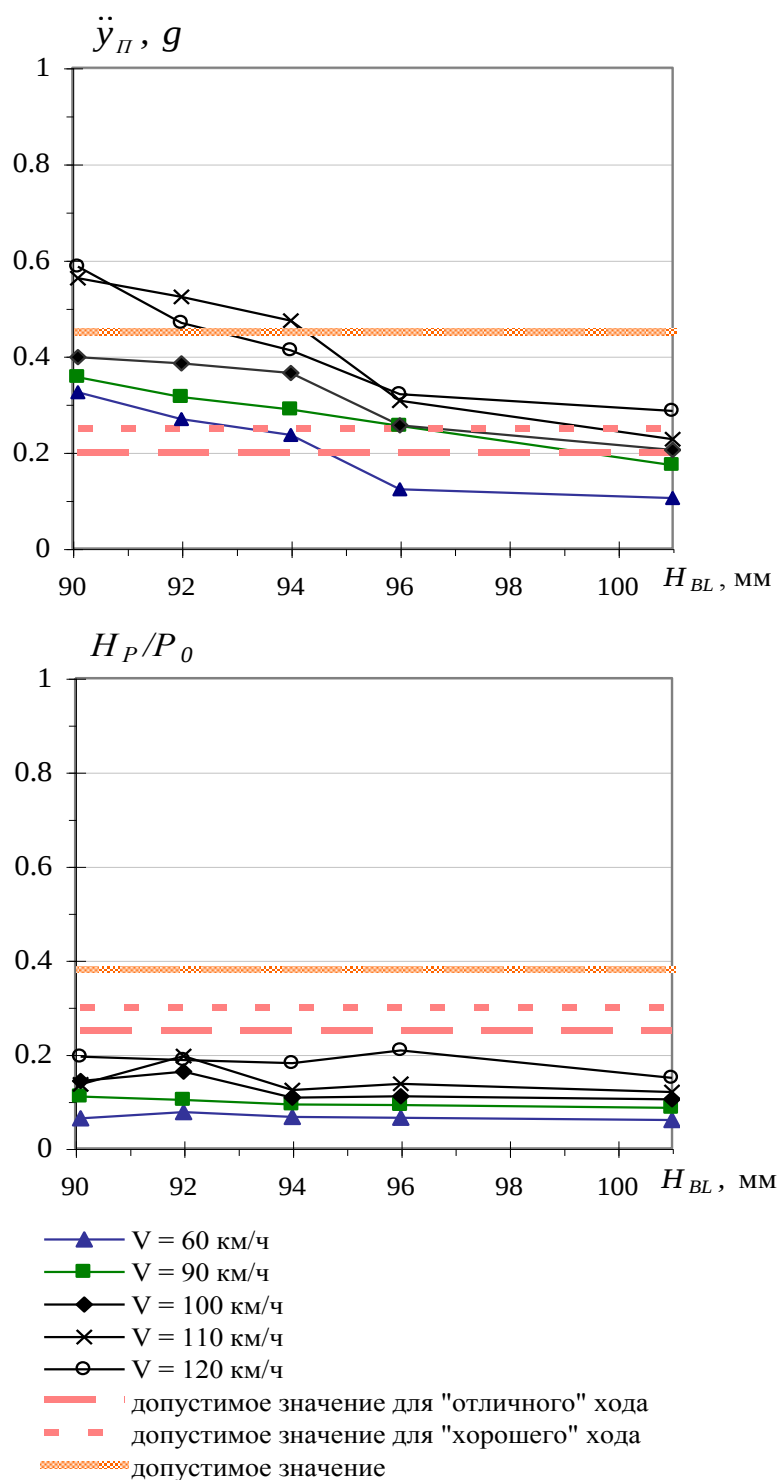


Рис. 2.61. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V груженого полувагона с модернизированными тележками и неизношенными колесами по прямым участкам пути «хорошего» состояния с неизношенными рельсами (толщина прокладки в подпятниковых узлах 4 мм)

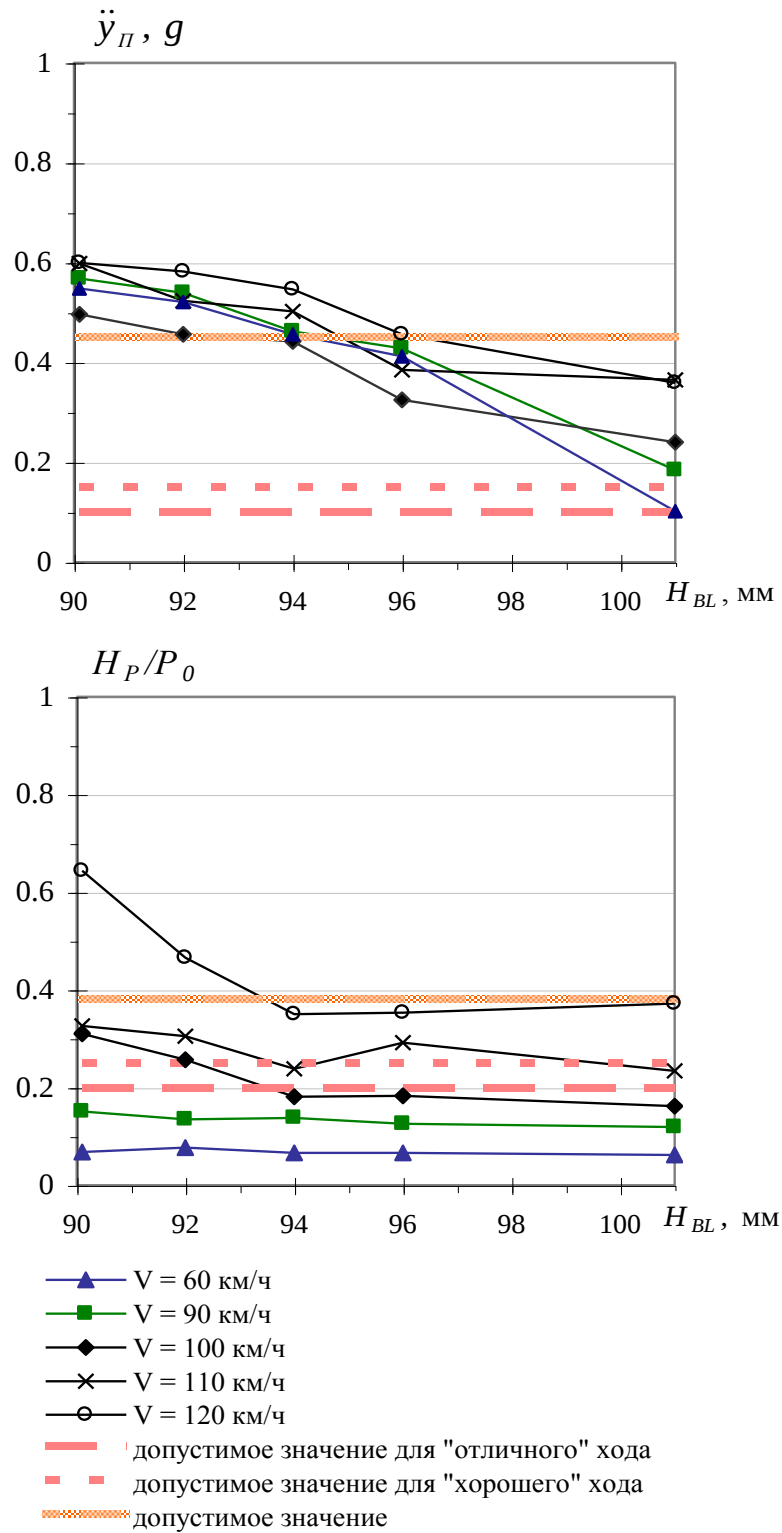


Рис. 2.62. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений $\ddot{y}_n$ пятников кузова и рамных сил H_P в долях статической нагрузки P_0 от высоты блоков RB-27 в скользунах ISB-12С при движении с различными скоростями V груженого полувагона с модернизированными тележками и изношенными колесами по прямым участкам пути «хорошего» состояния с изношенными рельсами (толщина прокладки в подпятниковых узлах 4 мм)

2.7. Разработка предложений по изменению системы плановых ремонтов вагонов с комплексно модернизированными тележками

При проведении комплексной модернизации тележек грузовых вагонов изменению подлежат наиболее изнашиваемые части тележки. Ресурс модернизированных узлов и деталей в разы превышает ресурс их типовых аналогов. Однако вся система плановых ремонтов, устоявшаяся за десятилетия при неизменности конструкции тележки, требует пересмотра с позиции введения в серийную эксплуатацию новых или модернизированных моделей тележек.

Пока неизменными остались нормы межремонтного пробега, нормы материало- и трудозатрат на проведение ремонта и др. Такой подход ставит под сомнение экономическую целесообразность эксплуатации новых тележек. В данном подразделе предлагаются основные принципы изменения существующей системы плановых ремонтов, которые позволят учесть особенности комплексно модернизированных тележек.

На сегодняшний день для большинства типов полувагонов установлены следующие межремонтные сроки: после капитального ремонта – 2 года или 110 тыс. км, после капитально-восстановительного ремонта – 3 года или 160 тыс. км, после деповского ремонта – 2 года или 110 тыс. км. Однако анализ состояния комплексно модернизированных тележек после таких пробегов показывает возможность увеличения данных сроков и величин пробега. Ресурс металлических элементов фрикционной системы гашения колебаний составит 1 млн. км или 10 лет. Уретановые накладки на клинья требуют замены каждые 300 тыс. км или 6 лет эксплуатации (что наступит скорее). Упругие блоки скользунов требуют замены каждые 6 лет или 350 тыс. км, а колпачки скользунов – 1 млн. км. Полиуретановая прокладка в пятниковом узле служит 350 тыс. км, ремонт пятникового узла необходим через 700 тыс. км пробега.

Таким образом, с позиции ресурса элементов модернизации, надрессорных балок и пятниковых узлов целесообразным можно считать межремонтный пробег 350 тыс. км или 6 лет. При этом подлежат замене все полиуретановые элементы тележки. Замена металлических элементов при необходимости должна производиться при капитальном ремонте вагона.

Однако такие нормы междеповского ремонта на сегодняшний день неосуществимы, так как другие важные узлы вагона не имеют такой ресурс как элементы комплексной модернизации.

Проблемным местом тележки 18-100, как с комплексной модернизацией, так и без нее является тормозная система. На рис. 2.63 показан внешний вид поверхности катания одного из колес тележки, модернизированной по проекту С 03.04 в Казахстане.



Рис. 2.63. Поверхность катания колеса с ползунами

Хотя толщина гребня этого колеса (см. рис. 2.63) позволяет ему эксплуатироваться еще значительное время, большое количество ползунов на поверхности катания приводит к необходимости его переточки. Эта проблема возникает в том числе вследствие неправильной работы тормозной системы во время торможения, которая приводит к заклиниванию колесной пары. Как показывает практика, значительная часть ползунов малой глубины со временем «закатываются», однако на колесах преимущественно с

повышенной твердостью обода ползуны приводят к появлению выщербин и разрушению поверхности катания.

Неравномерный по высоте отвод тормозных колодок от поверхности колеса приводит к локальному перегреву металла в зоне контакта и становится причиной кольцевых выработок на колесе (см. рис. 2.64) и появлению термических трещин и выщербин по окружности катания (см. рис. 2.65).



Рис. 2.64. Кольцевая выработка по окружности колеса



Рис. 2.65. Выщербины по окружности колеса

Вторым проблемным местом типового полувагона является кузов. Снижение качества металла, лакокрасочного покрытия приводит к усиленной коррозии

кузова уже через 4-5 лет эксплуатации (см. рис. 2.66). Кроме того, методы погрузки и разгрузки грузов вызывают значительные разрушения кузова через 1-2 года после постройки или капитального ремонта (см. рис. 2.67).



Рис. 2.66. Коррозия кузова полувагона



Рис. 2.67 – Разрушения кузова вагона

Вышеописанные особенности существующего положения дел делают невозможным увеличение в настоящее время межремонтного пробега больше 160 тыс. км, так как это приведет к значительному ухудшению состояния кузовов вагонов и увеличению числа переточек колесных пар. Решение же описанных двух проблем позволит значительно улучшить

состояние парка грузовых вагонов и даст возможность в перспективе перейти к увеличенным межремонтным пробегам.

2.8. Об измерении вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов

Как известно, проведение динамических испытаний позволяет за сравнительно малый промежуток времени определить многие динамические, прочностные и эксплуатационные качества вагона. По результатам, полученным во время эксперимента, делаются выводы о качестве спроектированного или модернизированного образца. Поэтому методы измерений поведения конструкции во время испытаний должны обеспечивать достаточную точность и достоверность результатов.

Опыт проведения испытаний грузового подвижного состава по определению его динамических качеств показывает, что наибольшие трудности связаны с измерениями вертикальных сил, особенно порожнего грузового подвижного состава. Эти силы, как правило, находятся непрямым путем по измерениям деформаций боковин тележек в определенных точках. При этом основной проблемой измерений является исключение влияния на них действия продольных и поперечных сил.

Для измерения сил (вертикальных, горизонтальных), действующих в системе вагон-путь, в Нормах [57] указаны конкретные места наклейки датчиков и схемы их соединения в цепи. При измерении вертикальных сил наиболее широко используют две основные схемы наклейки тензорезисторов. Первая схема состоит из двух датчиков, ориентированных Т-образно или крестообразно относительно друг друга и наклеенных вдоль боковины в верхней её плоскости над буксовым проемом. Вторая схема состоит из четырех датчиков, наклеенных вдоль боковины в вертикальном поперечном сечении, проходящем через буксовый проем.

Стандартная схема измерения вертикальных сил не позволяет в достаточной степени исключить влияние поперечных и продольных сил, которые особенно сказываются при испытаниях порожних грузовых вагонов. Проведенные исследования показали, что при наборе скорости, торможении и при движении в кривых величина деформаций, вызванных действием продольных сил, достигает 50% и более от значения деформаций, вызываемых действием вертикальных сил. Применение скользунов постоянного контакта увеличивает уровень продольных сил настолько, что значительные погрешности измерений вертикальных сил наблюдаются не только в кривых, но и на прямых участках пути.

Это привело к необходимости проведения работ по более детальному исследованию деформаций, возникающих в боковой раме тележки под действием различных сил. Их результатом стала предлагаемая схема измерения вертикальных сил, позволяющая значительно снизить влияние на их запись указанных выше факторов.

Для решения поставленной задачи использовано программное обеспечение параметрического построения моделей твердых тел [58].

Модель боковой рамы тележки грузового вагона (рис. 2.68) создавалась в соответствии с конструкторской документацией. При создании модели в ее конструкции допущены некоторые упрощения в тех частях, которые не влияют на решение поставленной задачи. Отдельно смоделированы два тела, исполняющие роль опор. Их базовые размеры соответствуют размерам стандартной буксы. Коэффициент трения в местах контакта опор и боковой рамы принят равным 0,3. Буксы закреплены с возможностью поворота вокруг осей отверстий и неподвижно по остальным осям. Суммарный зазор между вертикальными гранями опоры и буксового проема боковой рамы равен 10 мм. Таким образом, рассматриваемая система состоит из боковой рамы, которая опирается на две опоры, имитирующие буксы.

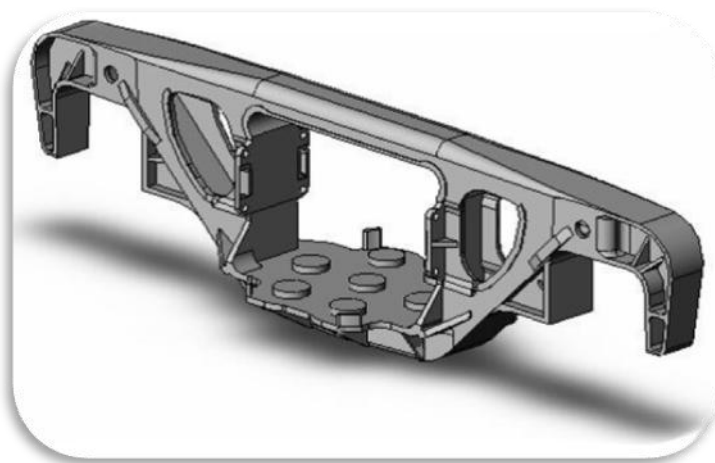


Рис. 2.68. Модель боковой рамы тележки

Для определения деформаций, возникающих при действии отдельно вертикальных сил, отдельно продольных сил, совместного действия вертикальных и продольных сил и увеличенной вертикальной силы на одной из опор, использованы разные схемы сил, действующих на боковую раму (табл. 2.1.).

Схема 1 имитирует действие вертикальных сил и сил со стороны клиньев на вертикальные грани боковой рамы. Вертикальные силы прикладываются к семи приливам, расположенным на поддоне боковой рамы.

Схема 2 имитирует действие продольных сил, возникающих в режиме торможения или набора скорости. Сила F_3 , приложенная к грани боковой рамы, вызывает реакции в местах вертикального контакта опор и боковой рамы.

В схеме 3 учитывается совместное действие вертикальных и продольных сил. Получена она в результате одновременного приложения сил из схемы 1 и схемы 2.

Схема 4 имитирует увеличение вертикальной силы в одной опоре и неизменную силу реакции в другой. Данная схема используется для оценки влияния вертикальной силы от первой колесной пары на деформации боковины вблизи второй колесной пары.

Таблица 2.1. Варианты схем приложения сил

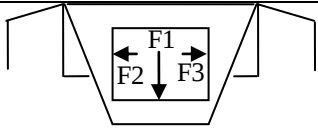
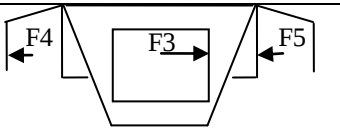
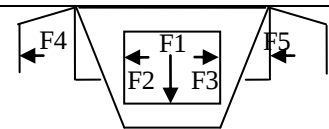
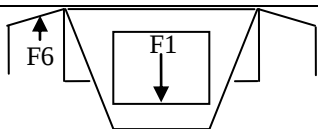
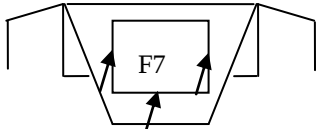
	Схема приложения сил	Обозначение	Сила, кН
Схема 1		F1	180
		F2	18
		F3	18
Схема 2		F3	20
		F4	10
		F5	10
Схема 3		F1	180
		F2	18
		F3	38
		F4	10
		F5	10
Схема 4		F1	180
		F6	50
Схема 5		F7	20

Схема 5 имитирует воздействие рамной силы и используется для учета влияния рамной силы на измерение вертикальной.

Ввиду несимметричности действия продольных сил введем обозначения сторон боковины относительно её поперечной плоскости симметрии. Сторону приложения продольной силы F4 назовем «левой», а противоположную ей – «правой».

Напряженно - деформированное состояние модели боковины рассчитано с помощью метода конечных элементов.

В результате анализа деформированных состояний, возникающих от действия различных схем сил, была выбрана область боковины, в пределах

которой деформации от действия продольных сил значительно меньше деформаций от сил вертикальных. Это область 1, приведенная на рис. 2.69.

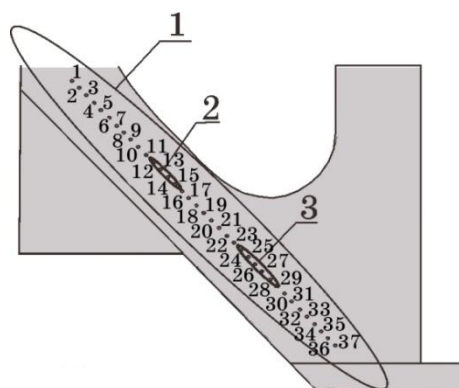


Рис. 2.69. Анализируемые области боковой рамы

На этом же рисунке отмечены и пронумерованы точки, в которых определялись значения деформации в направлении линии, образованной этими точками.

В результате анализа деформаций, вызванных отдельно продольными и отдельно вертикальными силами в тех же точках, оказалось, что наименьшее соотношение деформаций от действия отдельно продольных и отдельно вертикальных сил наблюдается на участке между точками 12 – 15 (область 2 на рис. 2.69), а также 24 – 29 (область 3 на рис. 2.69). Деформации от действия продольных сил составляют 1% для левой стороны и 3% для правой относительно величины деформаций, вызванных действием вертикальных сил. Увеличение вертикальной силы с левой стороны на 45% привело к увеличению деформаций с правой стороны на участках 12–15 и 24–29 до 5%.

Таким образом, наиболее подходящими для наклейки тензодатчиков оказались области 2 и 3 (см. рис. 2.69).

На рис. 2.70 показаны рекомендуемые места установки датчиков (отмечены черными прямоугольниками с указанием местоположения).

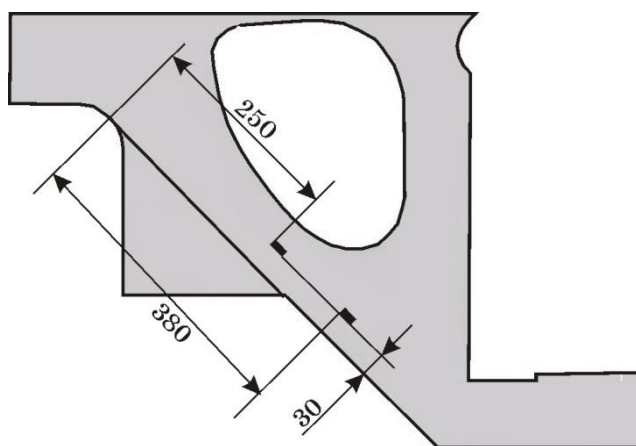


Рис. 2.70. Предлагаемые места наклейки датчиков

Для компенсации деформаций, возникающих при поперечном изгибе боковины, датчики рекомендуется наклеивать с двух сторон боковины под углом 45° к горизонту. После включения двух датчиков в одну ветвь мостика Уитстона сигналы, пропорциональные деформациям от вертикальных сил, будут суммироваться, а деформации от поперечных сил вычитаться и компенсировать друг друга. По результатам вычислений деформаций при действии рамной силы (по схеме 5 табл. 2.1) их величина с учетом включения двух датчиков в разные ветви измерительного моста не должна превышать 12% деформаций, вызванных действием вертикальных сил.

Предлагаемая схема измерения вертикальных сил апробировалана при проведении ходовых динамических испытаний хоппера-цементовоза с комплексно модернизированными тележками, которые проводились ОНИЛ ДГШС ДИИТа на Приднепровской ж. д. в сентябре 2007 г [7] и УкрНИИВом в 2011г.

Кроме стандартной схемы измерения вертикальных сил (измеренные процессы V311 и V312) для набегающей оси испытываемого вагона была собрана новая измерительная схема (процессы P1 и P2). Горизонтальная поперечная сила (H31) измерялась по стандартной схеме согласно [59]. По замеренным двумя способами значениям вычислялись коэффициенты запаса устойчивости от схода с рельсов – соответственно KU1 и KUP1.

Для примера усредненные результаты вертикальной и горизонтальной тарировки вертикальных сил, измеренных лабораторией ДИИТа с помощью стандартной и предлагаемой измерительных схем, а также поперечной силы приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Результаты тарировки вертикальных и поперечной сил

Процесс	Вертикальная сила 15,3 кН	Поперечная сила 29,0 кН	Продольная, экстренное торможение
V311	0,846 В	0,175 В	-0,427 В
V312	0,818 В	0,231 В	-0,722 В
P1	0,303 В	0,067 В	-0,025 В
P2	0,318 В	0,137 В	-0,059 В
H31	-0,016 В	1,79 В	0,051 В

Из приведенных в табл. 2.2 результатов измерений видно, что предлагаемая измерительная схема по сравнению со стандартной схемой в одинаковой мере менее чувствительна к действию вертикальных и поперечных сил. В то же время по отношению к действию продольных сил она менее чувствительна (более чем в 10 раз). Следует обратить внимание, что вертикальные и продольные силы практически не оказывают влияния на поперечную (рамную) силу.

Результаты статистической обработки с доверительной вероятностью 0.95 вертикальных сил, записанных при помощи стандартной и предлагаемой схем измерения, при движении опытного вагона по прямым участкам пути приведены на рис. 2.71. Были получены также законы распределения коэффициентов запаса устойчивости от схода с рельсов KU1 и KUP1, которые приведены на рис. 2.72 из которого видно, что процесс KUP1 более узкополосный чем KU1, что существенно при определении минимального

коэффициента запаса устойчивости. Кроме того, процесс KUP1 ближе к нормальному закону распределения, чем процесс KU1.

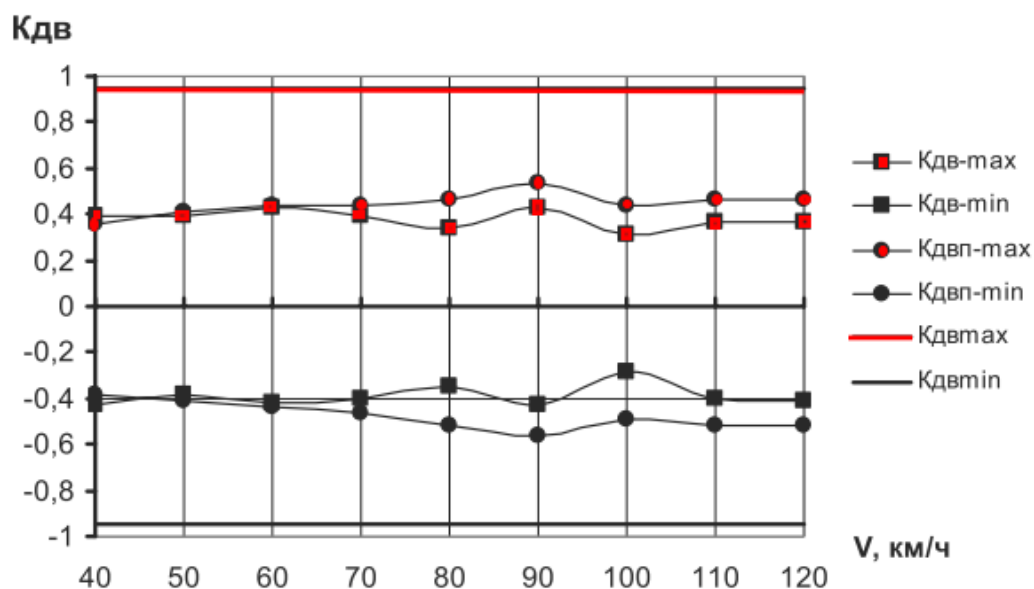


Рис. 2.71. Зависимости Кдв и Кдвп рамы боковины со стороны левого колеса ведущей колесной пары от скорости движения хоппера-цементовоза.

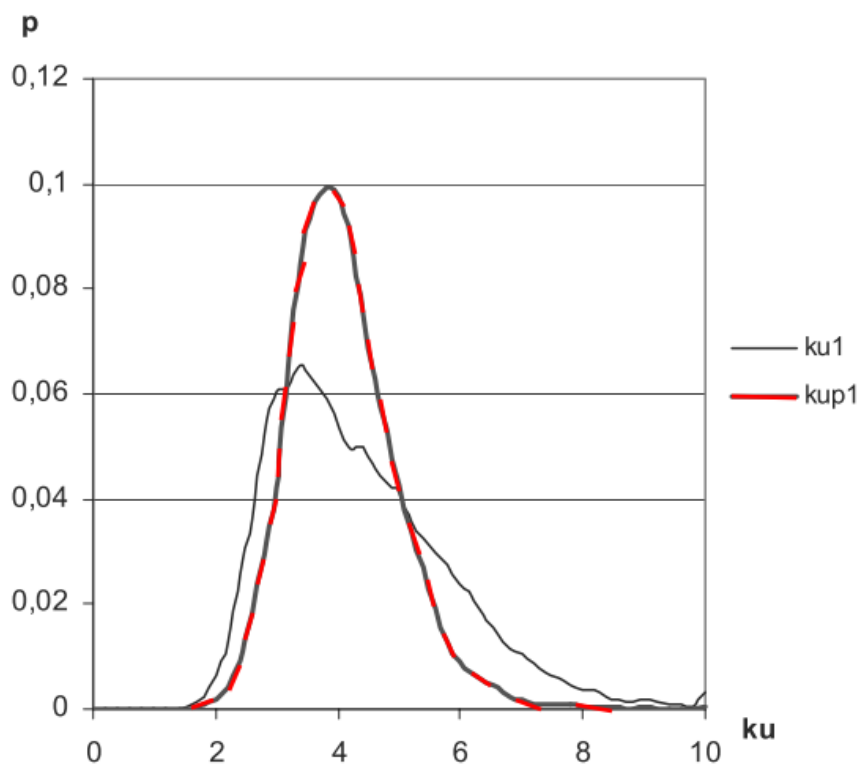


Рис. 2.72. Законы распределения коэффициентов запаса устойчивости KU1 и KUP1 для набегавшей оси при движении вагона-хоппера по прямой со скоростью 120 км/ч

На основании анализа результатов статистической обработки измеренных вертикальных и горизонтальных сил, а также полученных расчетным путем коэффициентов запаса устойчивости от схода с рельсов можно сделать следующие выводы:

- 1) при измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов с помощью стандартной измерительной схемы коэффициенты вертикальной динамики получаются завышенными, а коэффициенты запаса устойчивости вагона – заниженными. Особенно это проявляется при испытаниях порожних грузовых вагонов;
- 2) измерение вертикальных сил с помощью предлагаемой измерительной схемы позволяет более достоверно оценивать динамические качества грузовых вагонов, а также делать более обоснованные заключения о допускаемых скоростях и безопасности движения грузового подвижного состава на железных дорогах Украины и стран СНГ.

К недостаткам предложенной измерительной схемы следует отнести меньшую ее чувствительность к вертикальным силам, по сравнению со стандартной схемой.

2.9. Разработка предложений по внесению изменений в нормативно-техническую документацию тележек грузовых вагонов

На сегодняшний день на железных дорогах Украины эксплуатируется уже значительное количество полувагонов с комплексно модернизированными тележками. Так как в этих тележках применяется ряд принципиально новых для украинских железных дорог устройств и материалов, потребовалась разработка рациональных норм и требований по их ремонту и обслуживанию.

В связи с этим сотрудниками ИТМ НАНУ и НКАУ и Проектно-конструкторским техническим бюро ЦВ УЗ при активном участии автора диссертации были разработаны:

- Технические условия «Тележки двухосные модели 18-100. Комплексная модернизация с установкой элементов компании "A. Stucki" и колесных пар с нелинейным профилем колес ИТМ-73» ТУ У 35.2 – 01124454 – 028 -2004 [52];

- «Инструкция по комплексной модернизации тележек грузовых вагонов с использованием элементов компании "A. Stucki" и колес с нелинейным профилем ИТМ-73. С03.04» [51];

- «Инструкция по деповскому ремонту и эксплуатации тележек грузовых вагонов модели 18-100, которые модернизированы с установкой элементов компании "A. Stucki" и колес с нелинейным профилем ИТМ-73. ЦВ-0083» [53].

Кроме того, внесены изменения в «Инструкцию по ремонту тележек грузовых вагонов. ЦВ-0015» [54].

Однако со временем выявлялись новые особенности эксплуатации вагонов с комплексно модернизированными тележками, что обуславливает необходимость внесения изменений в действующую нормативно-техническую документацию.

На сегодняшний день в Украине ведутся интенсивные работы по созданию новых моделей тележек. Причем эти модели тележек разработаны с использованием всех элементов комплексной модернизации, что несколько упрощает адаптацию действующей нормативно-технической документации для новых тележек. Межведомственной комиссией уже приняты три новые модели ходовых частей, а тележка модели 18-7020 запущена в серийное производство.

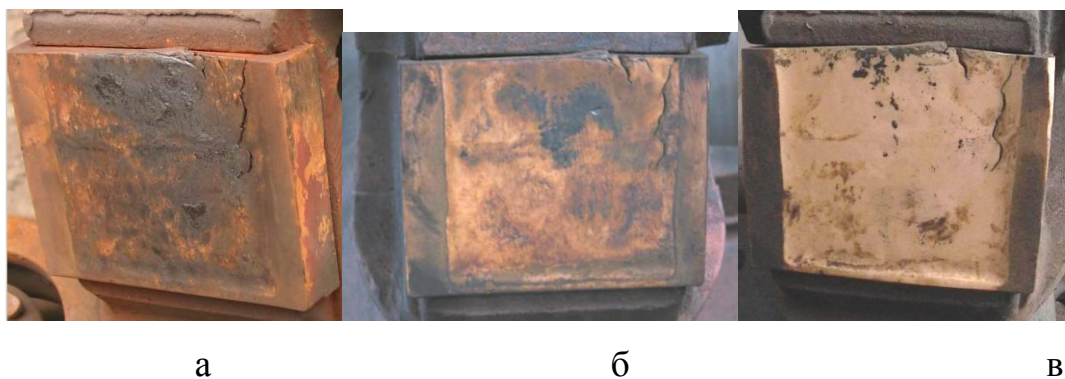
На основе анализа данных, накопленных при обследовании вагонов с комплексно модернизированными тележками, автором предложен для внесения в Инструкции ряд изменений, касающихся вопросов осмотра, ремонта и эксплуатации таких тележек [55].

2.9.1. Предложения по внесению изменений в Инструкцию по ремонту тележек грузовых вагонов ЦВ-0015

Так как «Инструкция по ремонту тележек грузовых вагонов» ЦВ-0015 [54] является основным руководящим документом для вагоноремонтных предприятий, то ее требования к ремонту должны наиболее полно учитывать особенности комплексно модернизированных тележек. Ниже приведены предложения по изменению некоторых ее пунктов.

В пункте 5.6 предлагается убрать из перечисления элементов тележки, подвергаемых модернизации, «..., рессорного комплекта,...», так как Инструкция С03.04 этого не предусматривает. Вместо него вставить «..., фрикционной системы гашения колебаний,...». В этом же пункте вместо «... и замену колесных пар.» вставить «... и замену профиля ободьев колесных пар на профиль ИТМ-73». Инструкция С03.04 предусматривает использование только оригинальных элементов модернизации, производства компании A.Stucki-Rail, поэтому в данном пункте предлагается указать модели элементов модернизации или номера их чертежей.

В конце пункта 8.4 предлагается добавить « ... а также трещин в полимерных элементах, параметры которых регламентируются действующей технической документацией.». На рис. 2.2 показаны трещины в уретановой накладке и изменение ее состояния с увеличением пробега от 103 тыс. км (см. рис. 2.73 а) до 191,4 тыс. км (рис. 2.73 б) и до 230 тыс. км (см. рис. 2.73в).



а – пробег 103000 км; б – пробег 109400 км; в – пробег 230000 км

Рис. 2.73. Трещины уретановой накладки

Как видно из представленного рисунка, незначительные трещины, сформировавшиеся в начальный период эксплуатации, с увеличением пробега не приводят к разрушению накладки.

На рис. 2.74 показаны упругие блоки скользунов с характерными трещинами. Такие трещины, как правило, образуются в первый год эксплуатации и остаются в таком состоянии на протяжении всего срока службы.



Рисунок 2.74. Трещины в упругих блоках скользунов

В таблице 8.1 предлагается добавить следующие строки:

Глубина подпятников, не более, мм	$37^{+1}_{-2}***$	$37^{+1}_{-2}***$
Равномерный износ наклонных поверхностей надрессорной балки, не более, мм	Не допускается ***	Не допускается***
Неравномерный износ наклонных поверхностей надрессорной балки, не более, мм	Не допускается ***	Не допускается ***
Износ плоскости трения колпака скользуна, не более, мм	1****	1****
Износ фрикционного клина: - вертикальной стенки, не более, мм - уретановой накладки, не более, мм	4 1,5*****	4 1,5*****

*** - для наддресорных балок тележек 18-7020 или модернизированных согласно Инструкции C03.04.

**** - для скользунов модели ISB-12C, CCB, CSB.

***** - для клиньев модели RFE-43.

Добавление данных строк позволяет учесть особенности эксплуатации элементов тележек 18-7020 и комплексно модернизированных тележек согласно Инструкции C03.04.

Пункт 8.13.7 предлагается следующим: «Упругие блоки RB-27 изготовлены из двух типов полиуретана, склеенных между собой на высоте 55-60 мм от основания. В месте соединения двух компонентов может появиться горизонтальная трещина или расслоение. Если глубина трещины в этом месте более 50 % от ширины блока, то блок необходимо заменить. При наличии в упругом блоке двух вертикальных трещин более 13 мм упругий блок необходимо заменить. Минимально допустимая высота одного блока составляет 93 мм, при условии, что средняя высота четырех блоков одной тележки будет не менее 94 мм.»

Такая формулировка учитывает способность блока выполнять возложенные на него функции при наличии повреждений, несущественно влияющих на его характеристики.

В пункте 8.13.8 последний абзац заменить на: «Разрывы, трещины, расслоения на углах и краях накладок не являются причиной для их замены. В случае, когда накладка разрушена, у нее оторвана часть на площади более 10% (150 мм²), ее толщина не отвечает требованиям шаблона – накладку следует заменить.» Данная замена вводится в связи с тем, что согласно опыту специалистов компании A.Stucki незначительные повреждения полиуретановых накладок в эксплуатации не приводят к ухудшению работы системы гашения колебаний в целом, а мелкие разрывы со временем не развиваются.

В пункте 9.6.1 в первом предложении третьего абзаца после слов «... фрикционные планки...» добавить: «(кроме фрикционных планок

тележек 18-7020 или модернизированных согласно Инструкции С03.04)». Такое добавление необходимо для предотвращения случаев ремонта элементов модернизации, так как все элементы компании A.Stucki не ремонтируются, а при выходе из строя или граничном износе подлежат замене на новые.

В таблице 10.1 предлагается убрать требования к высоте скользуна в свободном состоянии. Данный размер не регламентируется производителем и не представляет собой критерий для браковки или проверки состояния скользуна в целом или его отдельных частей.

В этой же таблице, в строке «Высота упругого блока - критерии граничного состояния»: размер 97 изменить на 93*, при этом указать в сноске * - «минимально допустимая величина одного блока на тележке, при условии, что средняя высота четырех блоков на тележке не менее 94 мм». В строке «Трещины и изломы упругого блока - критерии граничного состояния»: - «Дефект, нарушающий целостность» заменить на «Две и более трещины глубиной более 13 мм.**», при этом указать в сноске ** - «допускается наличие горизонтальной трещины до 37 мм в месте склейки полиуретана».

В пункте 18.7 размер 130^{+2}_{-1} заменить на 128^{+2}_{-1} , так как высота скользуна 130^{+2}_{-1} регламентируется при проведении комплексной модернизации тележек грузовых вагонов новыми элементами, а 128^{+2}_{-1} - при ремонте таких тележек, где используются те же элементы.

2.9.2. Предложения по внесению изменений в Инструкцию ЦВ-0083

Данная Инструкция определяет порядок проведения технического обслуживания и деповского ремонта, а также устанавливает нормы и требования, которым должны отвечать тележки, модернизированные элементами компании “A.Stucki” при выходе из ПТО и депо [2].

В 2006 году компанией “A.Stucki” в целях большей унификации проекта комплексной модернизации был предложен упругий блок модели RB-56 для использования его в скользунах модели ISB-12C. Этот упругий блок имеет увеличенный до 16 мм рабочий ход, и позволяет успешно использовать скользуны модели ISB-12C не только для полувагонов, но и для других типов грузовых вагонов с увеличенной базой. В 2006-2007 гг. были проведены динамические испытания универсальной и длиннобазной платформ, оборудованных скользунами с упругими блоками RB-56. Согласно результатам этих испытаний, использование упругих блоков RB-56 позволяет успешно использовать скользуны ISB-12C в вагонах с большой базой.

В рамках данной работы сотрудниками ИТМ НАНУ были проведены теоретические исследования по возможности использования скользунов ISB-12C с упругими блоками RB-56 в полувагонах. Согласно результатам проведенных исследований, применение скользунов с увеличенным рабочим ходом на полувагонах улучшает динамические показатели вагонов, особенно для порожнего режима движения.

Использование упругих блоков RB-56 в корпусах скользунов ISB-12C предусматривает уменьшение диаметра ролика скользуна с 76 мм до 69,8 мм. Инструкция ЦВ-0083 разрабатывалась без учета возможности использования упругих блоков RB-56 в корпусах скользунов ISB-12C. Ниже приведены предложения по изменению некоторых пунктов этой Инструкции, которые позволят учесть как использование блоков RB-56, так и некоторые другие особенности эксплуатации вагонов с комплексно модернизированными тележками.

В пункте 4.2 во втором абзаце после «...RB-27...» добавить «..., RB-56 или другие, предусмотренные фирмой-изготовителем.»

В подпункте 5.2.2 во второе предложение добавить «...(в случае использования упругих блоков RB-56 и ролика диаметром 69,8 мм этот зазор должен составлять 9-16 мм).». На практике можно легко выяснить какой

ролик используется в скользуне. Ролик диаметром 76 мм выступает над верхом корпуса скользуна на 7-8 мм, а ролик диаметром 69,8 мм – на 2-3 мм. Такая разница легко отличима даже без использования специального измерительного инструмента. На рисунке 2.75 показаны зазоры между роликом и износостойкой планкой для скользуна с упругими блоками RB-27 (справа) и RB-56 (слева).

В подпункте 5.4.1 предлагается убрать требование о стачивании на 2 мм нерабочей части универсального шаблона. Тщательное изучение конструкторской документации и чертежей универсальных шаблонов показало, что необходимость такой доработки присуща только ограниченной партии шаблонов, все экземпляры которой уже изъяты по причине истечения срока их службы.

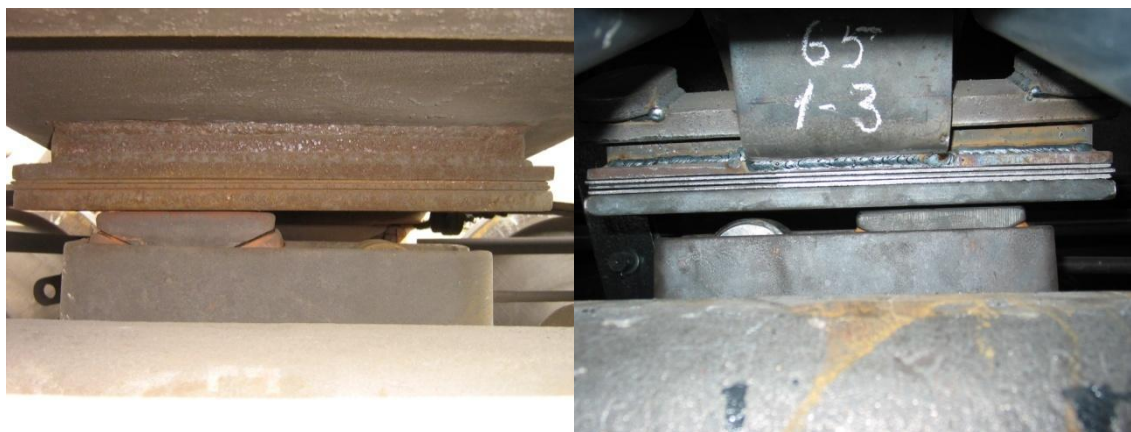


Рисунок 2.75. Зазоры между роликом и износостойкой планкой

Все универсальные шаблоны, используемые и выпускаемые на сегодняшний день, пригодны для измерения износа колес с профилем ИТМ-73 без каких-либо изменений.

В пункте 6.3.2 предлагается добавить «... В корпусе скользуна ISB-12С устанавливаются ролики диаметром 76 мм при использовании упругих блоков модели RB-27 или диаметром 69,8 мм при использовании упругих блоков RB-56. Модель упругого блока можно узнать из клейма на нем. Максимально допускаемый износ для обоих роликов составляет 2 мм, соответственно минимально допускаемые диаметры роликов составляют 74 и 67,8 мм. При достижении максимального износа ролик необходимо заменить.

В подпункте 6.3.4 предлагается заменить последнее предложение на следующее «...Минимально допустимая высота одного блока составляет 93 мм, при условии, что средняя высота четырех блоков одной тележки будет не менее 94 мм.». Также в данном подпункте предлагается добавить: **«Упругий блок RB-56.** Данная модель упругого блока выполнена моноблочной, из одного материала. Допускаются трещины и расслоения упругого блока глубиной не более 13 мм. Требования к высоте упругого блока те же, что и для блока RB-27.».

2.9.3. Предложения по внесению изменений в Инструкцию ЦВ-0043

Данная Инструкция предназначена для осмотрщика вагонов и устанавливает порядок технического обслуживания вагонов, технические требования к узлам и деталям вагонов.

Использование вагонов с комплексно модернизированными тележками и тележками модели 18-7020 предусматривает некоторые изменения в требованиях к узлам, подвергшимся модернизации. Ниже приведены предложения по изменению Инструкции ЦВ-0083, которые помогут учесть использование новых типов устройств в тележках грузовых вагонов.

В пункте 4.2.1 предлагается добавить: «Инструкцию по деповскому ремонту и эксплуатации тележек грузовых вагонов модели 18-100, которые модернизированы с установкой элементов компании “A.Stucki” и колес с нелинейным профилем ИТМ-73» ЦВ-0083.

В пункте 6.4.1 предлагается добавить:

- «- отсутствие элементов упруго-каткового скользуна;
- трещина или необычная деформация корпуса верхнего или нижнего скользуна;
- ослабление резьбового крепления износостойкой планки верхнего скользуна или корпуса нижнего скользуна;

- при проверке скользунов модели ISB-12C необходимо проверить тип используемого упругого элемента. При использовании упругого элемента RB-27 применяется ролик диаметром 76 мм, который выступает на 7-8 мм над верхом корпуса скользуна. При этом зазор между роликом и износостойкой планкой должен составлять 3-10 мм. Если используется упругий блок модели RB-56, то диаметр ролика составляет 69,8 мм, а зазор между роликом и износостойкой планкой должен составлять 9-16 мм. Если зазор выходит за эти пределы, проверить расстояние между верхней поверхностью опорной планки, на которой установлен корпус скользуна, и нижней поверхностью износостойкой планки верхнего скользуна с помощью «проходного-непроходного» шаблона для проверки высот скользунов;

- толщина видимой части верхней кромки уретановой накладки на клине менее 2 мм».

2.10. Выводы к разделу 2

В данном разделе приведены результаты разработки предложений по улучшению проекта комплексной модернизации тележек грузовых вагонов. Все предложения, описанные в этом разделе, сделаны на основании наблюдений за состоянием вагонов с комплексно модернизированными тележками в сети общей эксплуатации и в опытных маршрутах Роковатая – Ужгород – Кошице, и могут использоваться для дальнейшего усовершенствования существующих тележек. Так, в частности, предложено следующее:

- изменить последовательность в процессе инсталляции элементов модернизации при конвейерном и стойловом методе ремонта вагона во избежание случаев температурного повреждения полимерных элементов и для увеличения точности сборки скользунов постоянного контакта. Данное изменение используется в настоящее время при проведении модернизация на всех вагоноремонтных предприятиях Украины и стран СНГ;

- уменьшить до 29 мм толщину гребня при переточке и, соответственно, толщину снимаемого металла, что позволит увеличить ресурс железнодорожного колеса;

- изменить конструкцию корпуса скользуна для предотвращения выпадения роликов при эксплуатации. Опытная партия таких скользунов изготовлена и готовится к эксплуатационным испытаниям;

- изменить конфигурацию кармана с наклонной плоскостью в надрессорной балке для увеличения ресурса уретановой накладки на клин;

- изменить требования к минимально допустимому значению высоты упругого блока скользуна при деповском осмотре вагона;

- изменить нормативы межремонтного пробега вагонов с комплексно модернизированными тележками;

- изменить места наклейки тензометрических датчиков на боковой раме тележки для измерения вертикальных сил действующих на необрессоренные массы тележек. Использование новой схемы наклейки датчиков позволяет повысить достоверность результатов динамических ходовых испытаний.

Автором также предложены и промышленностью учтены изменения в существующей нормативно-технической документации, касающейся вопросов установки элементов модернизации на тележки, осмотра, ремонта и эксплуатации вагонов с такими тележками;

РАЗДЕЛ 3

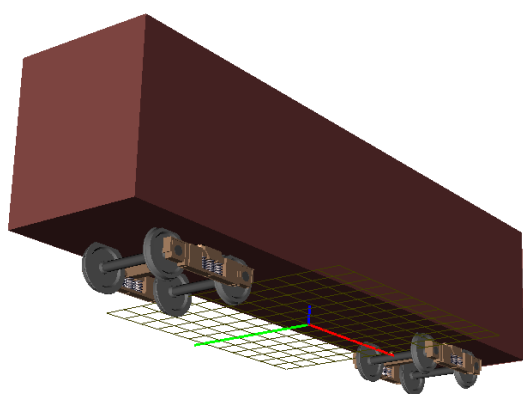
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В КОМПЛЕКСНО МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ТЕЛЕЖКАХ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ И РЕСУРСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Обследования комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов, которые эксплуатируются с 2000 г., свидетельствуют об их высоких ресурсных показателях по наиболее изнашиваемым частям. С помощью указанной модернизации удалось достичь более чем двукратного увеличения ресурса колеса по износу гребня, более чем десятикратного уменьшения износа в клиновой системе гашения колебаний, значительного снижения износа пятникового узла и т.д. Однако, по нашему мнению, целесообразно расширить область исследований с целью дальнейшего улучшения динамических и ресурсных показателей грузовых вагонов за счет изменения конструкции отдельных узлов тележки.

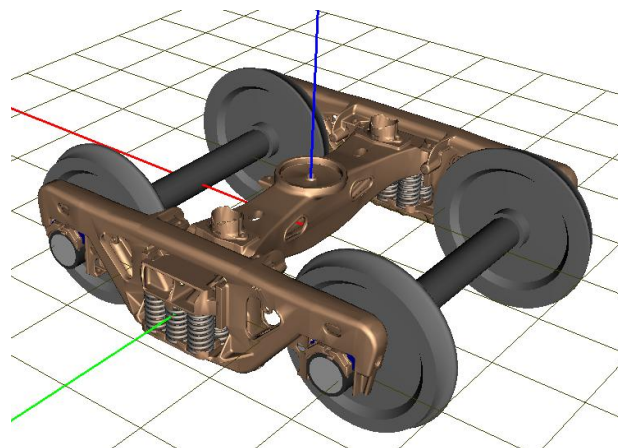
В данном разделе приведены результаты исследований влияния на динамические показатели вагона с комплексно модернизированными тележками использования кассетных подшипников с жесткими и упругими адаптерами, изменения угла наклона трущихся поверхностей клина, изменения способа сочленения между надрессорной балкой и боковой рамой тележки и др. Для проведения исследований использовалась программа моделирования динамики механизмов и машин UmLab [60, 61].

В качестве базовой принята модель полувагона с уже внедренными комплексно модернизированными тележками. На рис. 3.1 представлены графические образы модели вагона (рис. 3.1а) и его тележки (рис. 3.1б). Модель вагона состоит из 23 твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам, четырех скользунов, четырех колесных пар, восьми клиньев), соединенных упругодиссипативными элементами.

В данной модели имеется возможность изменения как геометрических и массовых характеристик тел, так и связей между ними. Для каждого конкретного варианта исследований вносились соответствующие изменения в модель и выполнялись расчеты колебаний вагона при его движении с разными скоростями по прямым участкам пути, находящегося в хорошем состоянии.



а



б

Рис. 3.1. Графические образы модели вагона и его тележки в программе UmLab

3.1. Использование жестких адаптеров в буксовых узлах тележек

В настоящее время тележки модели 18-100 грузовых вагонов оборудуются буксами с двумя цилиндрическими роликовыми подшипниками (рис. 3.2) с габаритными размерами 130×250×80 мм.

Буксы являются важнейшими элементами ходовых частей вагона и предназначены для:

- соединения колесных пар с рамой тележки или вагона;
- передачи нагрузки от кузова вагона через подшипник на шейку оси колесной пары;

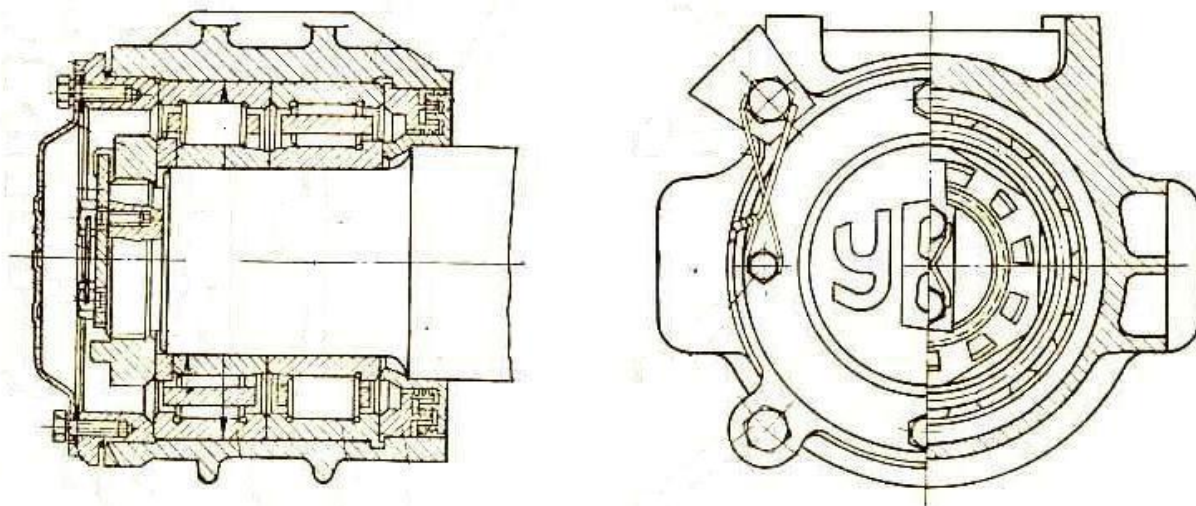


Рис. 3.2. Букса с двумя цилиндрическими подшипниками для грузового вагона

- ограничения поперечного и продольного перемещений колесных пар относительно кузова или тележки при движении вагона;
- размещения подшипника, смазки и смазочных приспособлений и защиты их от загрязнения и обводнения.

В соответствии с выше перечисленным буксы должны обладать достаточной прочностью для передачи нагрузки, обеспечивать непрерывную подачу необходимого количества смазки к трущимся элементам, быть достаточно герметичной, чтобы не было утечки смазки, а песок, пыль, вода и другие посторонние элементы не попадали внутрь ее, обеспечивать удобство и легкость монтажа и демонтажа подшипников, а также осмотр деталей буксового узла.

Результаты эксплуатации стандартных роликовых букс свидетельствуют об их недостаточной надежности. Они требуют частого ремонта, а содержание пунктов ремонта буксовых узлов связано со значительными затратами. В связи с этим в последние годы на железных дорогах Украины и стран СНГ вместо стандартных букс начали иногда использовать кассетные подшипники с адаптерами (рис. 3.3.).

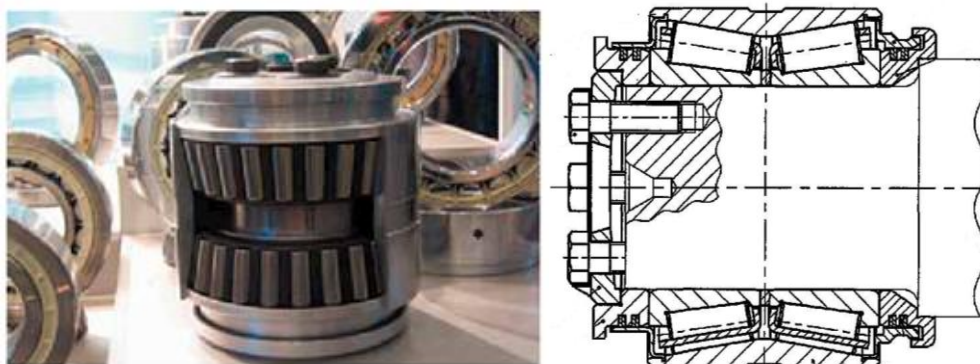


Рис. 3.3. Внешний вид и схематический разрез кассетного подшипника

Кассетные подшипники с адаптерами нашли широкое распространение за рубежом. Наиболее известными их производителями являются такие компании как Amsted (США), SKF (Швейцария), Timken (Германия). Кассетные подшипники выгодно отличаются от стандартных букс ресурсными показателями (8 – 10 лет эксплуатации или 800 – 1200 тыс. км пробега), отсутствием необходимости содержания пунктов по ремонту буксовых узлов (кассетные подшипники подлежат гарантийному ремонту только на предприятиях-изготовителях), легкостью замены (при использовании специального оборудования такой подшипник можно снять или установить за 60 с).

Однако следует иметь ввиду, что кассетные подшипники изначально проектировались для более «связанных» тележек в горизонтальной плоскости (имеющих в своей конструкции устройства и элементы, ограничивающие относительные перемещения отдельных частей). В частности, в современных зарубежных тележках продольные и поперечные зазоры в буксовом проеме значительно меньше, чем у тележки модели 18-100, конструкция которой допускает возникновение значительных динамических усилий между ее элементами, в том числе и воздействие на корпус кассетного подшипника. На рис. 3.4 показан кассетный подшипник тележки модели 18-7020 с разрушенным сепаратором. Разрушения такого типа происходят из-за чрезмерного динамического воздействия на буксовый узел.



Рис. 3.4. Кассетный подшипник с разрушенным сепаратором

При применении кассетных подшипников в тележках 18-100 используются специальные адаптеры, установочные размеры которых обеспечивают зазоры в горизонтальном продольном и поперечном направлениях несколько меньшие, чем при использовании стандартных букс, однако эти зазоры все же бóльшие, чем в современных зарубежных тележках (Ride Control, Motion Control, Barber S-2-D и др.). На рис. 3.5 показаны примеры установки кассетных подшипников в тележке Barber S-2-D и в тележке 18-7020, а также стандартной буксы в тележке 18-100.



а

б

в

а – кассетный подшипник в тележке Barber S-2-D;

б - кассетный подшипник в тележке 18-7020;

в - стандартная букса в тележке 18-100

Рис. 3.5. Примеры установки кассетных подшипников и стандартных букс в тележках разных моделей

Оценим влияние значений горизонтального продольного и поперечного зазоров в буксовом проеме на динамические показатели полувагона с модернизированными тележками.

В составленной модели вагона бруса представлена не в виде отдельного тела, а как часть колесной пары. Взаимодействие между буксовым узлом (в математической модели – тело 1) и боковой рамой вагона (в математической модели – тело 2) смоделировано в виде шарнира типа «сайлент-блок». Элемент данного типа используется для моделирования податливых шарниров и упругих муфт в линейной и нелинейной постановках. Рассмотрим математическую модель этого элемента в линейной постановке. Введем системы координат для каждого из моделируемых тел (рис. 3.6): для тела 1 – система координат тела 1 (далее СКТ1), для тела 2 – система координат тела 2 (далее СКТ2), и общую систему координат для «сайлент-блока», связанную с тележкой вагона. Математическая модель используемого в данном случае линейного «сайлент-блока» может быть записана следующим образом:

$$\begin{pmatrix} F^{A1} \\ M^{A1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_0 \\ M_0 \end{pmatrix} - C \begin{pmatrix} \Delta_r - \Delta_{r0} \\ \Delta_\pi - \Delta_{\pi0} \end{pmatrix} - D \begin{pmatrix} v_{12} \\ \omega_{12} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

Здесь F^{A1} , M^{A1} – сила и момент в СКТ1 (см. рис. 3.6), приведенные к точке A (точка на поверхности тела 1 в месте возможного контакта с телом 2);

C и D – постоянные диагональные матрицы, задающие коэффициенты жесткости и диссипации при смещении вдоль осей и при поворотах вокруг осей СКТ1;

Δ_{r0} , $\Delta_{\pi0}$ – постоянное смещение СКТ1;

$v_{12} = \Delta_r$ – скорость начала отсчета СКТ1 относительно второго тела;

$\omega_{12} = \omega_2 - \omega_1$ – угловая скорость тела 2 относительно тела 1;

F_0 , M_0 – постоянные значения силы и момента при нулевых скоростях и при

$\Delta_r = \Delta_{r0}$, $\Delta_\pi = \Delta_{\pi0}$.

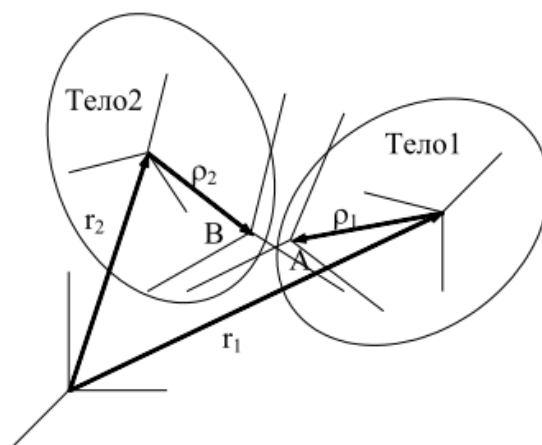


Рис. 3.6. Системы координат силового элемента типа «сайлент – блок»

Продольный и поперечный зазоры в данном случае определяются элементами матрицы жесткости C . В пределах зазора жесткость сайлент-блока в соответствующем направлении равна нулю, а после выбора зазора резко увеличивается.

Выполнено сравнение динамических характеристик полувагона, оборудованного как неизношенными (толщина гребня 32 мм), так и изношенными (толщина гребня 27 мм) колесами с профилем ИТМ-73, в случаях его движения в порожнем и груженом состояниях со скоростями от 80 до 120 км/ч по прямым участкам пути в хорошем состоянии с неизношенными и среднеизношенными рельсами Р65.

При расчетах сначала варьировалось значение продольного зазора в буксовом проеме $\Delta_{\text{прод}}$ от 0 до 5 мм (с шагом 1 мм), при этом поперечный зазор $\Delta_{\text{поп}}$ принимался постоянным, равным 5 мм, а затем, при постоянном продольном зазоре варьировалось значение поперечного. Анализировались максимальные значения следующих динамических показателей вагона: вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений ($\ddot{Z}_{\text{п}}, \ddot{Y}_{\text{п}}$) пятников кузова вагона; вертикальных $\ddot{Z}_{\text{с}}$ и горизонтальных поперечных $\ddot{Y}_{\text{с}}$ ускорений правой и левой букс первой и четвертой колесных пар; рамных сил в долях статической осевой нагрузки H_y/P_o для каждой тележки; углов виляния первой тележки относительно кузова Bt и первой колесной пары ψ .

Анализ результатов показал, что значения продольного и поперечного зазоров в буксовом проеме оказывают наиболее заметное влияние на динамические характеристики полувагона при следующих условиях: колеса, изношенные до толщины гребня 27 мм, рельсы Р65 – среднеизношенные, скорость движения вагона – 120 км/ч. Зависимости динамических показателей экипажа от величины зазоров в буксовом проеме при указанных условиях приведены на рис. 3.7-3.14 для груженого вагона, на рис. 3.15-3.22 – для порожнего. Значения зазоров на данных рисунках показаны в диапазоне от 0 до 3 мм, поскольку при бóльших зазорах анализируемые динамические показатели мало изменяются.

Как видно из зависимостей, представленных на рис. 3.7, 3.11, 3.15, 3.19, изменение значения зазоров $\Delta_{\text{прод}}$ и $\Delta_{\text{поп}}$ практически не влияет на уровни максимальных значений вертикальных ускорений пятников $\ddot{Z}_{\text{п}}$ при движении полувагона как в груженом, так и в порожнем состояниях. Максимальные значения горизонтальных поперечных ускорений пятников $\ddot{Y}_{\text{п}}$ груженого вагона в основном снижаются по мере увеличения зазоров и в продольном, и в поперечном направлениях. В случае движения вагона в порожнем состоянии ускорения $\ddot{Y}_{\text{п}}$ обоих пятников кузова (рис. 3.19) с увеличением $\Delta_{\text{поп}}$ с 0 до 1 мм возрастают на 25 – 38 %, при дальнейшем увеличении зазора $\Delta_{\text{поп}}$ до 3 мм показатели $\ddot{Y}_{\text{п}}$ пятников снижаются на (5 – 40 %). Изменение $\Delta_{\text{прод}}$ от 0 до 1 мм приводит к уменьшению показателя $\ddot{Y}_{\text{п}}$ обоих пятников, при дальнейшем изменении $\Delta_{\text{прод}}$ от 1 до 2 мм $\ddot{Y}_{\text{п}}$ одного пятника (над первой тележкой) увеличивается, а затем опять уменьшается, второго – незначительно снижается.

Вертикальные $\ddot{Z}_{\text{б}}$ и горизонтальные $\ddot{Y}_{\text{б}}$ ускорения букс груженого вагона (см. рис. 3.8, 3.12) мало зависят от величины зазоров $\Delta_{\text{прод}}$ и $\Delta_{\text{поп}}$. Результаты расчетов колебаний порожнего вагона показали (см. рис. 3.16, 3.20), что изменение зазоров $\Delta_{\text{прод}}$ и $\Delta_{\text{поп}}$ в пределах от 0 до 3 мм в бóльшей степени влияет на поперечные ускорения букс первой (ведущей) колесной

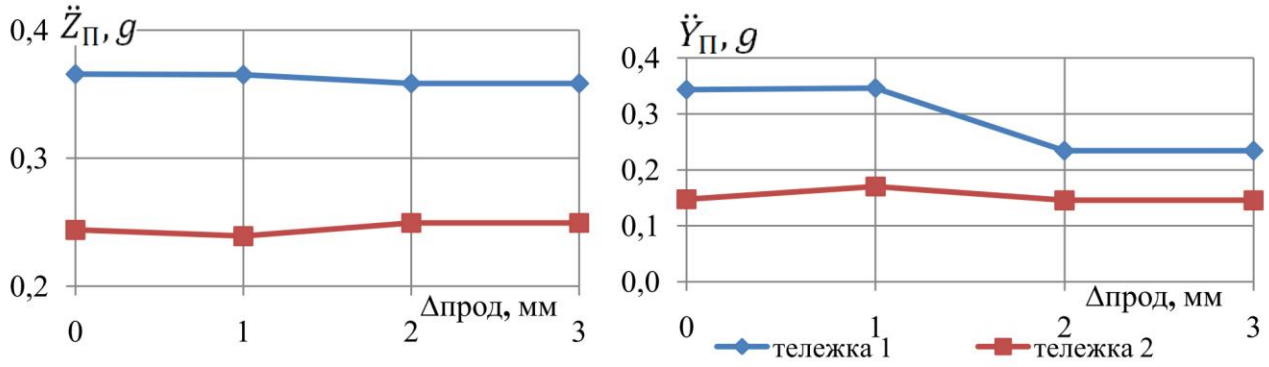


Рис. 3.7. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников груженого вагона от продольного зазора в буксовом проеме

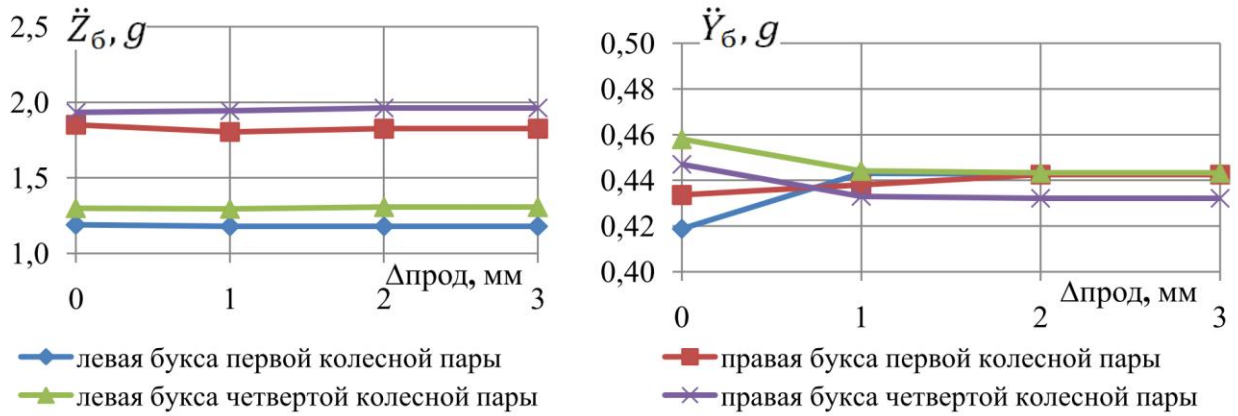


Рис. 3.8. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс груженого вагона от продольного зазора в буксовом проеме

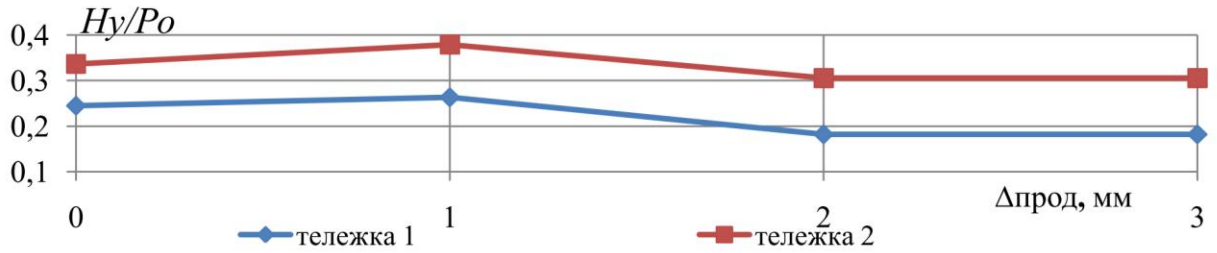


Рис. 3.9. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке груженого вагона от продольного зазора в буксовом проеме

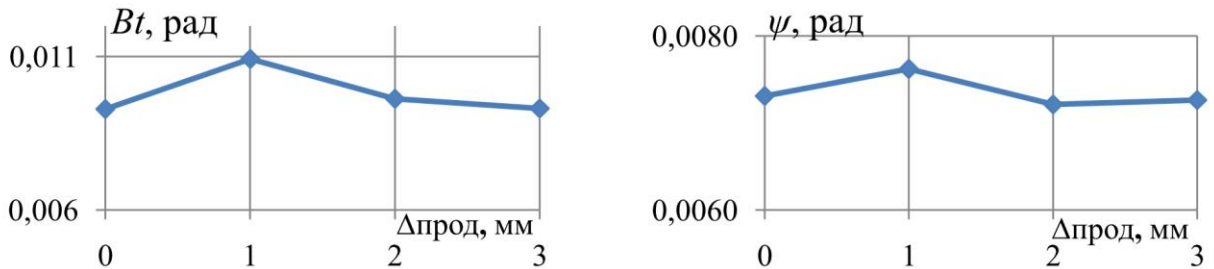


Рис. 3.10. Зависимости угла влияния тележки относительно кузова и угла влияния колесной пары груженого вагона от продольного зазора в буксовом проеме

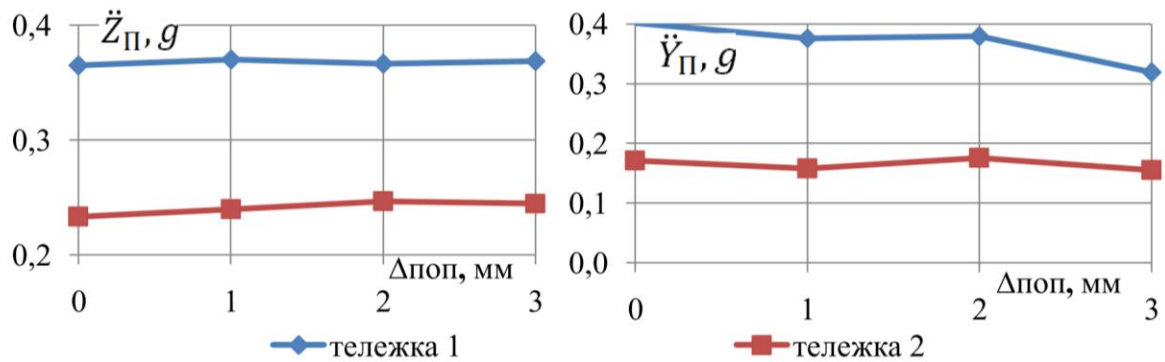


Рис. 3.11. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников груженого вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

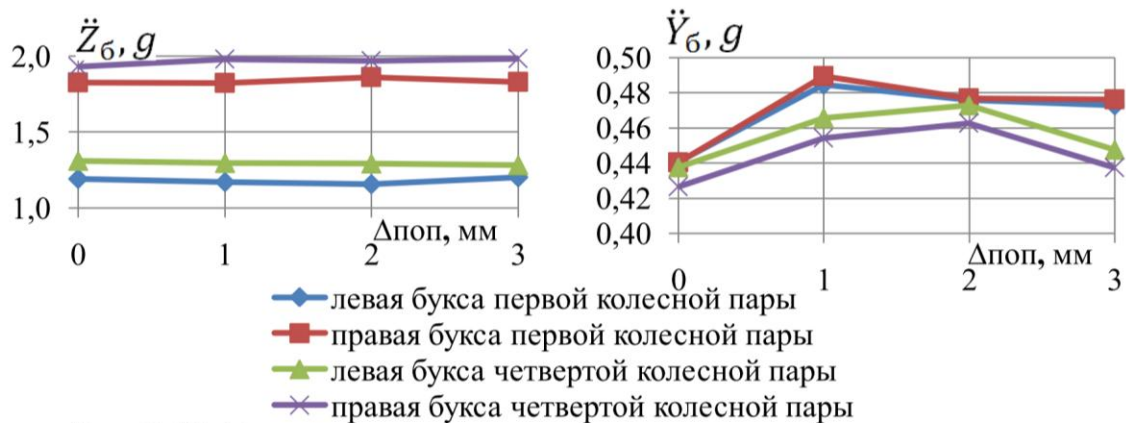


Рис. 3.12. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс груженого вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

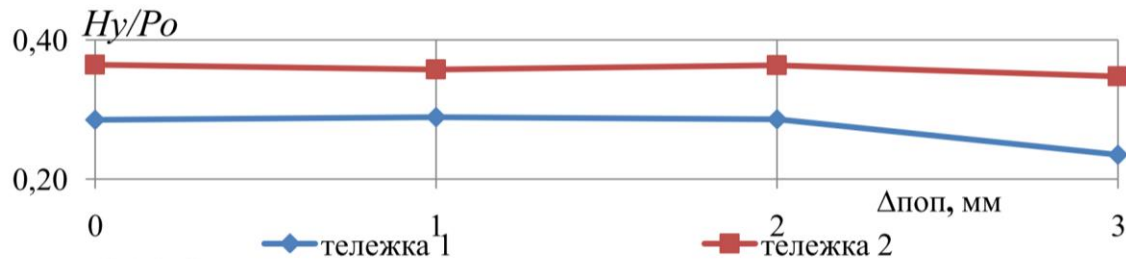


Рис. 3.13. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке груженого вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

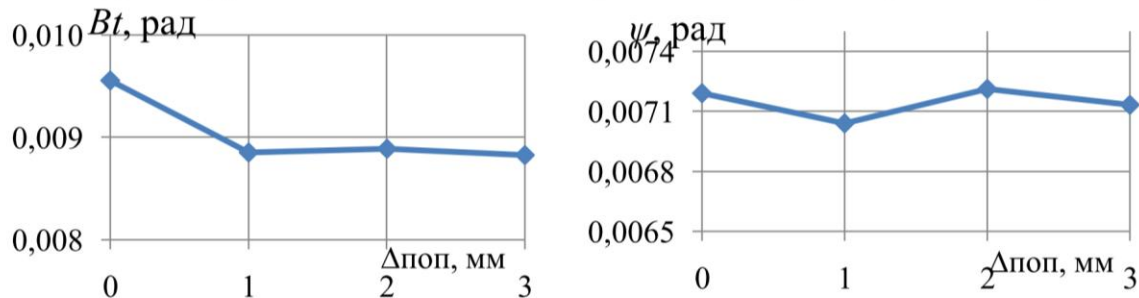


Рис. 3.14. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары груженого вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

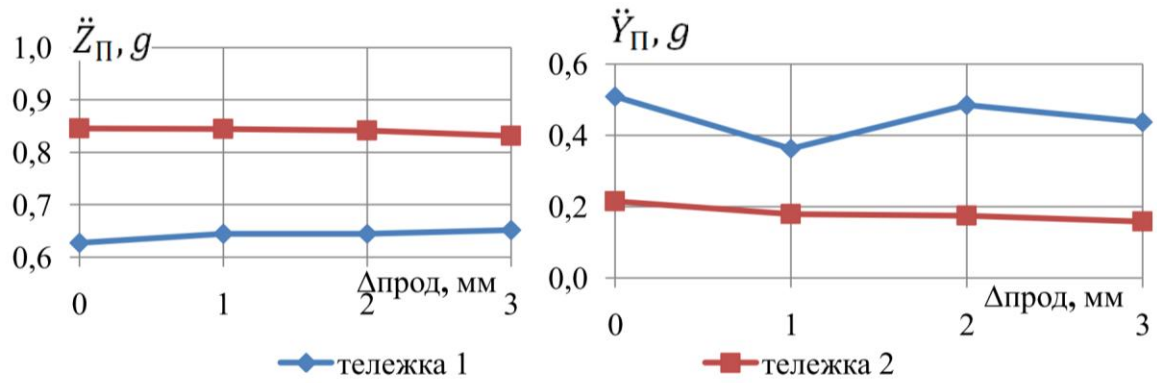


Рис. 3.15. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников порожнего вагона от продольного зазора в буксовом проеме

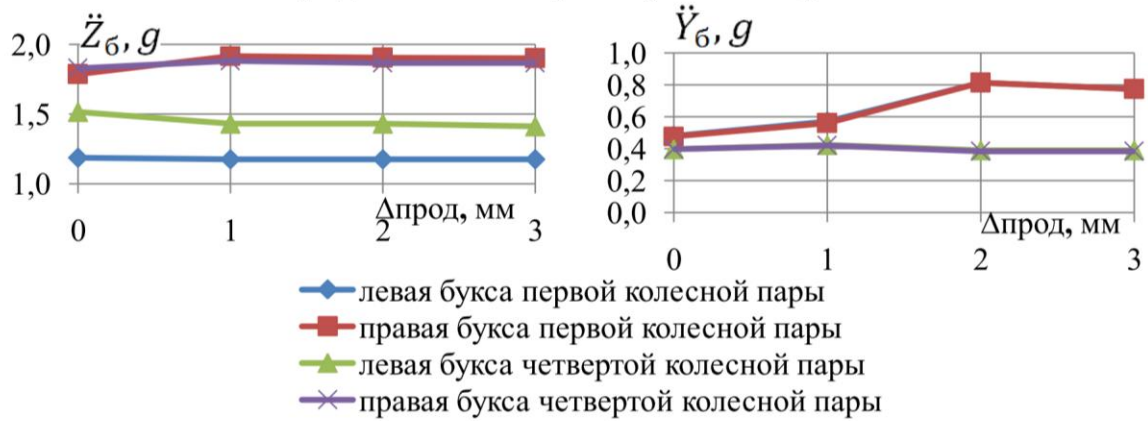


Рис. 3.16. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс порожнего вагона от продольного зазора в буксовом проеме

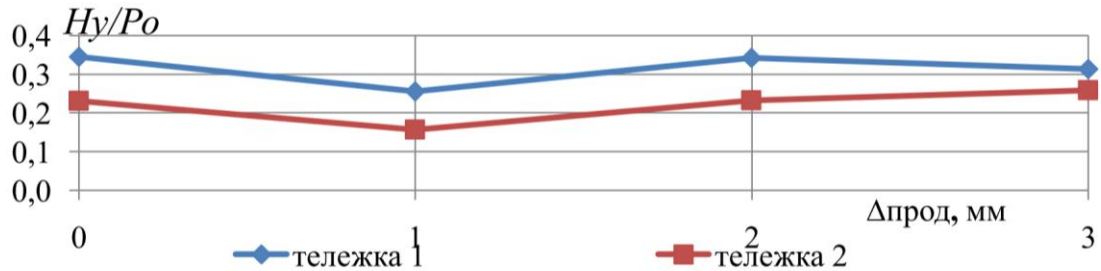


Рис. 3.17. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке порожнего вагона от продольного зазора в буксовом проеме

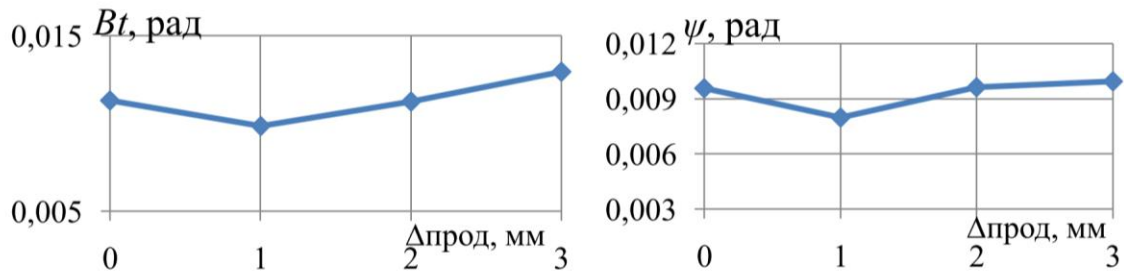


Рис. 3.18. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары порожнего вагона от продольного зазора в буксовом проеме

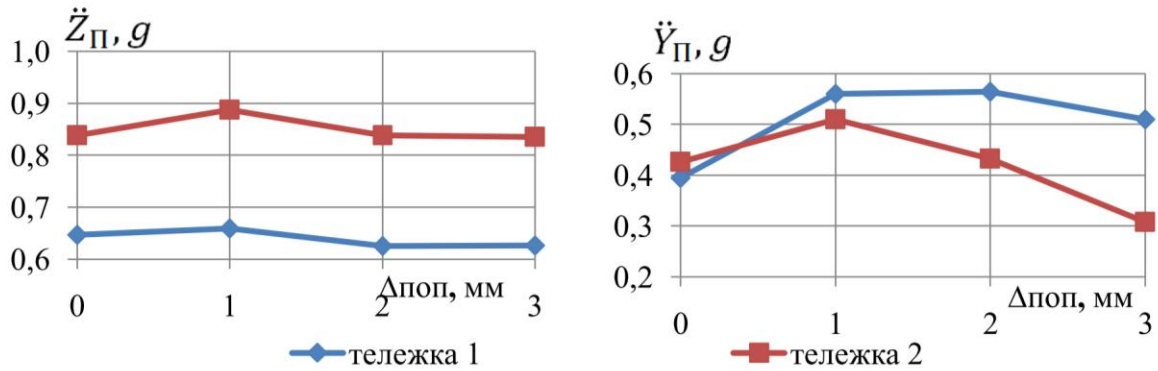


Рис. 3.19. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников порожнего вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

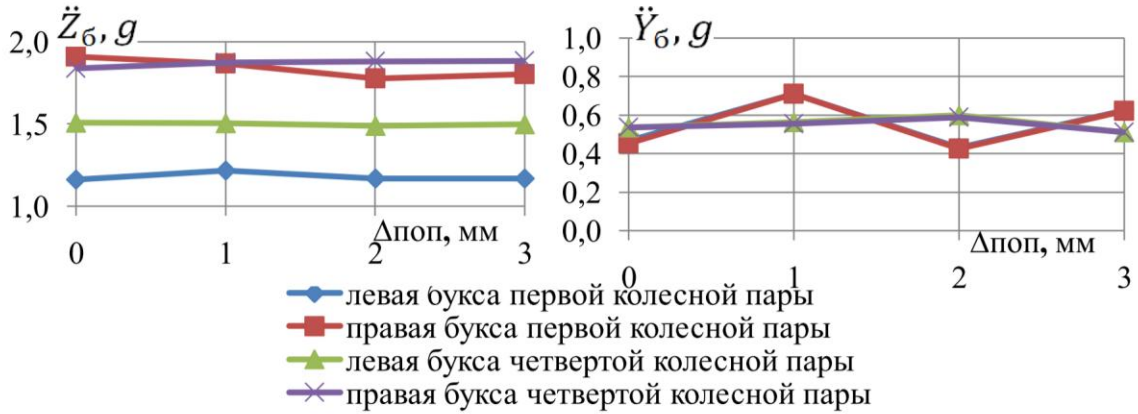


Рис. 3.20. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс порожнего вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

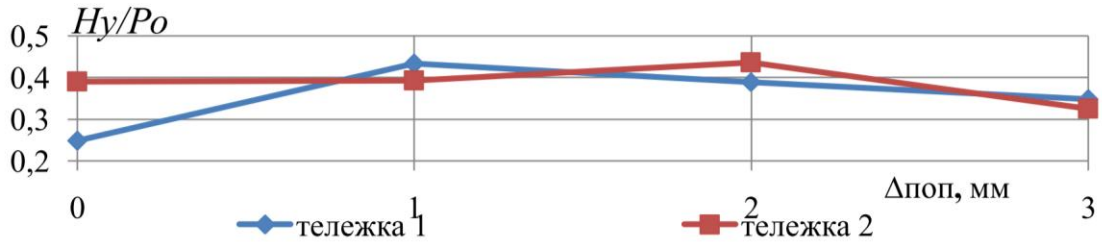


Рис. 3.21. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке порожнего вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

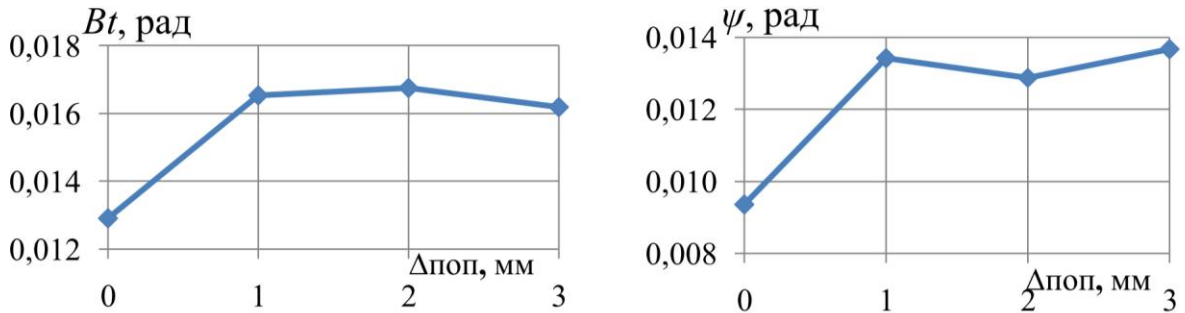


Рис. 3.22. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары порожнего вагона от поперечного зазора в буксовом проеме

пары. Минимальные значения $\ddot{Z}_6$ этой колесной пары при варьировании соответствующих зазоров имеют место при $\Delta_{prod}=0$ мм и $\Delta_{non}=2$ мм.

Анализ зависимостей рамных сил H_y/P_o (в долях статической осевой нагрузки) груженого вагона от величины зазоров в буксовом проеме (см. рис. 3.9, 3.13) показал, что при увеличении зазоров значения H_y/P_o в основном снижаются (кроме случая $\Delta_{prod}=1$ мм (см. рис. 3.9), где наблюдается небольшое возрастание этого показателя). В порожнем вагоне имеет место существенное снижение показателя H_y/P_o лишь при $\Delta_{prod}=1$ мм и $\Delta_{non}=0$ (для ведущей тележки).

Углы виляния тележки Bt и колесной пары ψ (см. рис. 3.10, 3.14, 3.18, 3.22) изменяются при варьировании значений зазоров в буксовых проемах практически одинаково: у груженого вагона они мало зависят от значения Δ_{non} и несколько возрастают (до 15%) только при $\Delta_{prod}=1$ мм; у порожнего вагона при изменении Δ_{non} от 0 до 1 мм они возрастают на 40%, а затем с ростом Δ_{non} до 3 мм меняются мало, при увеличении Δ_{prod} от 0 до 3 мм углы сначала снижаются на 20 % (при $\Delta_{prod}=1$ мм), а затем возрастают.

Таким образом, анализ результатов расчетов показал, что:

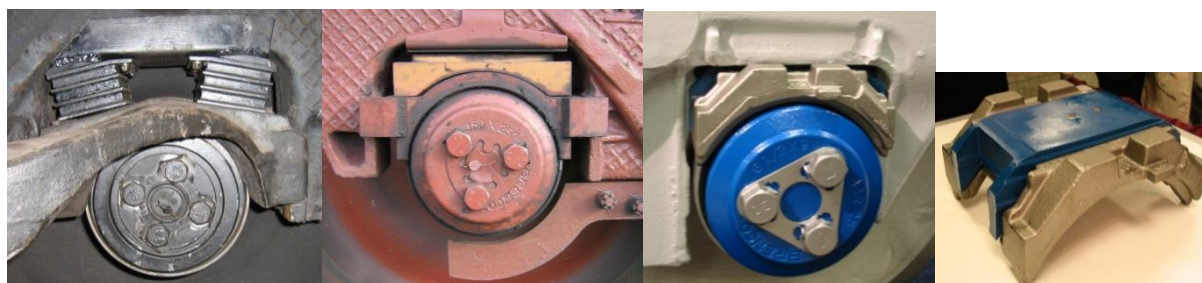
- а) влияние зазоров в буксовых проемах на показатели динамических качеств вагона в *вертикальном направлении* незначительно;
- б) величина зазоров в буксовых проемах в большей степени влияет на динамические показатели *порожнего* вагона;
- в) уровни динамических показателей вагона в горизонтальном направлении снижаются при изменении *продольных зазоров* от 0 до 1 мм и увеличиваются при возрастании зазоров от 1 до 3 мм;
- г) уровни динамических показателей вагона в горизонтальном направлении увеличиваются при изменении *поперечного зазора* в буксовом проеме от 0 до 1 мм и, как правило, стабилизируются или несколько снижаются при возрастании зазора до 3 мм. При дальнейшем увеличении *поперечного зазора* в буксовом проеме динамические показатели вагона в горизонтальном направлении не изменяются.

3.2. Использование упругих адаптеров в буксовых узлах тележек

Адаптеры в буксовом узле выполняют по сути функции корпуса буксы. Основная их задача – обеспечить правильное сочленение колесных пар и тележки. Они должны обеспечивать передачу вертикальных, продольных и поперечных усилий от колесной пары на боковину, а также ограничивать взаимные перемещения этих тел. Жесткие адаптеры, полностью выполняющие описанные выше функции, используются в тележках модели 18-7020. В экспериментальной тележке модели 18-100 с элементами Шеффеля (рис. 3.23а), а также в украинских тележках нового поколения 18-7033 (рис. 3.23б), ICG Motion Control (рис. 3.23в, 3.23г), 18-4129 (рис. 3.23д, 3.23е, 3.23ж), обеспечивающих нагрузки от оси на рельсы 245 кН, используются адаптеры с упругими полимерными или резинометаллическими вставками.

Проведенные ранее теоретические исследования по выбору параметров новых украинских тележек [62], а также опыт эксплуатации зарубежных тележек показали, что применение в буксовых узлах ходовых частей вагонов адаптеров с упругими вставками позволяет улучшить динамические показатели экипажа, увеличить ресурс буксовых узлов, снизить износ гребней колес. Представляет интерес оценка эффективности использования таких элементов в комплексно модернизированных тележках модели 18-100 и в тележках модели 18-7020.

В данном подразделе проведен анализ влияния жесткостных параметров упругих вставок адаптеров на динамические показатели вагонов, оборудованных комплексно модернизированными тележками модели 18-100. Упругие адаптеры здесь, так же как и в предыдущем исследовании, смоделированы с помощью силовых элементов типа «сайлент-блок», установленных между колесной парой и боковой рамой. Жесткость упругого адаптера учтена в матрице жесткости C «сайлент-блока».



а

б

в

г



д

е

ж

- а – буксовый узел тележки 18-100 с элементами Шеффеля;
 б – буксовый узел тележки 18-7033;
 в – буксовый узел тележки Motion Control;
 г – адаптер буксового узла тележки Motion Control;
 д – буксовый узел тележки 18-4129;
 е – адаптер буксового узла тележки 18-4129;
 ж – упругие вставки адаптера буксового узла тележки 18-4129

Рис. 3.23. Буксовые узлы и адаптеры с упругими вставками тележек разных моделей

Оценены динамические качества полувагона при изменении в широких пределах составляющих жесткости упругих вставок адаптеров в продольном S_x , поперечном S_y и вертикальном S_z направлениях. В расчетах продольная жесткость S_x варьировалась от 0 до 30 МН/м с шагом 5 МН/м, поперечная жесткость S_y – от 0 до 10 МН/м с шагом 2 МН/м, вертикальная жесткость S_z – от 10 до 100 МН/м с шагом 20 МН/м. При оценке влияния на показатели динамических качеств экипажа составляющей жесткости упругих элементов адаптеров в одном направлении составляющие жесткости в двух других направлениях принимались равными номинальным. В качестве номинальных

для тележек с осевой нагрузкой 230 кН приняты следующие значения жесткостей: $C_x=20$ МН/м, $C_y=5$ МН/м, $C_z=38$ МН/м. Расчеты произведены для случаев движения полувагона в груженом и порожнем состояниях со скоростью 120 км/ч по прямому участку пути, соответствующего хорошим условиям содержания. Исследованы те же динамические показатели вагона, что и в подразд. 3.1.

Результаты исследований показаны на рис. 3.24 – 3.35. Для удобства их анализа составлена табл. 3.1, в которой для каждого из рассматриваемых динамических показателей вагона представлен диапазон значений жесткостей C_x , C_y и C_z , при которых эти показатели принимали минимальные или близкие к ним значения. В последней строке приведены выбранные диапазоны значений жесткостей упругих элементов адаптера в каждом направлении, при которых практически все анализируемые показатели принимают минимальные или близкие к ним уровни. Именно эти значения жесткостей и рекомендуются для использования при проектировании и изготовлении адаптеров с упругими вставками для комплексно модернизированных тележек модели 18-100.

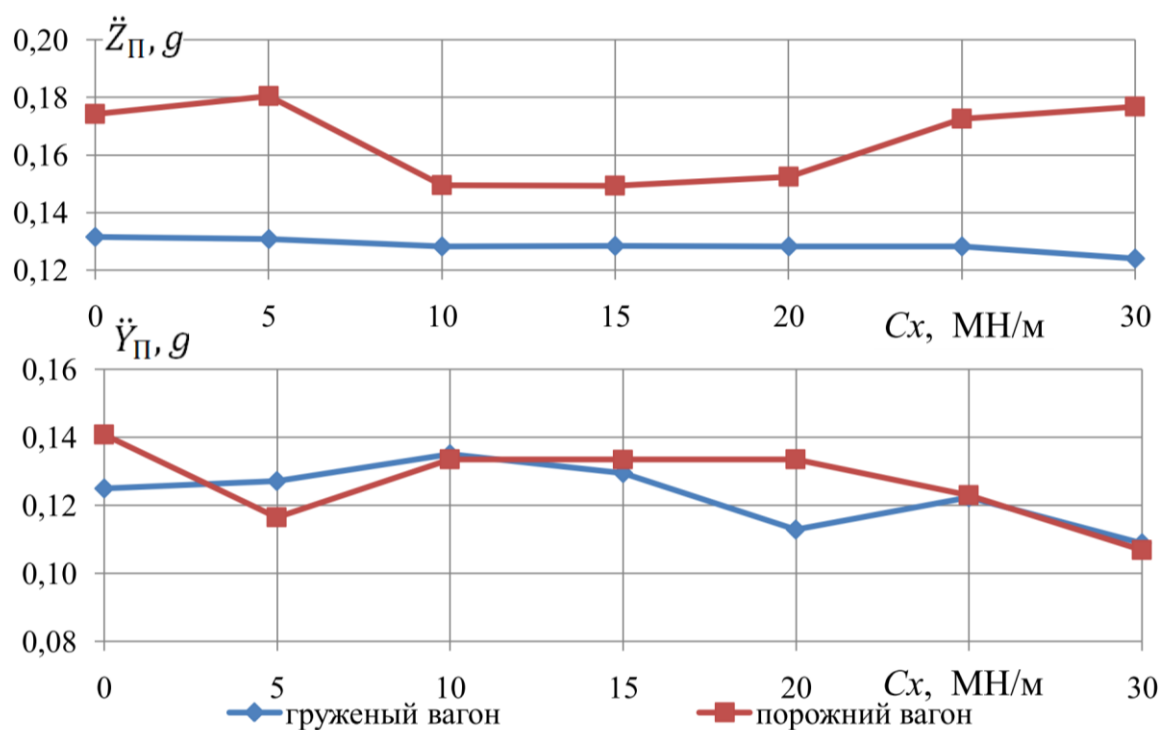


Рис. 3.24. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников вагона от жесткости C_x адаптера в буксовом проеме

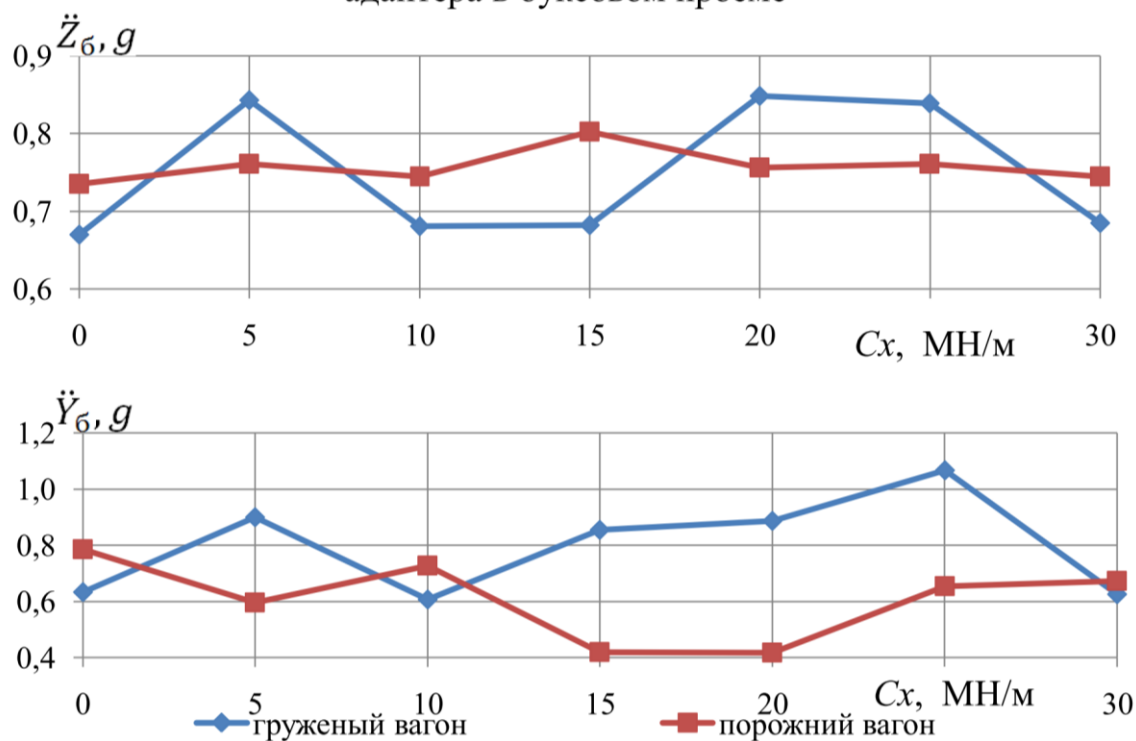


Рис. 3.25. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс вагона от жесткости C_x адаптера в буксовом проеме

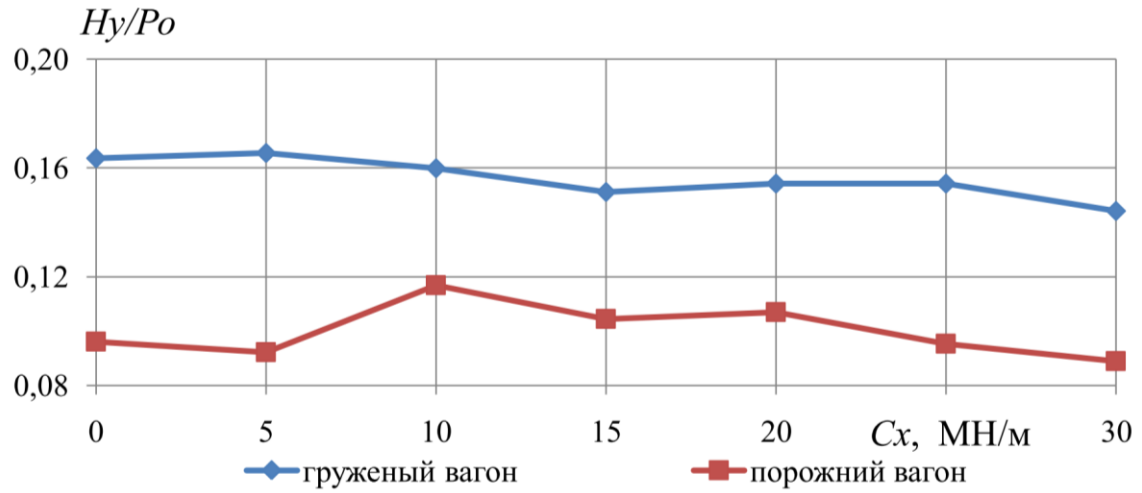


Рис. 3.26. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке от жесткости адаптера C_x в буксовом проеме

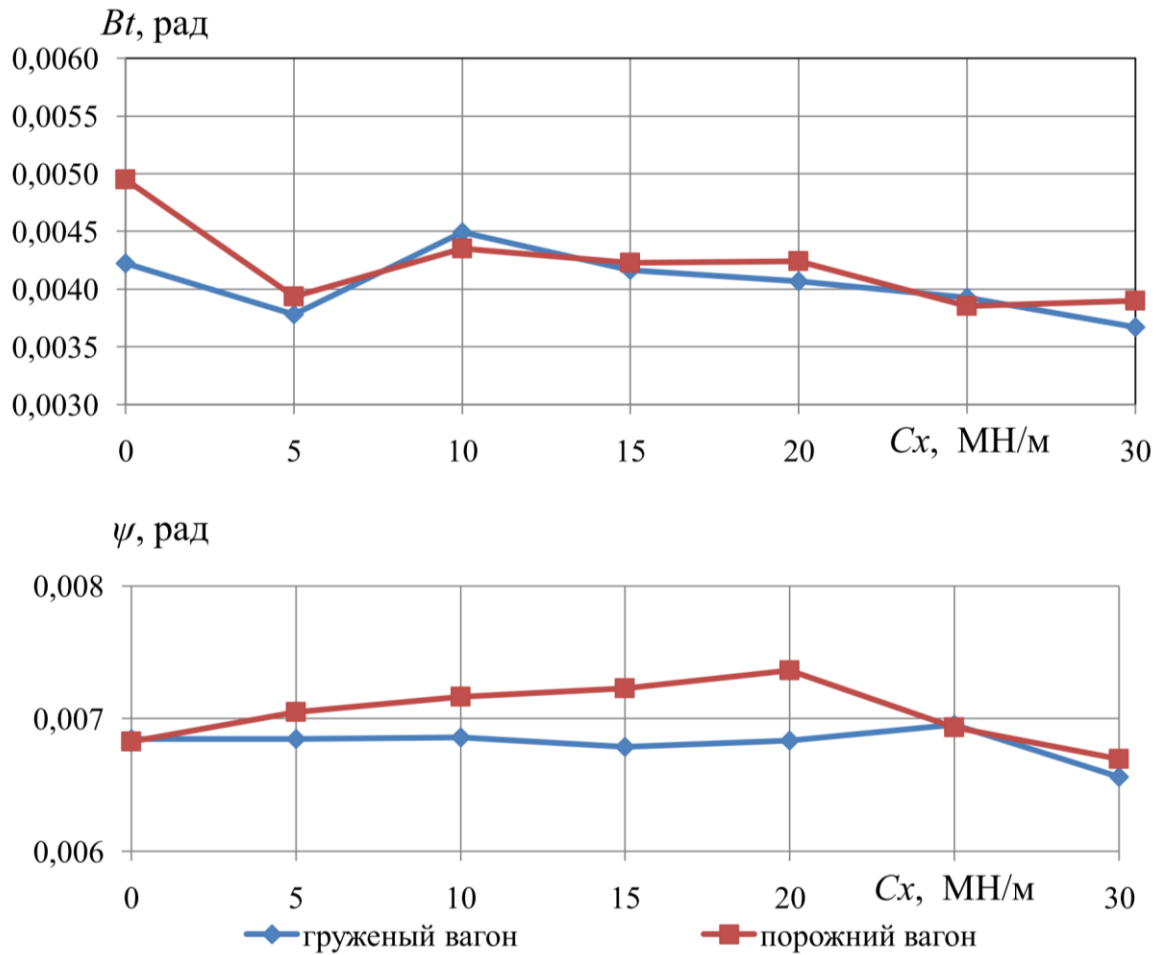


Рис. 3.27. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары от жесткости адаптера C_x в буксовом проеме

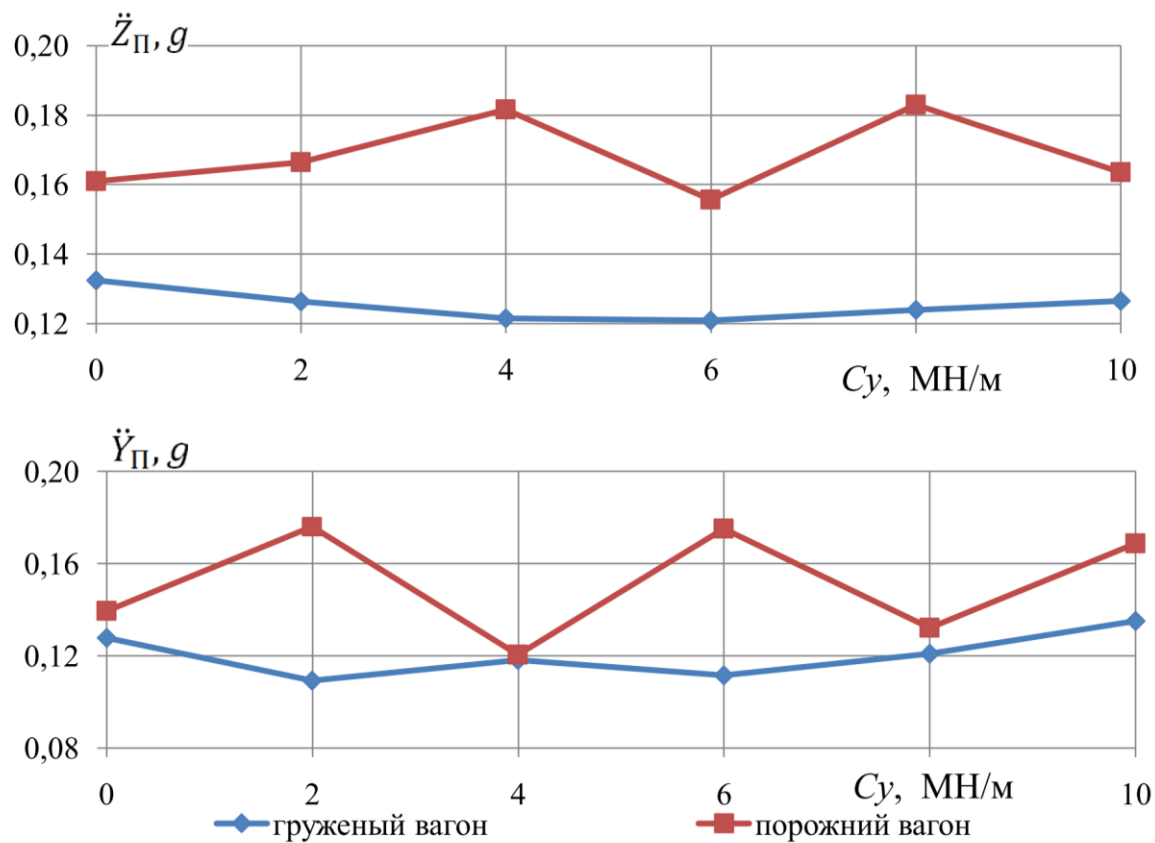


Рис. 3.28. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников вагона от жесткости C_y адаптера в буксовом проеме

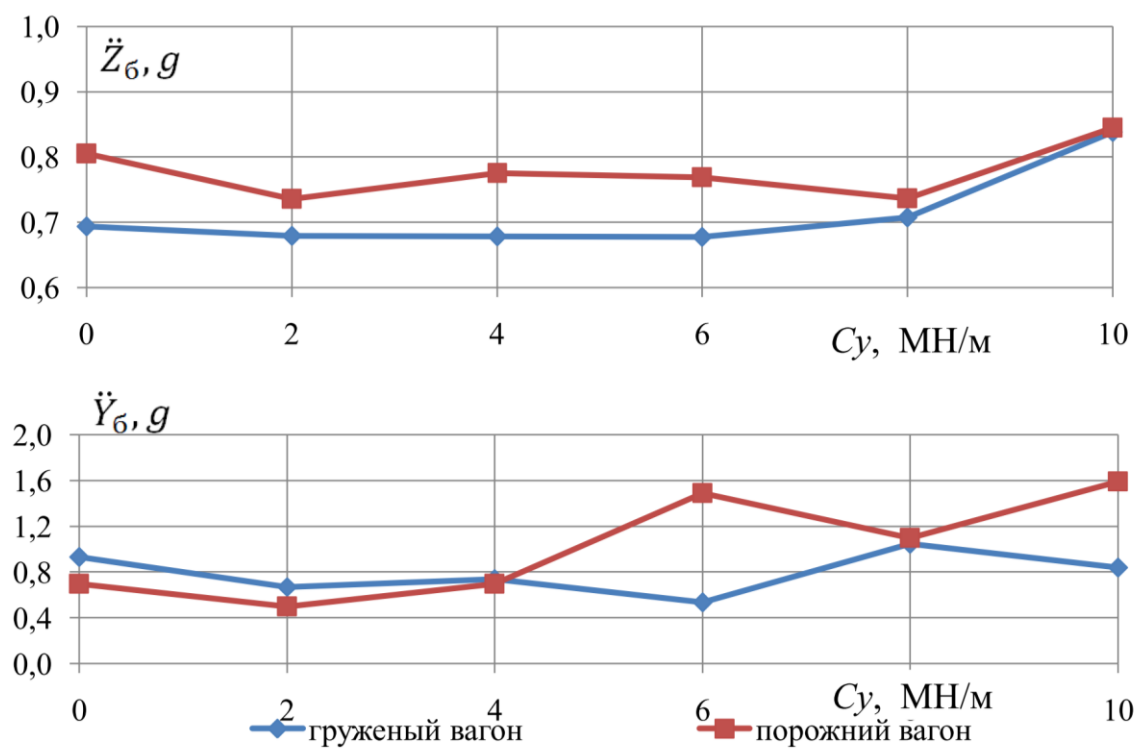


Рис. 3.29. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс вагона от жесткости C_y адаптера в буксовом проеме

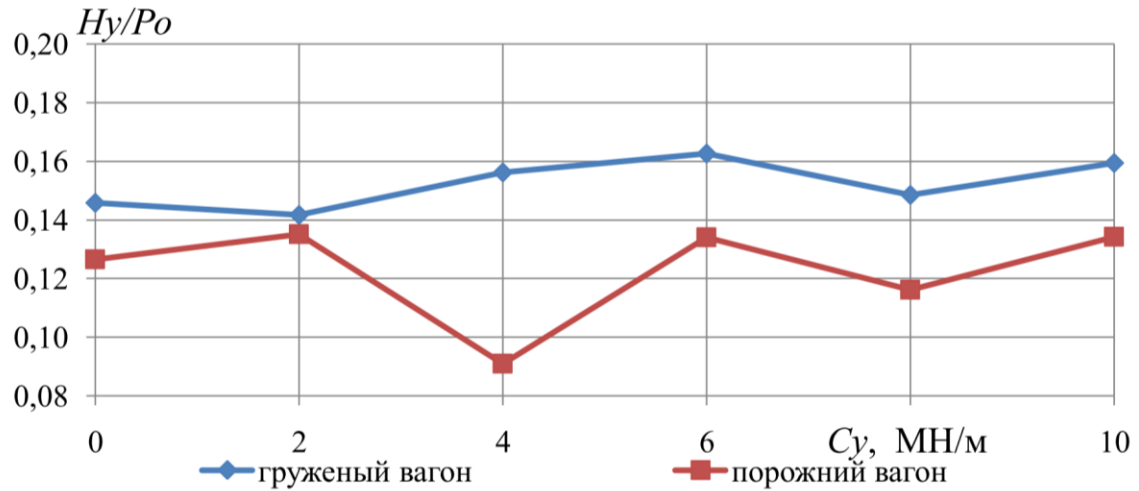


Рис. 3.30. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке от жесткости адаптера C_y в буксовом проеме

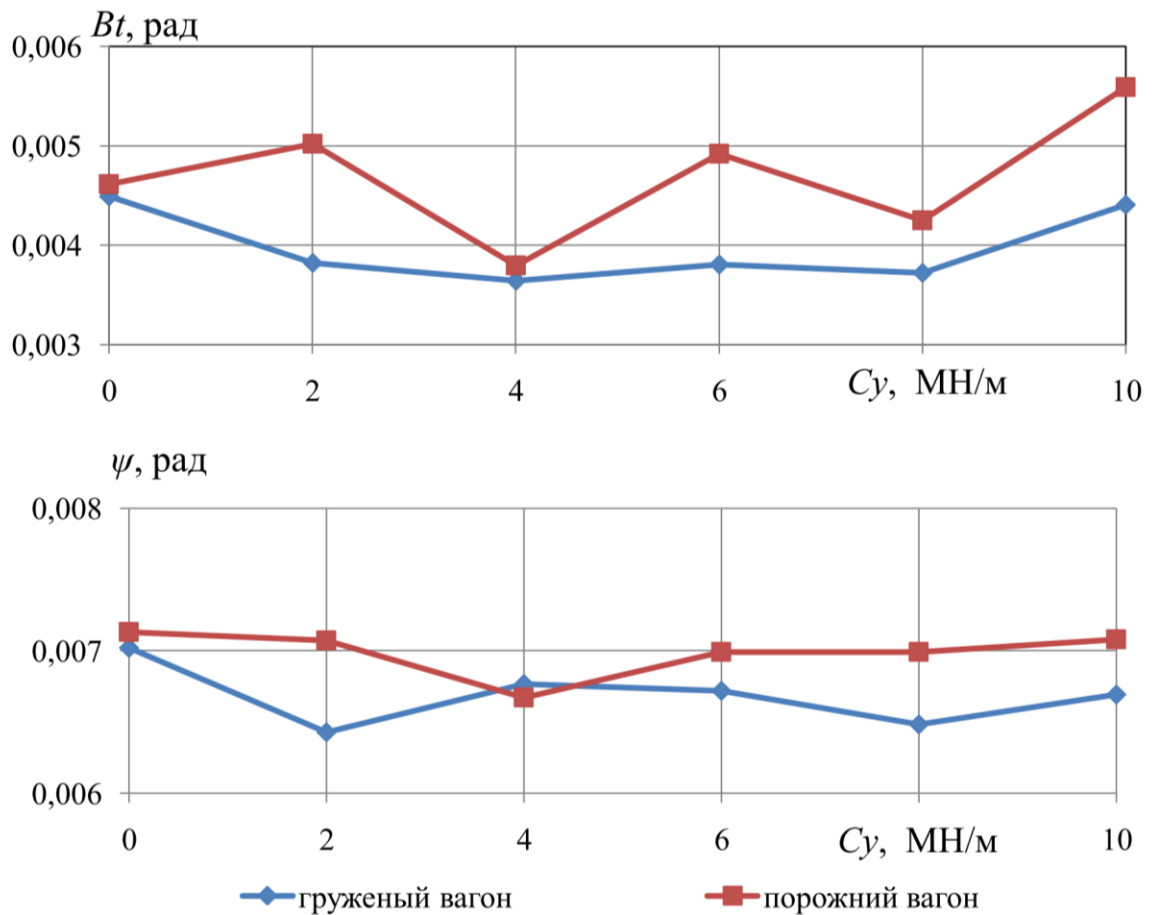


Рис. 3.31. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары от жесткости адаптера C_y в буксовом проеме

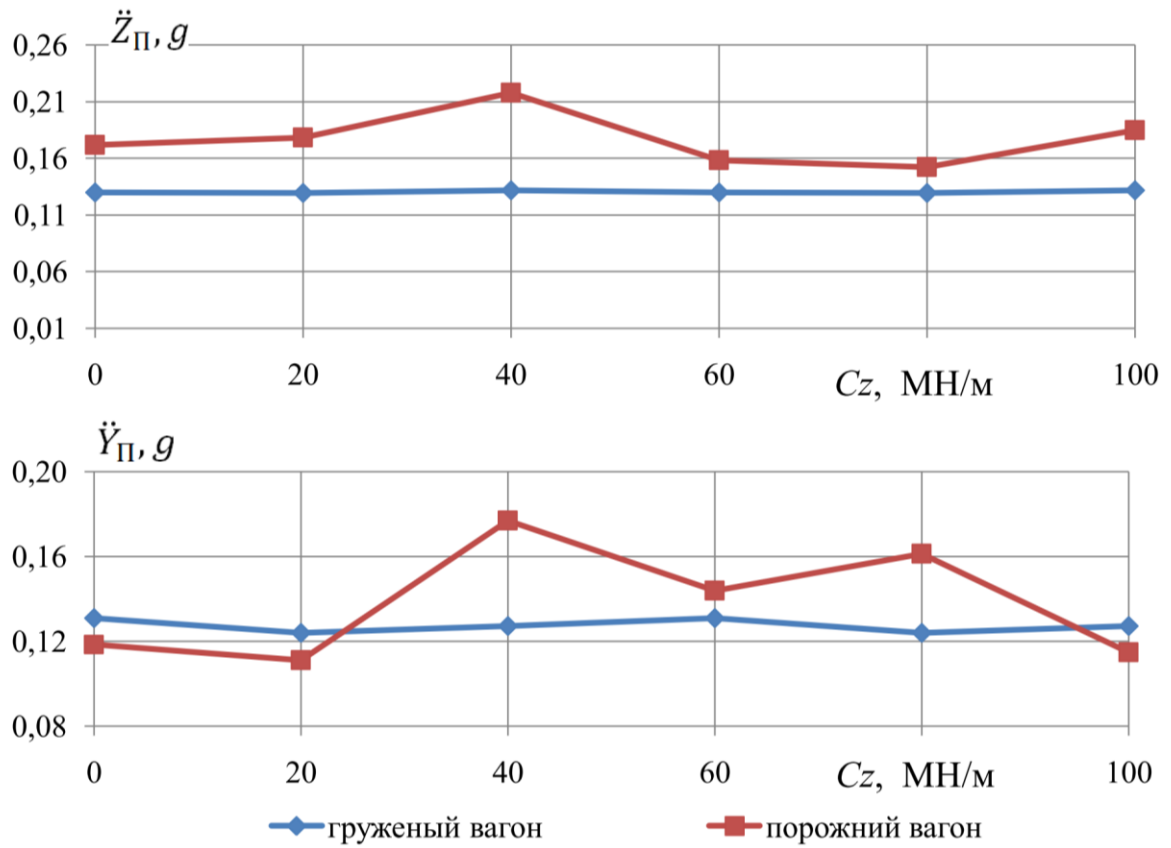


Рис. 3.32. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников вагона от жесткости Cz адаптера в буксовом проеме

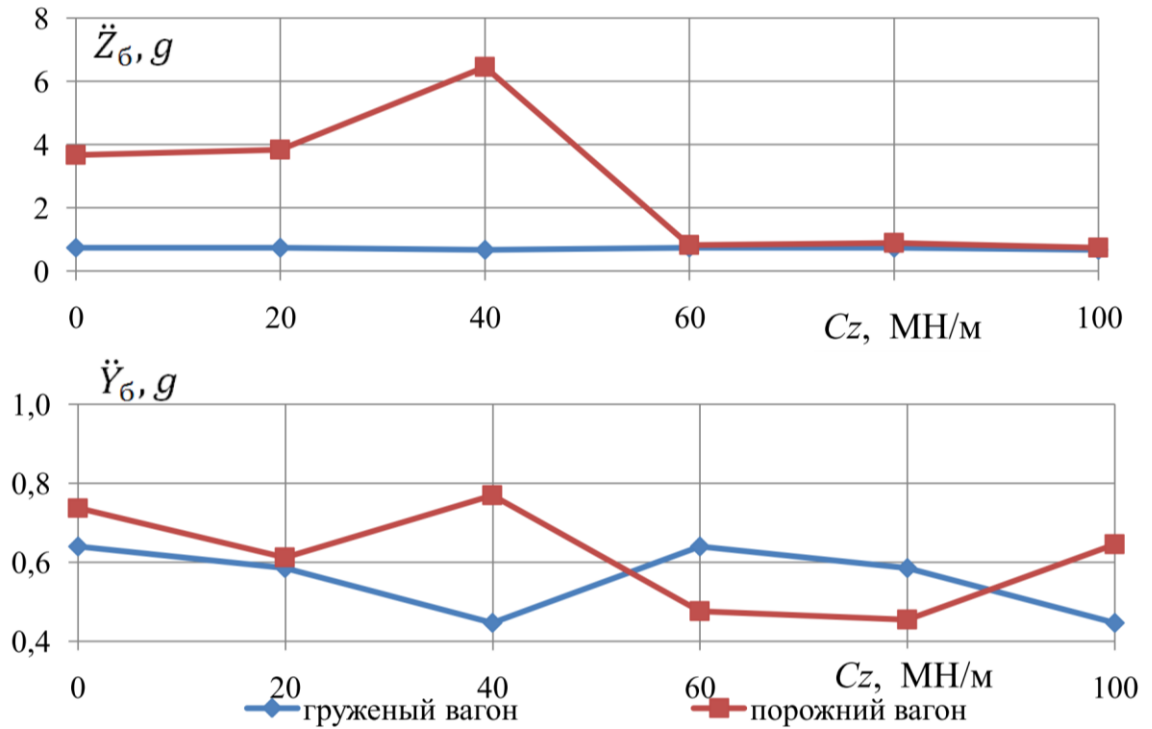


Рис. 3.33. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс вагона от жесткости Cz адаптера в буксовом проеме

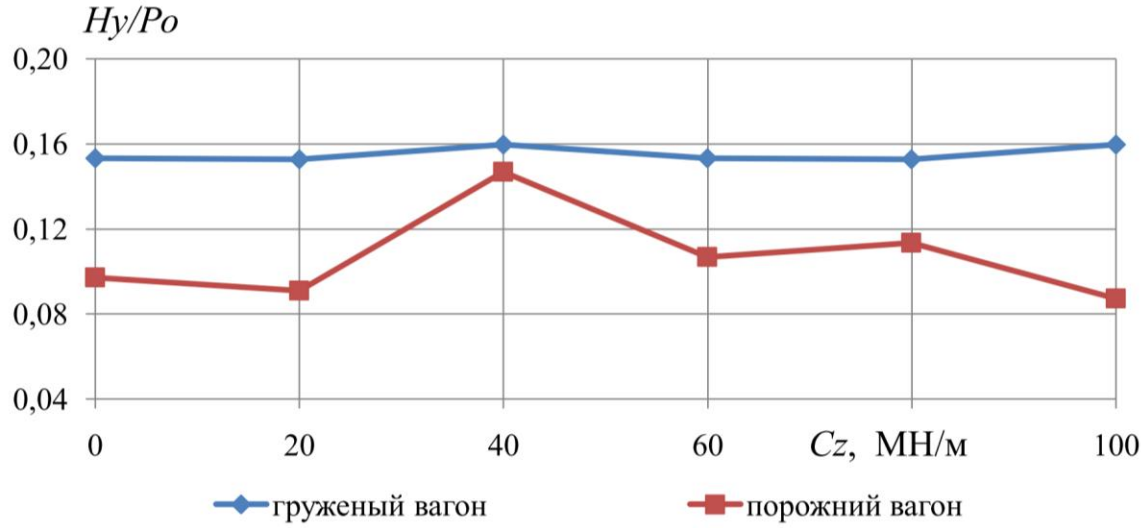


Рис. 3.34. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке от жесткости адаптера C_z в буксовом проеме

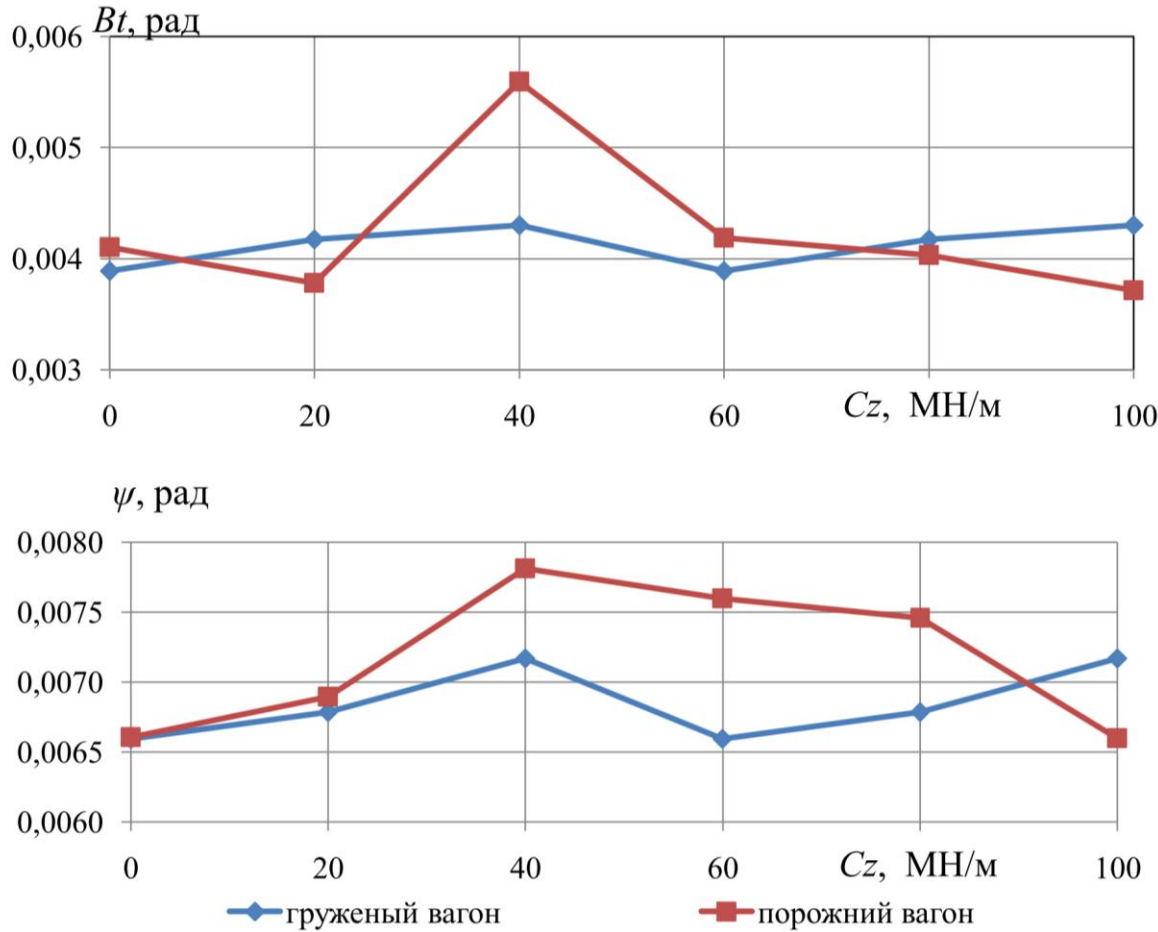


Рис. 3.35. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары от жесткости адаптера C_z в буксовом проеме

Таблица 3.1 Диапазоны значений составляющих жесткости упругих элементов адаптера буксового узла полувагона при которых динамические показатели принимают минимальные или близкие к ним значения

Динамический показатель	Диапазоны значений продольной C_x , поперечной C_y и вертикальной C_z составляющих жесткости, МН/м, упругих элементов адаптера буксового узла полувагона					
	порожного			груженого		
	C_x	C_y	C_z	C_x	C_y	C_z
$\ddot{Z}_п$	7,5-22,5	0-3 5-7	0-30 50-90	-	3-7	-
$\ddot{Y}_п$	2,5-7,5 22,5-30	0-1 3-5 7-9	0-30 90-100	17,5-22,5 27,5-30	1-3 5-7	10-30 70-90
$\ddot{Z}_б$	-	1-3 7-9	50-100	0-2,5 7,5-17,5 27,5-30	1-7	-
$\ddot{Y}_б$	2,5-7,5 12,5-22,5	0-5	50-90	0-2,5 7,5-12,5	5-7	30-50 90-100
H_y/P_o	0-7,5 17,5-30	3-5 7-9	0-30 50-70 90-100	7,5-30	1-3 7-9	0-30 50-90
Bt	2,5-7,5 17,5-30	3-5 7-9	0-30 50-100	2,5-7,5 17,5-30	1-9	0-10 50-70
ψ	0-12,5 22,5-30	3-5	0-30 70-100	-	1-3 7-9	50-90
Рекомендуемые значения	18-22	4-6	70-90	18-22	5-6	70-80

3.3. Исследование влияния использования разных конструкций упругих адаптеров в буксовых узлах на динамические показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками

В данном подразделе проведено сравнение эффективности применения двух вариантов конструкций упругих адаптеров. Первый вариант использован в американских тележках Motion Control компании Amsted (рис. 3.23в, г), далее – вариант №1, второй – в новой тележке модели 18-4129 компании ICG (рис. 3.23д, е, ж), далее – вариант №2.

Эти конструкции адаптеров разных производителей служат одной цели, а именно, уменьшению динамического воздействия со стороны пути на экипаж, но они несколько различны в средствах достижения этой цели. В ряде существующих тележек используются иные конструкции адаптеров, но, как правило, они являются некоторыми вариациями исследуемых вариантов.

В адаптере варианта №1 упругие свойства достигаются за счет применения полимерной накладке, которая служит третьим телом между адаптером и боковой рамой. Установка рассматриваемого варианта упругих адаптеров в челюстных проемах буксовых узлов допускает наличие зазоров, что создает возможность горизонтальных поперечных и продольных, а также угловых в плане взаимных перемещений боковых рам и колесных пар в пределах этих зазоров. При этом возникают силы кулонова трения между контактными поверхностями боковины и полимерной вставки. После выбора зазора включаются упругие силы в результате контакта боковой части упругой вставки с выступом боковой рамы.

В адаптере варианта №2 использован иной подход. При установке рассматриваемого варианта адаптера в тележке боковые рамы упруго (без зазоров) связаны с осями колесных пар как в вертикальном, так и в горизонтальном продольном и поперечном направлениях, что по сути соответствует введению буксового рессорного подвешивания.

Для исследования работы конструкций упругих адаптеров вариантов №1 и №2 использовалась компьютерная модель, описанная в подразд. 3.1 и 3.2. С помощью программного комплекса UmLab были выполнены расчеты динамических показателей вагона при движении по пути хорошего состояния (с неизношенными рельсами Р65). При моделировании упругого адаптера варианта №1 параметры жесткостей приняты следующими: продольная жесткость $C_x=20$ МН/м, поперечная $C_y=5$ МН/м, вертикальная $C_z=38$ МН/м. Продольный и поперечный зазоры приняты равными 5 мм. Коэффициент трения в паре «упругий элемент адаптера – боковая рама» задан 0,3.

При моделировании адаптера варианта №2 параметры жесткостей приняты следующими: в продольном направлении $C_x=35$ МН/м, в поперечном $C_y=14$ МН/м, в вертикальном $C_z=5,3$ МН/м. Вертикальный, продольный и поперечный зазоры не ограничены. Трение в паре «упругий элемент адаптера – боковая рама» отсутствует.

Расчеты обоих вариантов проведены для случая движения порожнего вагона, колеса которого имеют профиль обода ИТМ-73(32). В ходе расчетов определялись следующие динамические показатели: вертикальные $\ddot{Z}_\Pi$ и горизонтальные $\ddot{Y}_\Pi$ ускорения пятников кузова вагона; вертикальные $\ddot{Z}_6$ и горизонтальные $\ddot{Y}_6$ ускорения букс; отношение рамной силы к статической осевой нагрузке H_y/P_o ; коэффициент вертикальной динамики кузова K_d , коэффициент устойчивости вагона от схода колесной пары с рельсов по условию вкатывания $K_{уст}$; углы поворота тележки относительно кузова при вилянии Bt и угол виляния колесной пары ψ ; показатель износа колеса A (показатель A определялся как удельная, отнесенная к пройденному пути, работа сил трения по рабочей поверхности обода колеса).

На рис. 3.36-3.40 представлено сравнение динамических показателей вагона при использовании описанных конструкций упругих адаптеров в буксовом проеме вариантов №1 и №2 при прочих равных условиях.

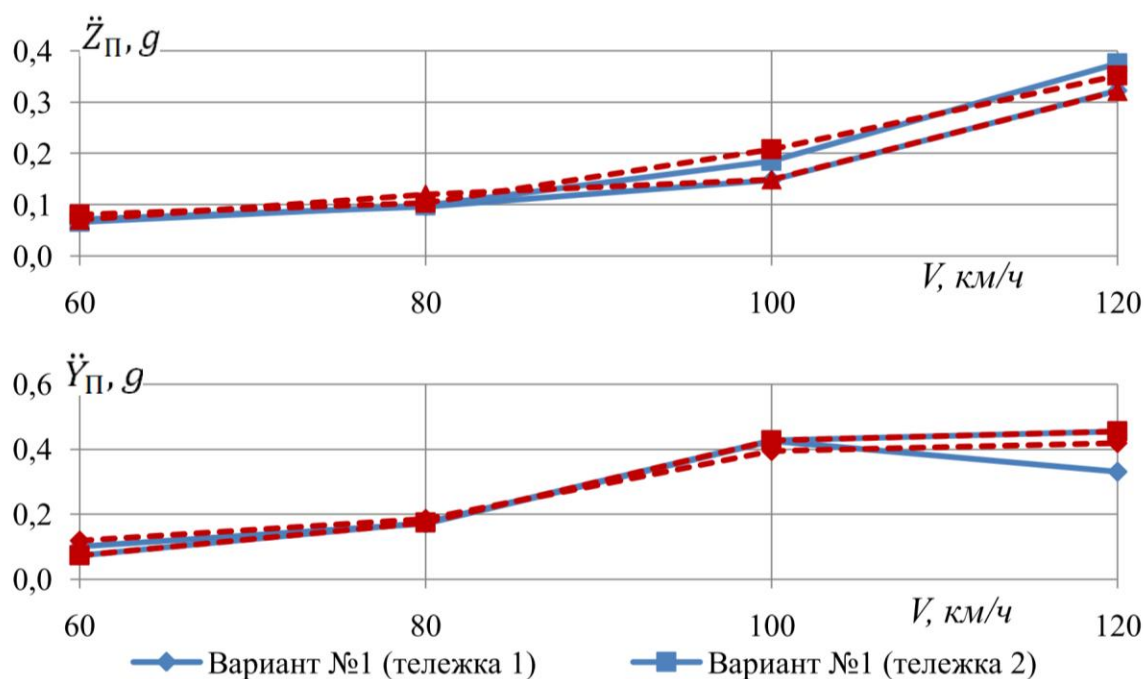


Рис. 3.36. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова порожнего вагона от скорости движения

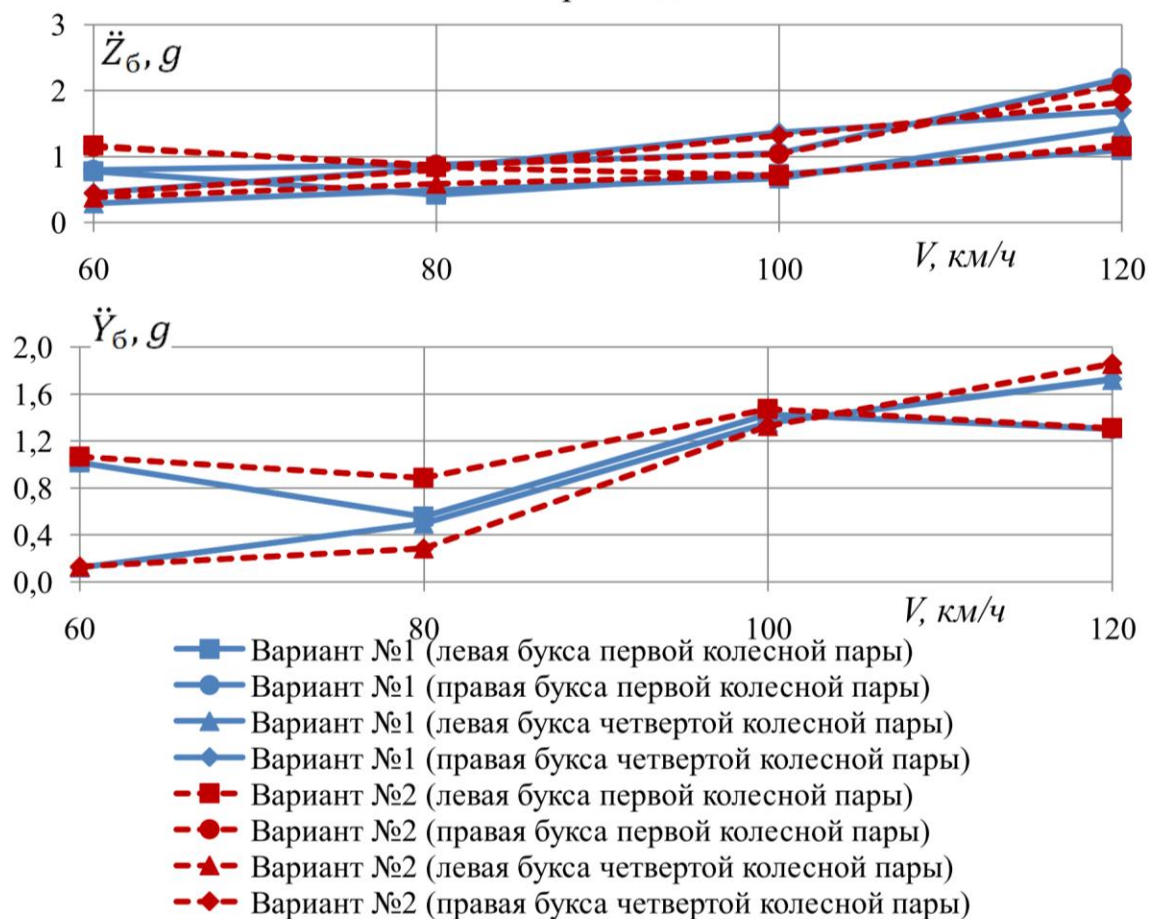


Рис. 3.37. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс порожнего вагона от скорости движения

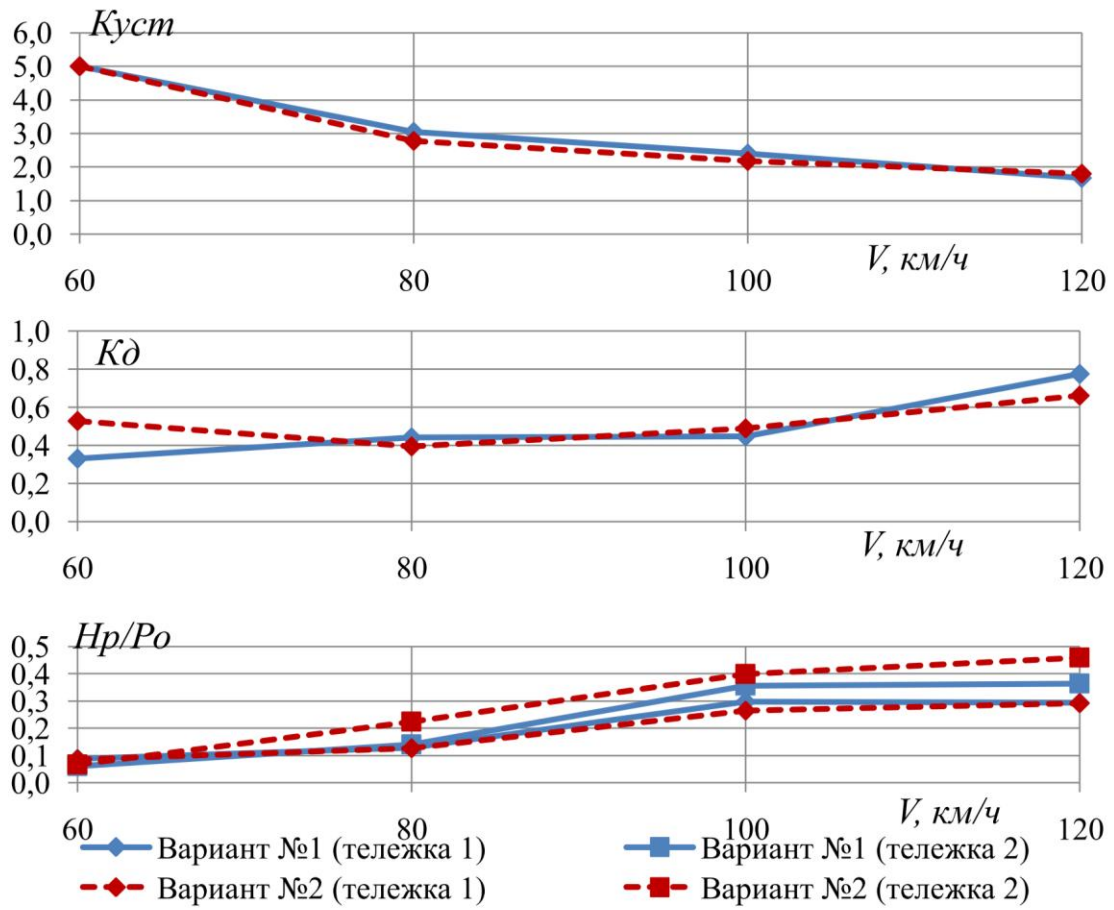


Рис. 3.38. Зависимости коэффициента устойчивости вагона от схода колесной пары с рельсов по условию вкатывания, коэффициента вертикальной динамики и отношения рамной силы к статической осевой нагрузке порожнего вагона от скорости движения

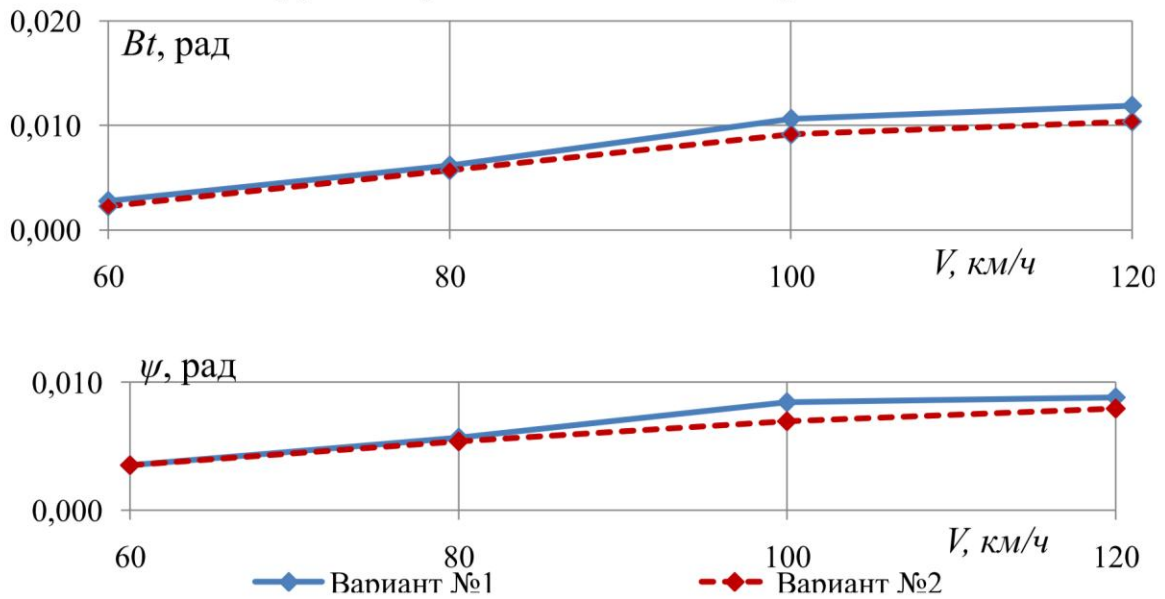


Рис. 3.39. Зависимости угла поворота тележки относительно кузова при вилянии и угла виляния колесной пары порожнего вагона от скорости движения

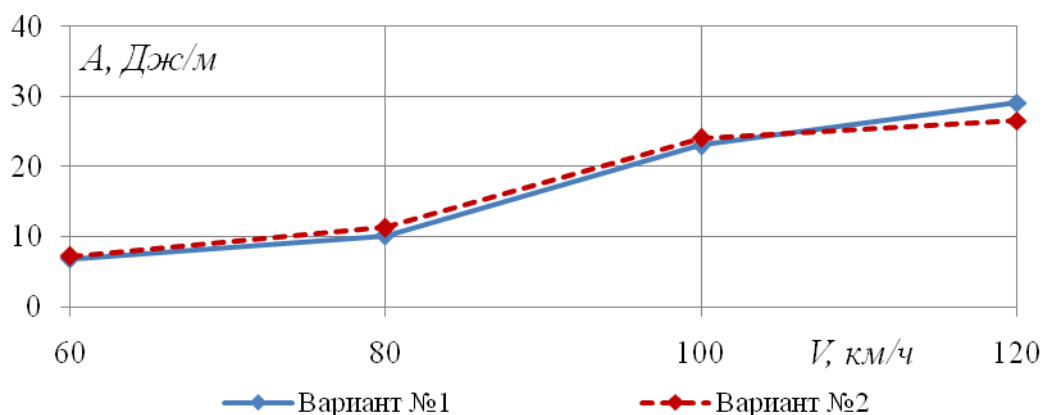


Рис. 3.40. Зависимости показателя износа колес от скорости движения вагона

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

- использование адаптера варианта №1 по сравнению с вариантом №2 приводит к незначительному снижению вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова вагона (см. рис. 3.36) при скоростях движения до 110 км/ч;
- использование адаптера варианта №1 по сравнению с вариантом №2 приводит к уменьшению вертикальных ускорений букс при скоростях от 60 до 100 км/ч и почти не влияет на их уровень при скоростях от 100 до 120 км/ч (см. рис. 3.37). Горизонтальные ускорения первой по ходу движения колесной пары при скоростях от 60 до 100 км/ч ниже при использовании адаптера варианта №1, а для четверной колесной пары - они несколько выше. При скоростях движения от 100 до 120 км/ч горизонтальные поперечные ускорения букс мало зависят от типа адаптера;
- уменьшение рамных сил (см. рис. 3.38) ведущей тележки и, как следствие, увеличение коэффициента устойчивости вагона для скорости движения до 110 км/ч происходит при использовании адаптера варианта №1;
- углы поворота тележки относительно кузова при влиании и колесной пары (см. рис. 3.39) увеличиваются при использовании адаптера варианта №1 (что, очевидно, связано с наличием зазоров в буксовых узлах);
- имеется незначительное снижение износа колес у вагона с вариантом №1 конструкции упругого адаптера (см. рис. 3.40) при скоростях движения до 105 км/ч и увеличение после.

Обобщая все выводы по расчетам, можно отметить лишь незначительное превосходство по некоторым параметрам варианта №1 адаптера по сравнению с вариантом №2. Ввиду отсутствия значительных отличий в динамических показателях вагонов с разными конструкциями упругих адаптеров буксовых узлов для установки в тележке предпочтение следует отдать более простой и дешевой конструкции, а именно адаптеру варианта №1.

3.4. Влияние угла наклона лицевой поверхности клина фрикционной системы гашения колебаний на динамические показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками

От состояния фрикционной системы гашения колебаний в значительной мере зависят динамические показатели вагона. При увеличенном значении завывшения клина, которое является основным нормируемым параметром, характеризующим состояние фрикционной системы гашения колебаний, способность тележки гасить колебания кузова резко снижается. Интенсивные вертикальные и горизонтальные колебания кузова вызывают повышенный износ других элементов вагона. Как показал опыт эксплуатации тележек модели 18-100, использование во фрикционной системе гашения колебаний материалов с малой износостойкостью приводит к тому, что уже при пробеге вагона 50-100 тыс. км большая часть клиньев и контактирующих с ними элементов тележки значительно изношены, что наряду с износом колес приводит к снижению критической скорости вагонов до 60-70 км/ч и ухудшению их динамических показателей.

В соответствии с проектом предложенной ИТМ НАНУ и НКАУ комплексной модернизации тележек модели 18-100 во фрикционной системе подвешивания устанавливаются клинья из износостойкого чугуна с полимерными накладками на наклонных поверхностях, контактирующих с надрессорной балкой, а на боковых рамах крепятся фрикционные планки из

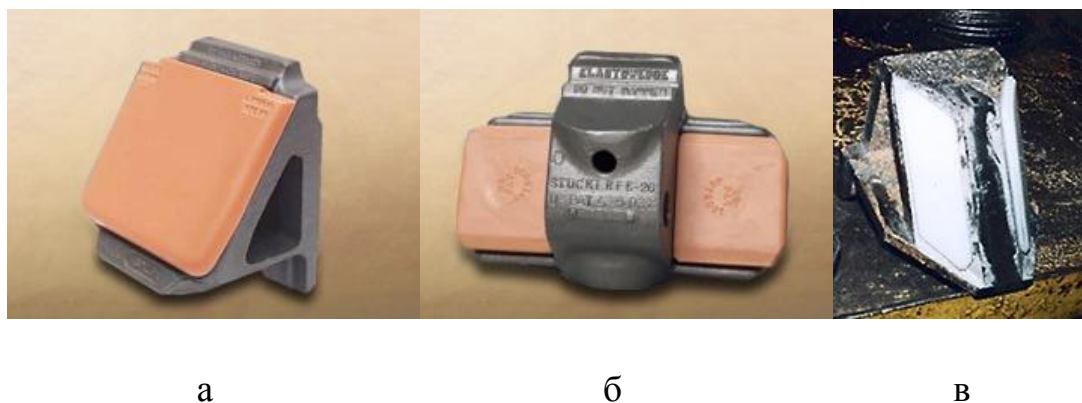
упрочненной стали. Устранение контакта типа «метал по металлу» между клиньями и надрессорной балкой и высокая износостойкость в паре клин – фрикционная планка позволили более чем в 10 раз увеличить ресурс системы гашения колебаний. Опытные вагоны с комплексно модернизированными тележками, которые уже имеют пробег более 900 тыс. км, еще не исчерпали и половины ресурса по износу клиньев и фрикционных планок. Кроме того, благодаря предложенной модернизации тележек критическая скорость движения вагонов при увеличении пробега снижается незначительно.

В данном подразделе выполнен анализ возможных изменений фрикционных клиньев и контактирующих с ними частей тележки и проведено исследование возможности использования этих изменений в комплексно модернизированных тележках.

В современных зарубежных тележках грузовых вагонов используется несколько основных конструкций клиньев: цельные клинья с одной (рис. 3.41а) или двумя (рис. 3.41б) лицевыми поверхностями, цельные клинья с пространственным расположением лицевых поверхностей (рис. 3.41в).

У большинства из этих тележек угол наклона лицевой поверхности клина близок к 60° в отличие от тележки 18-100, у которой он составляет 45° [62, 63].

Выполнено исследование влияния угла наклона лицевой поверхности фрикционного клина на динамические показатели вагона с комплексно модернизированными тележками. При этом использовались те же модель и программное обеспечение, что и при решении задач, описанных в подразд. 3.1, 3.2. Угол наклона лицевой поверхности клина α изменялся в диапазоне от 30° до 60° с шагом 10° . Моделирование проводилось для скорости движения вагона 120 км/ч. Анализировались те же динамические показатели, что и в подразд. 3.1, 3.2.



а – клин с одной лицевой поверхностью;

б – клин с двумя лицевыми поверхностями;

в – клин с пространственным расположением лицевых поверхностей.

Рис. 3.41. Основные конструкции клиньев грузовых вагонов

Зависимости показателей динамических качеств вагона от угла α приведены на рис. 3.42-3.49.

Как видно из рисунков, изменение угла α оказывает влияние в основном на максимальные значения горизонтальных ускорений букс и рамных сил: уменьшение α от 40° (близкого к стандартному углу наклона 45° в тележке модели 18-100) до 30° приводит лишь к некоторому снижению максимальных значений горизонтальных ускорений букс в порожнем вагоне, на остальные же исследуемые показатели влияние изменения угла незначительно; увеличение угла α от 40° до 60° может привести к увеличению рамных сил от 15 до 70%.

Полученные результаты расчетов указывают на то, что простым изменением угла наклона лицевой поверхности клина в тележке модели 18-100 нельзя добиться улучшения динамических показателей вагона. Необходимо менять схему связи «надрессорная балка – клин – боковая рама». Так, в тележках Barber S-2-D и Motion Control относительные перемещения надрессорной балки и боковой рамы в горизонтальной

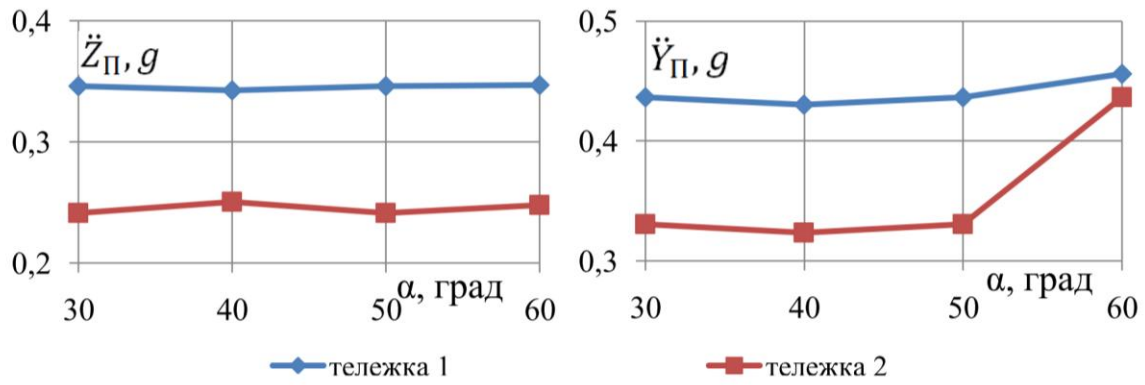


Рис. 3.42. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников груженого вагона от угла наклона лицевой поверхности клина α

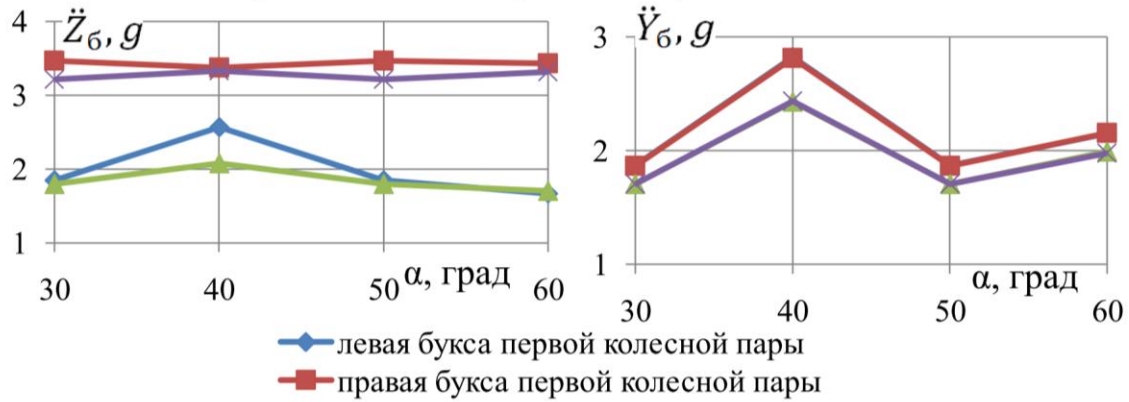


Рис. 3.43. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс груженого вагона от угла наклона лицевой поверхности клина α

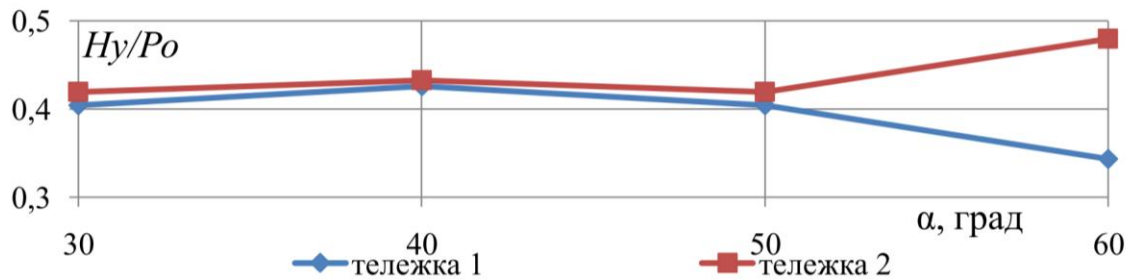


Рис. 3.44. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке груженого вагона от угла наклона лицевой поверхности клина α

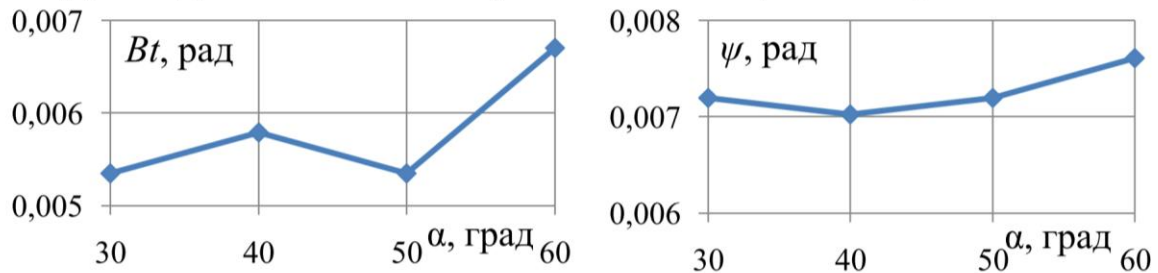


Рис. 3.45. Зависимости угла влияния тележки относительно кузова и угла влияния колесной пары груженого вагона от угла наклона лицевой поверхности клина α

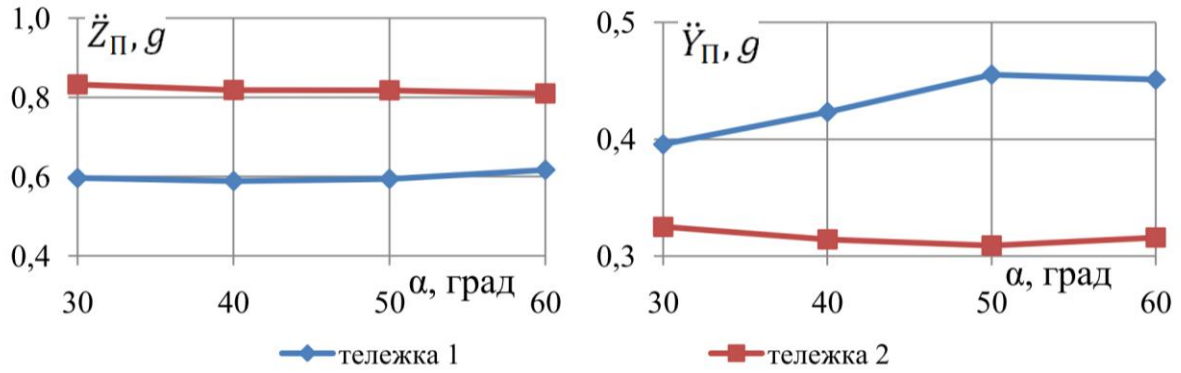


Рис. 3.46. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников порожнего вагона от угла наклона лицевой поверхности клина α

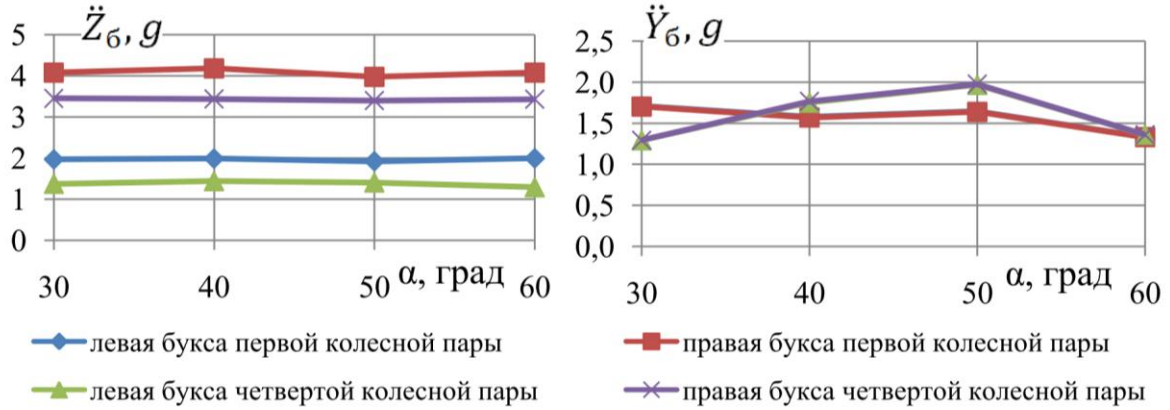


Рис. 3.47. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс порожнего вагона от угла наклона лицевой поверхности клина α

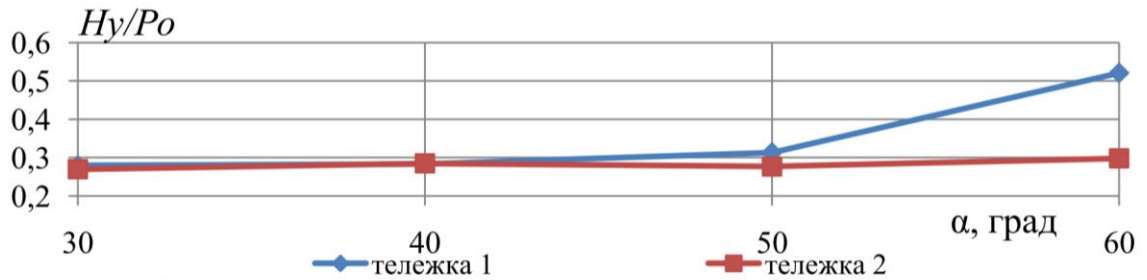


Рис. 3.48. Зависимости отношения рамной силы к статической осевой нагрузке порожнего вагона от угла наклона от угла наклона лицевой поверхности клина α

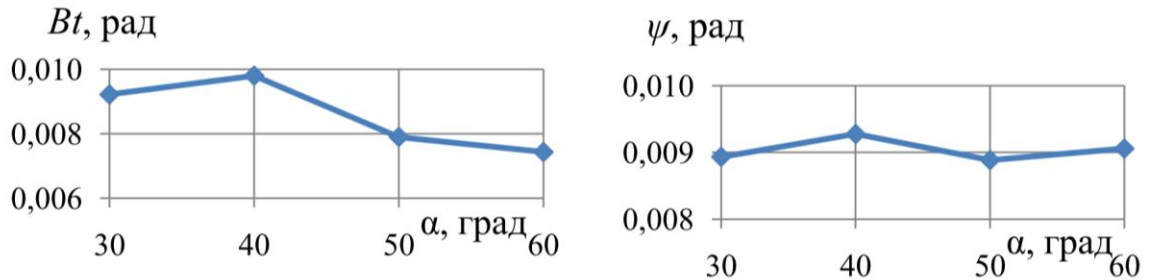


Рис. 3.49. Зависимости угла виляния тележки относительно кузова и угла виляния колесной пары порожнего вагона от от угла наклона лицевой поверхности клина α

плоскости ограничиваются зазорами в сочленениях между ними, в то время как в тележке 18-100 – зазорами в последовательных сочленениях «наддресорная балка – клин», «клин – боковая рама». При этом имеется значительная разница как в степени связанности этих тележек в горизонтальной плоскости, так и в схеме взаимодействия разных частей тележек. Поэтому улучшение динамических и эксплуатационных показателей вагонов с тележками 18-100 за счет изменения угла наклона лицевой поверхности клина возможно лишь при изменении конструкций наддресорной балки и боковой рамы.

3.5. Исследование влияния разных конструкций сочленения в паре «наддресорная балка – боковая рама» на динамические показатели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками

В данном подразделе проведено исследование влияния на динамические показатели грузового вагона двух способов сочленения наддресорной балки и боковых рам тележки. Один используется в тележке 18-100 (рис. 3.50), далее вариант №1, второй – в тележке Motion Control производства США (рис. 3.51), далее вариант №2.

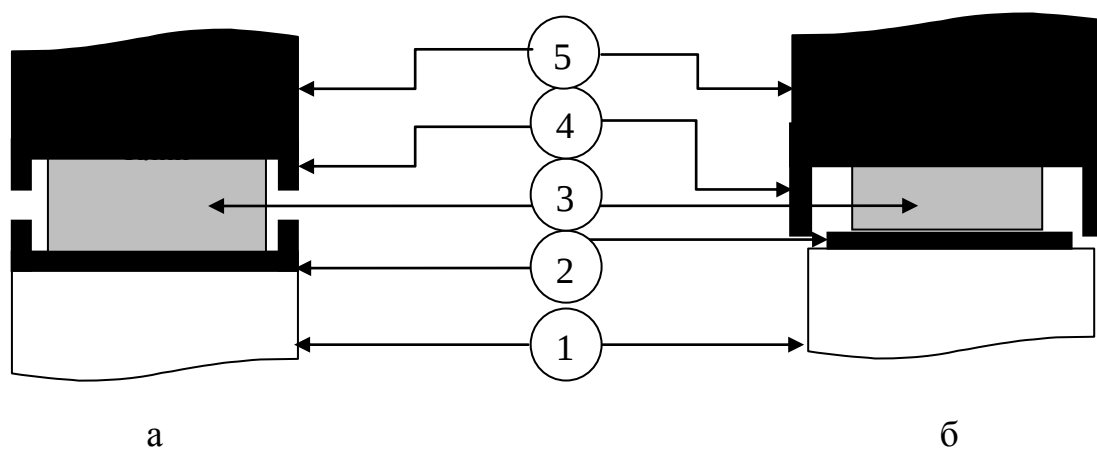


Рис. 3.50. Сочленение в паре «наддресорная балка – боковая рама» в тележке модели 18-100



Рис. 3.51. Сочленение в паре «наддресорная балка – боковая рама» в тележке модели Motion Control

Для облегчения понимания различия в этих двух способах сочленения на рис. 3.52 приведены их схематические изображения.



1 – боковая рама; 2 – боковые ограничители боковой рамы; 3 – клин фрикционный; 4 – боковые ограничители наддресорной балки; 5 – наддресорная балка

а – тележка 18-100; б – тележка Motion Control

Рис. 3.52. Схематические изображения способов сочленения в паре «наддресорная балка – боковая рама»

Как видно из рис. 3.52а, в тележке 18-100 боковая рама 1 непосредственно никак не связана с надрессорной балкой 5. Взаимодействие происходит через клин 3, движения которого ограничены в поперечном направлении боковыми ограничителями 2 боковой рамы и такими же ограничителями 4 на надрессорной балке. Таким образом, весь путь взаимодействия можно описать как «надрессорная балка – клин» – «клин – боковая рама». В тележке Motion Control (см. рис. 3.52б) надрессорная балка 5 и боковая рама 1 взаимодействуют напрямую через ограничители 2 и 4, а клин здесь выполняет исключительно роль фрикционного элемента.

При исследовании использован программный комплекс для выполнения динамического анализа машин и механизмов UmLab. Моделирование производилось для случая движения порожнего полувагона по прямому участку пути со скоростями от 60 до 120 км/ч. Профиль катания колес – ИТМ-73, профиль рельсов – Р65 (неизношенная контактная пара), путь в хорошем состоянии.

В ходе расчетов, как и в подразд. 3.3, определены следующие динамические показатели: вертикальные $\ddot{Z}_{\Pi}$ и горизонтальные поперечные $\ddot{Y}_{\Pi}$ ускорения пятников кузова вагона; вертикальные $\ddot{Z}_6$ и горизонтальные поперечные $\ddot{Y}_6$ ускорения букс; отношение рамной силы к статической осевой нагрузке H_y/P_o ; коэффициент вертикальной динамики необрессоренных масс K_d , коэффициент устойчивости вагона от схода колесной пары с рельсов по условию вползания $K_{уст}$; углы поворота Bt тележки относительно кузова и ψ колесной пары при вилянии; показатель износа колеса A .

На рис. 3.53-3.57 представлены зависимости динамических показателей вагона, полученные при использовании описанных вариантов сочленения между надрессорной балкой и боковой рамой при прочих равных условиях.

Согласно полученным результатам расчетов, использование варианта №2 почти не влияет на величину вертикального $\ddot{Z}_{\Pi}$ и горизонтального $\ddot{Y}_{\Pi}$ ускорений пятников при скоростях движения до 80 км/ч,

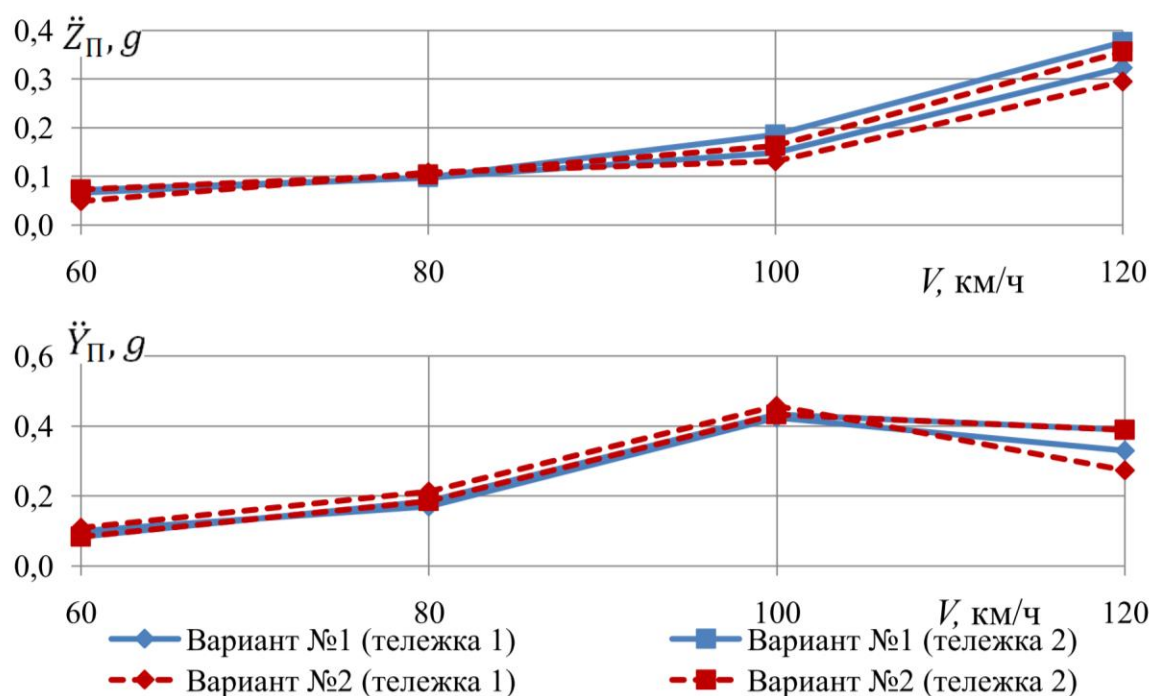


Рис. 3.53. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений пятников кузова порожнего вагона от скорости движения

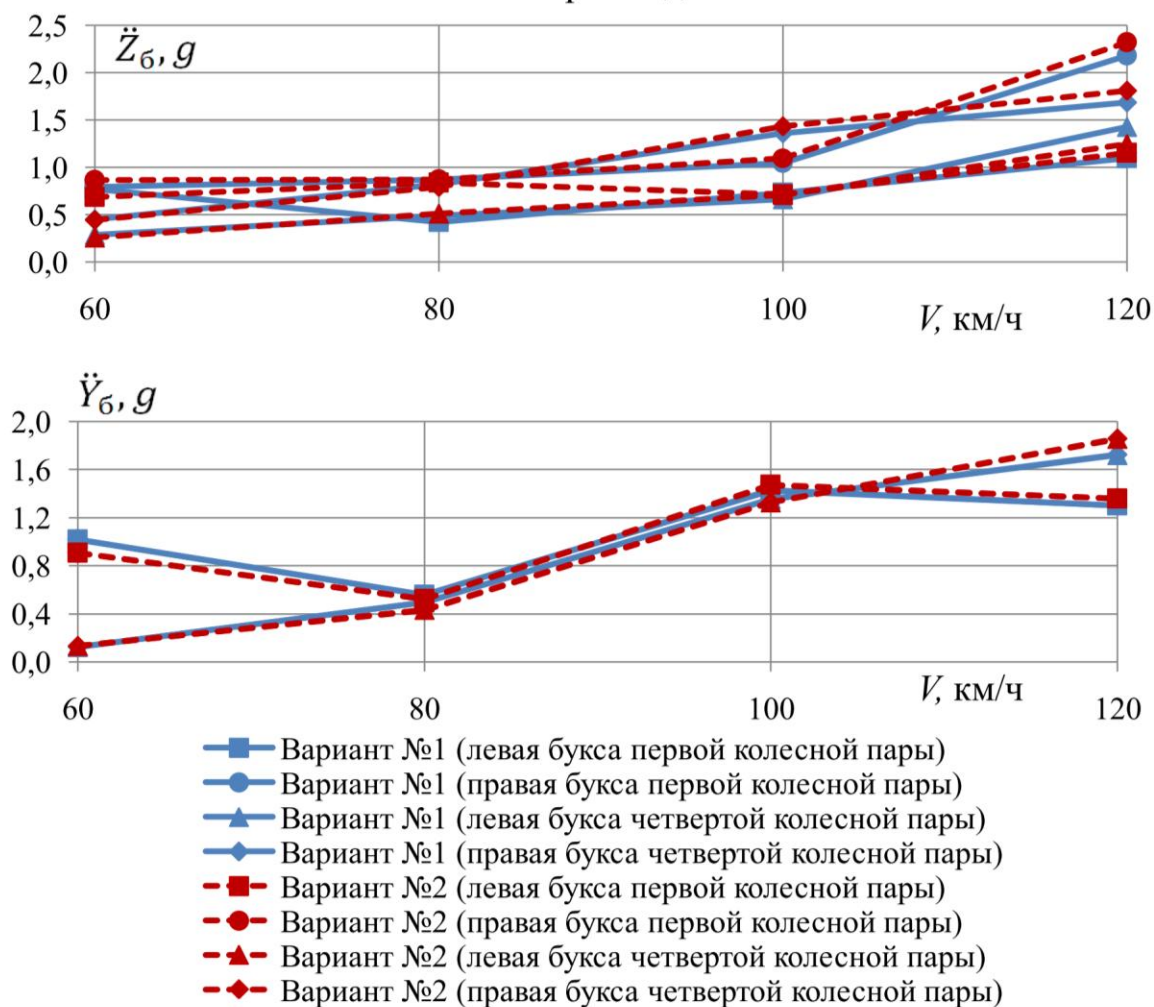


Рис. 3.54. Зависимости максимальных значений вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений букс порожнего вагона от скорости движения

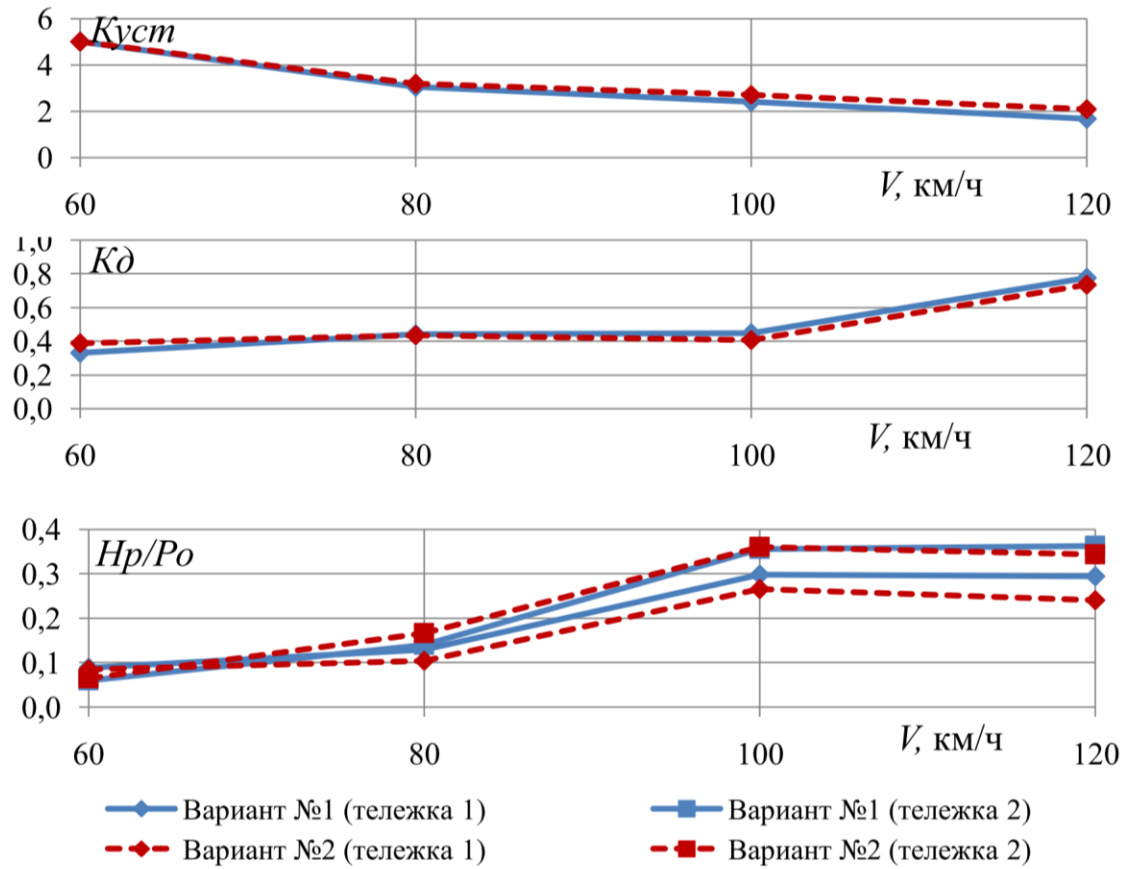


Рис. 3.55. Зависимости коэффициента устойчивости вагона от схода колесной пары с рельсов по условию вкатывания, коэффициента вертикальной динамики неподрессоренных масс и отношения рамной силы к статической осевой нагрузке порожнего вагона от скорости движения

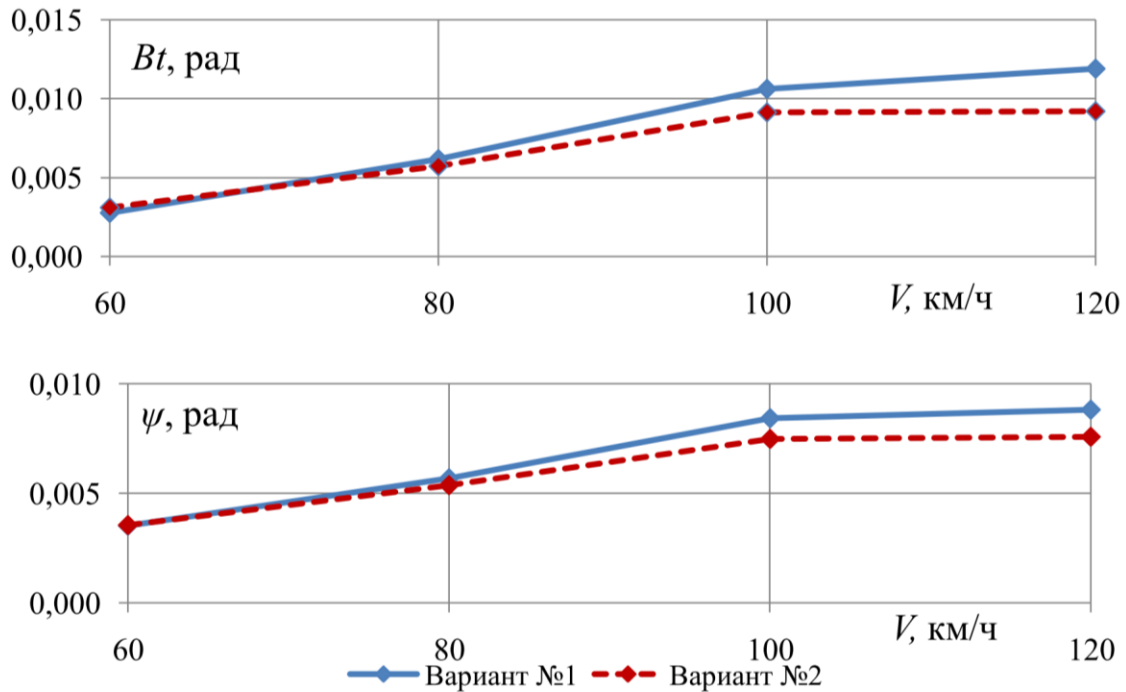


Рис. 3.56. Зависимости угла поворота тележки относительно кузова при влиятии и угла влиятия колесной пары порожнего вагона от скорости движения

при дальнейшем увеличении скорости величины вертикального ускорения несколько снижаются по сравнению с вариантом №1 (см. рис. 3.53). Ускорения бокс $\ddot{Z}_6$ и $\ddot{Y}_6$ при $V = 60-80$ км/ч для двух вариантов различаются незначительно, а при скоростях 100-120 км/ч несколько увеличиваются в варианте №2 по сравнению с вариантом №1 (см. рис. 3.54). Это ухудшение может быть связано с более жесткими условиями взаимодействия в системе «колесо – рельс» при повышении «связности» тележки со вторым вариантом сочленения. Анализируя изменения коэффициента устойчивости вагона от схода колесной пары с рельсов по условию вкатывания $K_{уст}$, коэффициента вертикальной динамики необрессоренных масс тележки K_d и отношения рамной силы к статической осевой нагрузке H_p/P_o для рассматриваемых вариантов (см. рис. 3.55), можно отметить небольшое преимущество варианта №2 перед вариантом №1 сочленения в тележке. Подобным же образом изменяются и зависимости углов поворота тележки Bt относительно кузова и колесной пары ψ от скорости движения (см. рис. 3.56). Имеет место также снижение удельного показателя износа колеса при увеличении скорости движения экипажа с вариантом №2 (см. рис. 3.57).

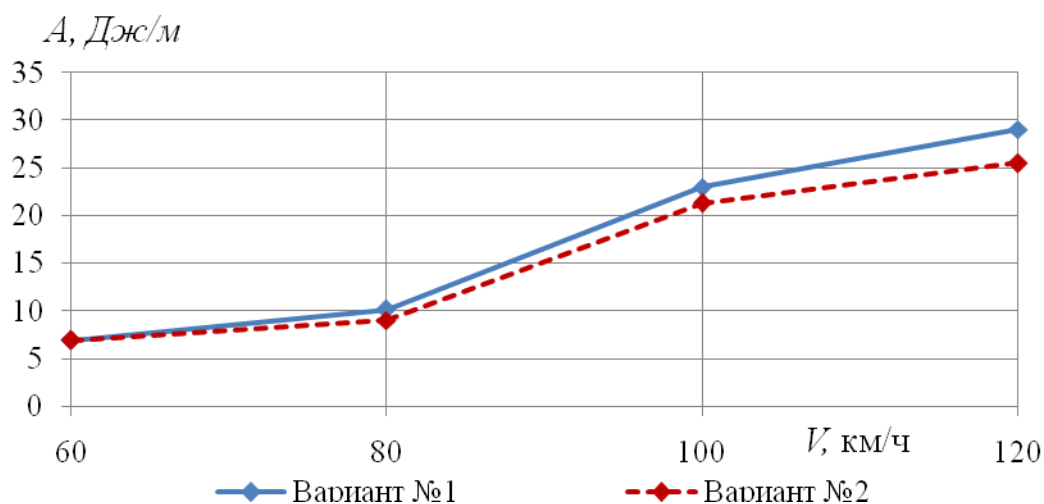


Рис. 3.57. Зависимости удельного показателя износа колес от скорости движения порожнего вагона

Таким образом, можно сделать вывод о целесообразности использования способа сочленения между наддрессорной балкой и боковой рамой как в

варианте №2 при создании новых моделей тележек для грузовых вагонов. Такое изменение не приведет к увеличению стоимости готового изделия, но позволит несколько улучшить динамические и ресурсные показатели грузовых вагонов с тележками нового поколения.

3.6. Выводы к разделу 3

По результатам исследований, приведенным в данном разделе, можно сделать следующие выводы:

- при использовании кассетных роликовых подшипников с жесткими адаптерами целесообразно уменьшить продольный зазор в буксовом проеме для улучшения динамических показателей вагона. При этом рациональным является значение суммарного продольного зазора около 2 – 3 мм (под суммарным продольным зазором здесь понимается $2\Delta_{prod}$);

- в качестве рационального значения суммарного поперечного зазора ($2\Delta_{non}$) следует принять 6 – 8 мм, что согласуется с установленными ныне нормами поперечных зазоров;

- использование упругих накладок на адаптерах кассетных подшипников позволяет улучшить динамические показатели вагона;

- для вагонов с комплексно модернизированными тележками рациональными являются следующие значения параметров жесткости упругих адаптеров: вертикальная жесткость – 70-90 МН/м; горизонтальная продольная жесткость – 18-22 МН/м; горизонтальная поперечная жесткость – 5-6 МН/м;

- при использовании в комплексно модернизированной тележке упругих адаптеров предпочтение следует отдать конструкции адаптера, аналогичной используемой в тележке Motion Control;

– простым изменением угла наклона лицевой поверхности клина в тележке модели 18-100 нельзя добиться улучшения динамических показателей вагона. Необходимо менять схему связи «надрессорная балка – клин – боковая рама»;

– при изготовлении новой тележки более предпочтительной является реализация способа сочленения между надрессорной балкой и боковыми рамами, при котором они взаимодействуют между собой в горизонтальной плоскости напрямую, а клин выступает только в роли вертикального демпфера.

РАЗДЕЛ 4

ИССЛЕДОВАНИЯ ФОРМ ДИСКА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА И СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ, ВОЗНИКАЮЩИХ В СИСТЕМЕ КОЛЕСО/РЕЛЬС ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КОЛЕС С УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫМ ДИСКОМ

В данном разделе приведены результаты исследований, направленных на совершенствование железнодорожного колеса за счет изменения его геометрии. Для выбора рациональной формы диска колеса необходимо решить ряд задач. В данной работе эти задачи разделены на две основных группы. В рамках одной группы решались задачи по определению влияния геометрических и механических параметров колеса на его жесткость в разных направлениях. Далее, основываясь на полученных зависимостях, решалась задача исследования влияния жесткости колеса в радиальном и осевом направлениях на динамические и ресурсные показатели грузового вагона.

4.1. Расчет жесткости колес с разными формами дисков

В настоящее время в мире наибольшее распространение получили колеса с несколькими основными формами дисков. Это колеса с прямыми, тарельчатыми, гофрированными и S-образными дисками [64]. Разработка и использование более сложных с точки зрения изготовления форм дисков обусловлена рядом факторов. Так, с целью уменьшения динамических напряжений в колесе, возникающих в эксплуатации вследствие неровностей на его поверхности катания, а также неровностей пути, диск колеса должен обладать минимально возможной радиальной жесткостью [65 - 69]. Однако с уменьшением радиальной жесткости уменьшается и осевая (поперечная) жесткость диска, что негативно сказывается на динамике вагона в целом.

Поэтому при разработке колеса с улучшенными эксплуатационными показателями необходимо прежде всего исследовать влияние новой геометрии диска на его жесткость в радиальном и осевом направлениях.

Для решения этой задачи анализировались различные варианты перечисленных выше типов диска.

Исследование производилось по следующему алгоритму:

- отбор базовых форм дисков и построение их компьютерных моделей (под базовыми формами здесь понимаются тарельчатые, гофрированные и S-образные диски колес, которые выпускаются сегодня разными производителями);

- определение жесткости базовых форм дисков путем расчета напряженно-деформированного состояния, возникающего в них при тестовых нагрузках, с помощью метода конечных элементов;

- определение характера изменения жесткости колеса с каждой из основных форм диска при варьировании его геометрических размеров путем увеличения или уменьшения выпуклости диска или изменения ее направленности;

- выбор перспективных форм диска, обеспечивающих значительное уменьшение радиальной жесткости колеса при минимальном снижении его осевой жесткости.

В течение своего срока службы колесо подвергается большому числу циклов нагружения и при этом не должно разрушаться. Это значит, что амплитуды циклических напряжений не должны превышать предела выносливости материала колеса. Отсюда следует, что расчет общего напряженно-деформированного состояния (НДС) может быть произведен в рамках теории упругости.

Для расчета НДС колеса и нахождения сил взаимодействия в системе колесо/рельс целесообразно использовать современные компьютерные программные комплексы автоматического проектирования и анализа деталей и механизмов – так называемые CAD/CAM/CAE – комплексы. Эти

программы позволяют моделировать весьма сложные механические системы с учетом реальных условий их работы. Применение компьютерного моделирования значительно сокращает время разработки новых типов деталей и механизмов и в некоторых случаях позволяет обходиться без дорогостоящего натурного эксперимента [70 - 74].

В данном разделе с помощью системы компьютерного 3D моделирования вначале были разработаны компьютерные модели базовых типов. Затем на их основе строились различные вариации базовых типов. На рис. 4.1-4.3 приведены изображения сечений исследуемых дисков. В качестве исходных выбраны базовые типы дисков: тарельчатый (рис. 4.1а) – дальнейшее обозначение T_{n1} , гофрированный (рис. 4.2а) – Γ_{n1} , S-образный (рис. 4.3а) – S_{n1} , геометрические размеры которых соответствуют чертежным размерам. Затем геометрические размеры диска изменялись таким образом, чтобы выпуклость кривой, образующей форму диска, увеличивалась (максимальное отступление кривой от изначальной формы для каждой последующей модели составляло 5 мм). Таким образом созданы по два варианта модели каждого типа (рис. 4.1б, 4.1в – дальнейшее обозначение T_{n2} и T_{n3} , рис. 4.2б, 4.2в – дальнейшее обозначение Γ_{n2} и Γ_{n3} , рис. 4.3б, 4.3в – дальнейшее обозначение S_{n2} и S_{n3}), в которых выпуклость диска по отношению к базовому увеличивается. Затем на основе базового типа создавалась модель диска, «обратная» базовому (рис. 4.1г – дальнейшее обозначение T_{o1} , рис. 4.2г – Γ_{o1} , рис. 4.3г – S_{o1}). Она отличается направлением выпуклости диска. Далее на основе обратной модели построены еще по две вариации дисков (рис. 4.1д, 4.1е – дальнейшее обозначение T_{o2} и T_{o3} , рис. 4.2д, 4.2е – дальнейшее обозначение Γ_{o2} и Γ_{o3} , рис. 4.3д, 4.3е – дальнейшее обозначение S_{o2} и S_{o3}), выпуклость которых также увеличивается по отношению к базовой.

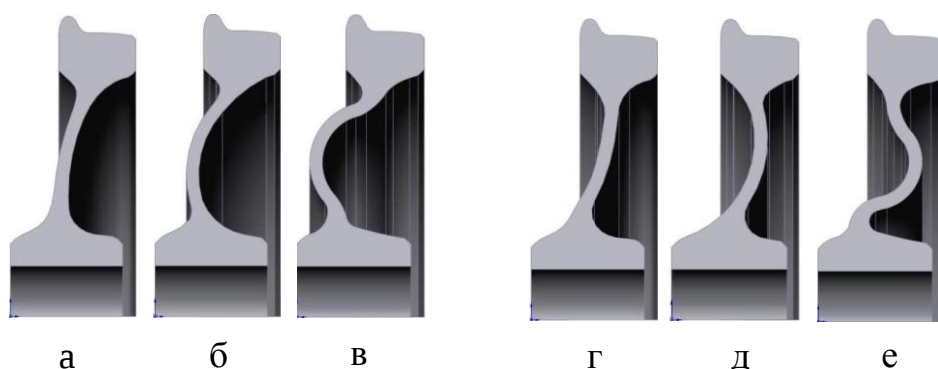


Рис. 4.1 Варианты диска тарельчатой формы

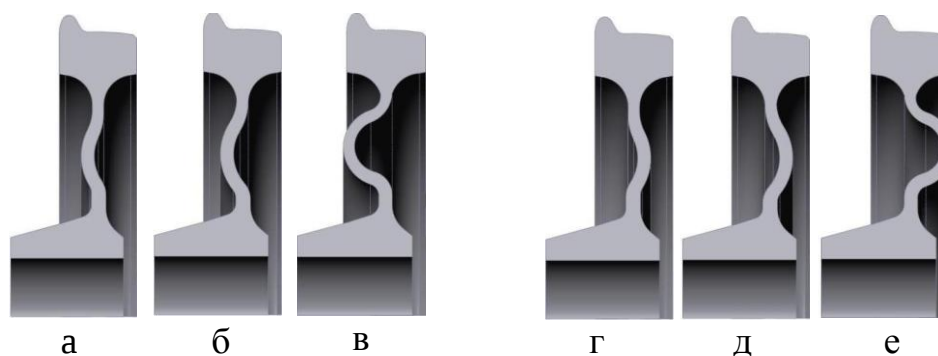


Рис. 4.2 Варианты диска гофрированной формы

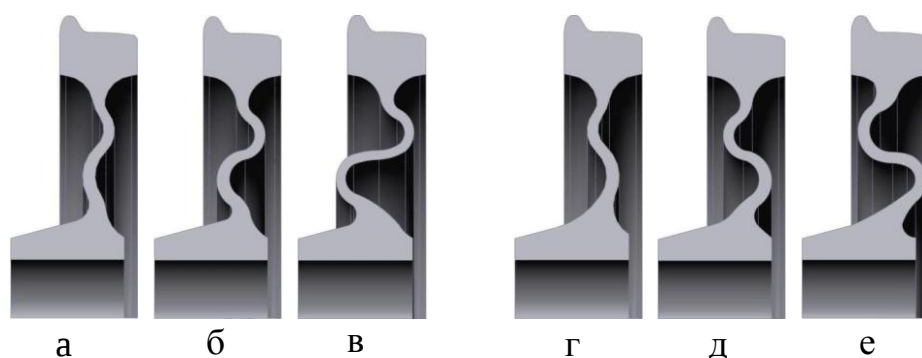


Рис. 4.3 Варианты диска S-образной формы

В результате получены для исследования 18 вариантов дисков с разными формами, разной величиной и направлением выпуклости, которые можно сгруппировать по следующим критериям: T_{nl-3} – три варианта моделей колес с тарельчатым «прямым» (соответствующим конструкторским чертежам) направлением диска; T_{ol-3} – три варианта моделей колес с тарельчатым «обратным» (обратное прямому направлению выпуклости) направлением диска; G_{nl-3} – три варианта моделей колес с гофрированным «прямым» направлением диска; G_{ol-3} – три варианта моделей колес с гофрированным «обратным» направлением диска; S_{nl-3} – три варианта

моделей колес с S-образным «прямым» направлением диска; S_{ol-3} – три варианта моделей колес с S-образным «обратным» направлением диска.

Каждый вариант проверялся на прочность статическим расчетом с помощью компьютерной системы конечно-элементного анализа [58, 73, 74]. Главным критерием при проверке моделей исследуемых дисков является коэффициент запаса прочности [57, 59]. В настоящее время допускаемая осевая нагрузка составляет 23,5 тс и планируется ее увеличение до 25 тс. Исследуемые модели дисков проверялись, исходя из неперевышения коэффициента запаса прочности, равного 2 (по пределу текучести) при

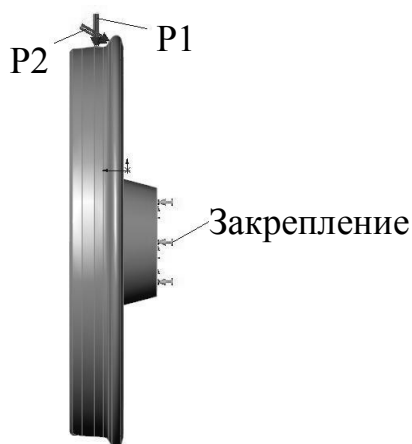


Рис. 4.4 Расчетная схема для определения НДС в диске колеса

осевой нагрузке 250 кН и динамической добавке 125 кН [59]. Для проведения расчета создана конечно-элементная модель колеса, к которой применены условия, моделирующие неподвижное закрепление по внутренней поверхности ступицы. Вертикальные P1 и боковые P2 силы прикладываются к площадкам на поверхности катания и гребне колеса. Вертикальная сила равна 187,5 кН, боковая – 112,5 кН (согласно [57, 75]). Расчетная схема модели показана на рис. 4.4. С помощью

расчета НДС колеса определялись области диска, в которых коэффициент запаса прочности менее 2. Эти области усиливались утолщением диска, а области с коэффициентом запаса прочности более 2,5 ослаблялись путем уменьшения толщины диска. Далее производился расчет жесткости всех вариантов базовых типов дисков в осевом и радиальном направлениях. Для этого использовалась расчетная система, состоящая из колеса и рельса, показанная на рисунке 4.5.

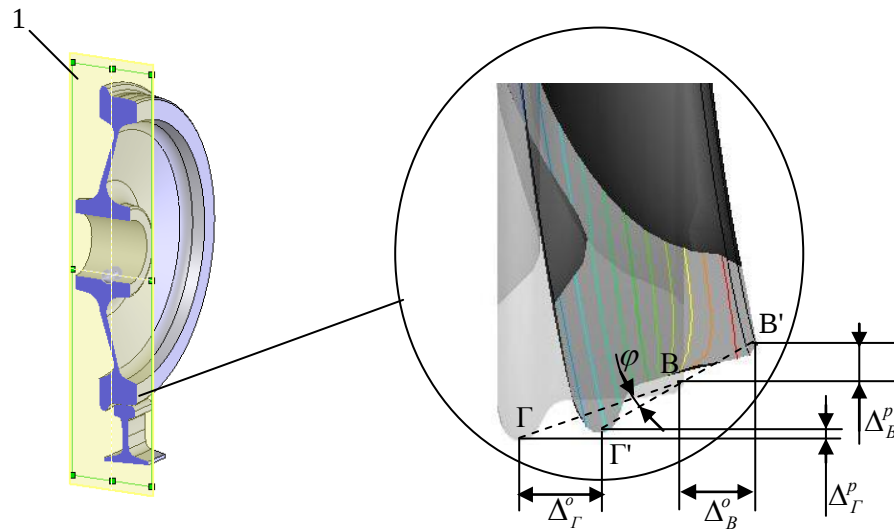


Рис. 4.5 Расчетная схема и перемещения профиля катания колеса при действии нагрузки

Вертикальная и боковая силы прикладывались каждая в отдельности и совместно и вычислялись перемещения точек приложения силы в соответствующем направлении. Для определения жесткости колеса были рассмотрены отдельно следующие схемы нагружения: действие вертикальной силы на поверхности катания, действие горизонтальной силы на гребне колеса, действие горизонтальной силы на поверхности катания, совместное действие вертикальной и горизонтальной сил на гребне. По найденным величинам перемещений и заданным силам определялись значения жесткостей колес C_j в радиальном и осевом направлениях по формуле

$$C_j = \frac{P_i}{\Delta_k^j}, \quad (4.1)$$

где P_i – сила, действующая на колесо в направлении, определяемом индексом i (1- вертикальное направление, 2- горизонтальное направление);

Δ_k^j – перемещение обода колеса в направлении, определяемом индексом j (o – осевое смещение диска; p – радиальное смещение диска);

k – индекс, определяющий характерную точку на обода колеса.

Перемещения обода в осевом и радиальном направлениях определялись по формуле

$$\Delta_k^j = \frac{\Delta_{\Gamma}^j + \Delta_{\text{В}}^j}{2}, \quad (4.2)$$

где Γ и В – характерные точки на поверхности катания колеса (см. рис. 4.5).

Результаты расчета радиальной и осевой жесткостей для моделей, показанных на рис. 4.1-4.3, сведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Жесткости исследуемых моделей колес в радиальном и осевом направлениях

Обозначение модели	C_p , кН/мм	C_o , кН/мм	Обозначение модели	C_p , кН/мм	C_o , кН/мм
T_{n1}	1042	99	Γ_{o1}	2451	54
T_{n2}	735	80	Γ_{o2}	2083	57
T_{n3}	625	87	Γ_{o3}	1136	45
T_{o1}	1302	97	S_{n1}	2119	57
T_{o2}	1736	74	S_{n2}	1582	65
T_{o3}	1316	72	S_{n3}	919	74
Γ_{n1}	2604	54	S_{o1}	2083	62
Γ_{n2}	2315	59	S_{o2}	1543	65
Γ_{n3}	1330	65	S_{o3}	1302	83

Для удобства анализа полученных результатов по данным табл. 4.1 построены диаграммы, приведенные на рис. 4.6 и 4.7. По оси ординат отложена жесткость диска в соответствующем направлении, по оси абсцисс – номер варианта модели группы дисков. Таким образом, каждая линия на данных рисунках показывает зависимость жесткости колеса в рассматриваемом направлении от выпуклости диска для одной из шести описанных выше групп дисков.

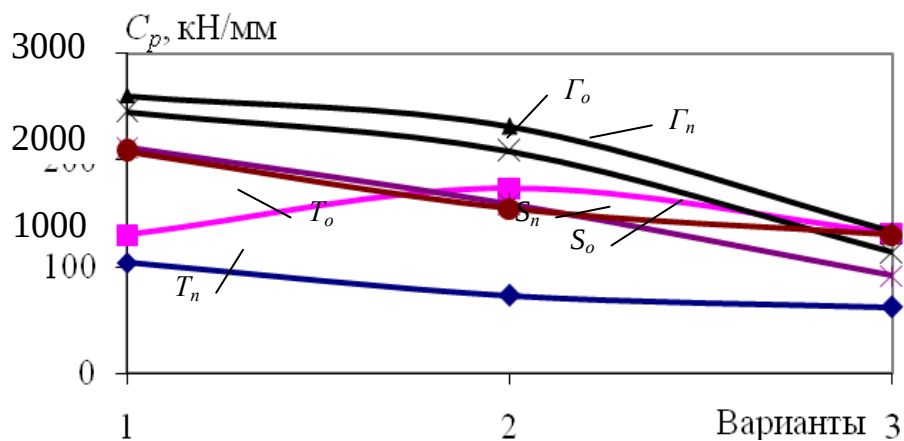


Рис. 4.6. Зависимость радиальной жесткости от формы диска

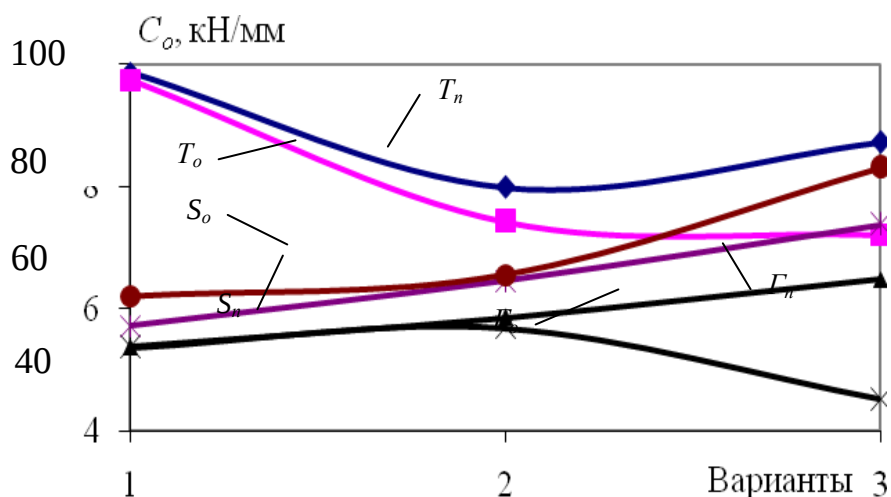
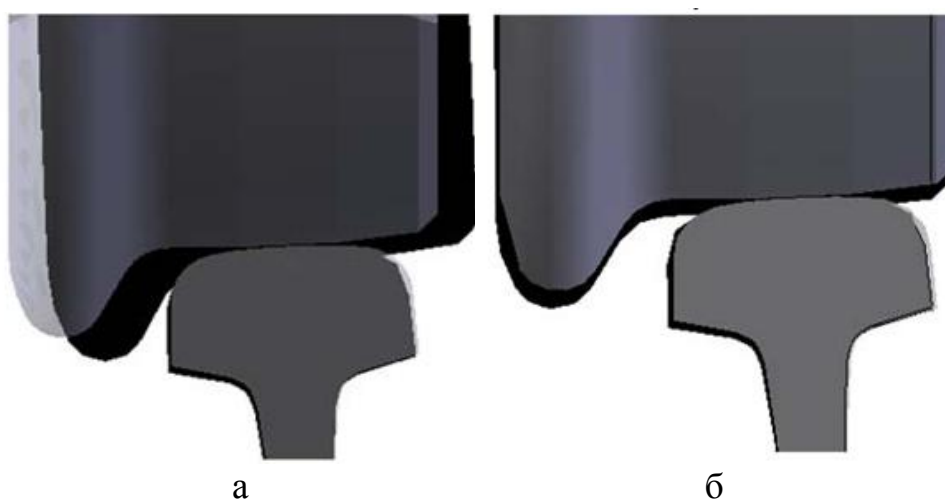


Рис. 4.7. Зависимость осевой жесткости от формы диска

Анализ полученных результатов показывает, что из всех рассмотренных вариантов колес с упругими дисками наиболее предпочтительными являются колеса с тарельчатой формой диска из группы T_{n1-3} . У диска базового типа радиальная жесткость является относительно небольшой и с увеличением выпуклости снижается до 625 кН/мм. Ее осевая жесткость является наибольшей по сравнению с остальными вариантами, у которых радиальная жесткость возрастает с увеличением числа перегибов профиля диска до двух, и далее незначительно снижается. Уменьшения радиальной жесткости в этих вариантах можно добиться за счет увеличения выпуклости, что ведет к утяжелению колеса и повышению величины напряжений в диске.

Дальнейшие исследования колес с упругими дисками целесообразно проводить или для тарельчатых дисков, или для S-образных дисков из группы S_{n1-3} , которые при увеличении выпуклости приближаются к тарельчатым.

На рис. 4.8 приведены исходные (серый цвет) и деформированные под действием вертикальной нагрузки (черный цвет) формы колес. Если рассмотреть направление перемещений диска в исследуемых моделях, то можно отметить следующую закономерность. У моделей, диски которых имеют форму конуса (стандартные колеса и с тарельчатым диском) (см. рис. 4.8а), при действии вертикальной силы возможно возникновение гребневого контакта, в то время как у моделей колес с S-образным диском (см. рис. 4.8б) такая тенденция отсутствует.



а – модель с коническим диском;
б – модель с S-образным диском.

Рис. 4.8 Направление деформации обода колеса при действии вертикальной силы

Направление деформации обода колеса при действии вертикальной нагрузки показывает, что для уменьшения сил взаимодействия между колесом и рельсом более предпочтительным является колесо с S-образным диском.

4.2. Исследование влияния толщины диска на жесткость колеса

Для исследования влияния толщины диска на жесткость колеса созданы три геометрические компьютерные модели колес со стандартной формой диска по ГОСТ 9036-88, толщиной обода 80 мм и толщиной диска 15, 19 и 23 мм. Расчет жесткости проводился описанным выше способом. Результаты расчетов жесткости колес с разной толщиной диска приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2 Результаты расчетов жесткостей колес с разной толщиной диска

Жесткость колеса	Жесткость колеса, кН/мм, при толщине диска		
	15 мм	19 мм	23 мм
Радиальная	1413	1560	1696
Осевая	65	72	78

Данные результаты показывают, что при утолщении диска с 15 до 23 мм как радиальная, так и осевая жесткости увеличиваются на 20 %. При этом зависимость носит линейный характер, что позволяет не производить расчеты для других значений толщины диска.

Полученные значения жесткости колеса при различной толщине диска могут быть использованы при моделировании движения железнодорожного экипажа и прогнозировании его динамических показателей.

4.3. Исследование влияния толщины обода на жесткость колес

Для исследования влияния толщины обода на жесткость колеса разработан ряд компьютерных геометрических моделей: со стандартными, S-образными, тарельчатыми и гофрированными дисками. Для каждой группы созданы четыре варианта моделей с толщиной обода 20, 40, 60 и 80 мм. Таким образом, произведены расчеты для 16 моделей колес.

На рис. 4.9 и 4.10 показаны графики изменения жесткостей в зависимости от толщины обода для колес с разными формами дисков. Как видно из представленных графиков, изменение толщины обода достаточно сильно влияет на жесткость колес как в радиальном, так и в осевом направлениях. Так, в радиальном направлении для колес со стандартным диском уменьшение толщины обода с 80 до 20 мм приводит к уменьшению жесткости на 59 %. Для остальных форм дисков это снижение составляет около 30 %. В осевом направлении влияние толщины обода несколько меньше и ее снижение составляет около 10-30 %.

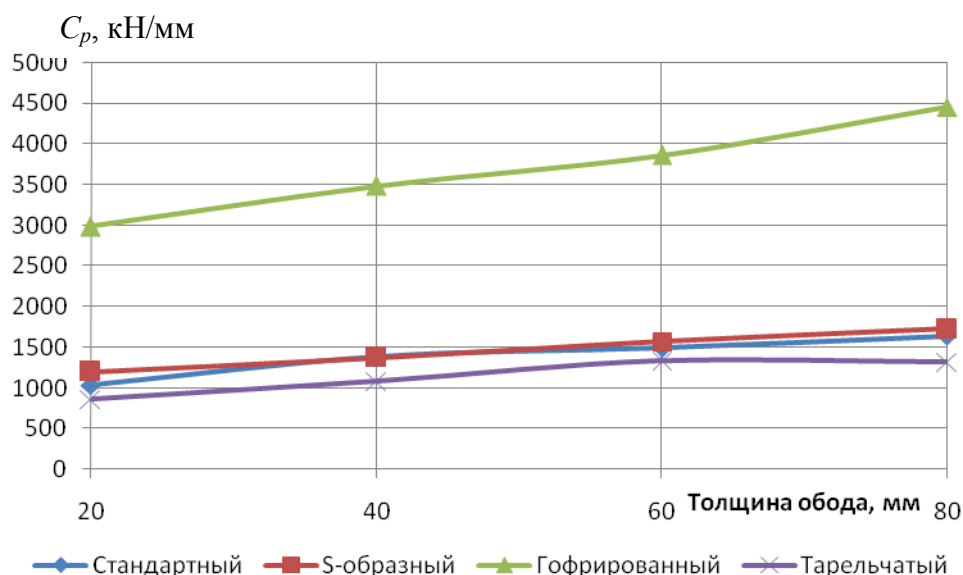


Рис. 4.9 Зависимости радиальной жесткости колеса от толщины обода

На рис. 4.11 показано распределение полей напряжений (по Мизесу) в сечении колеса (со стандартным диском) и его деформированное под действием вертикальной нагрузки состояние для разных толщин обода. Здесь наибольший интерес вызывает характер перемещений точек на профиле катания. Так, при уменьшении толщины обода и действии только радиальной нагрузки происходит увеличение угла поворота поверхности катания в зоне действия силы. Это может привести к изменению условий взаимодействия колеса с рельсом и, как следствие, к изменению динамических показателей экипажа в целом.

C_o , кН/мм

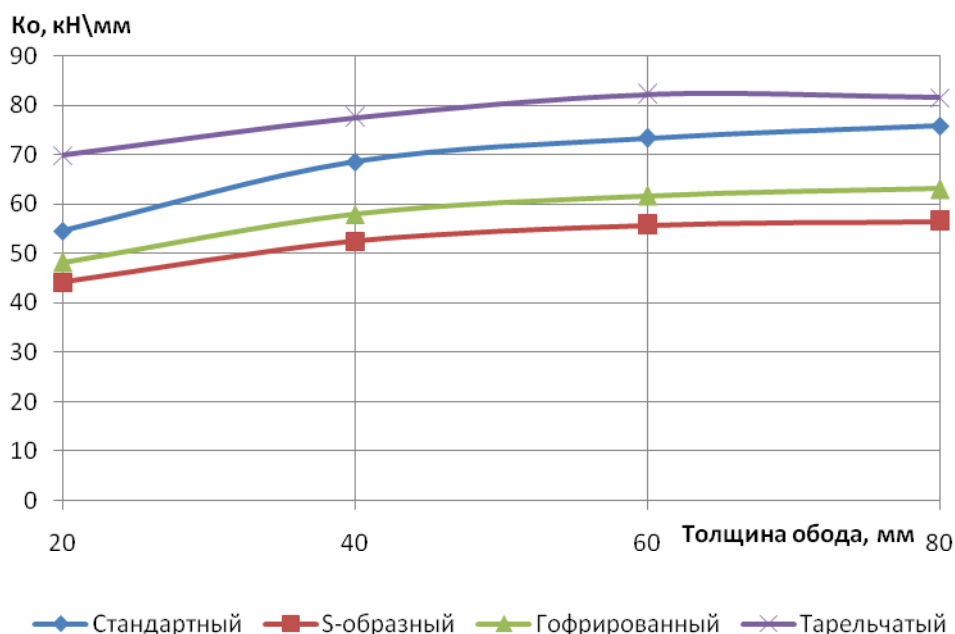
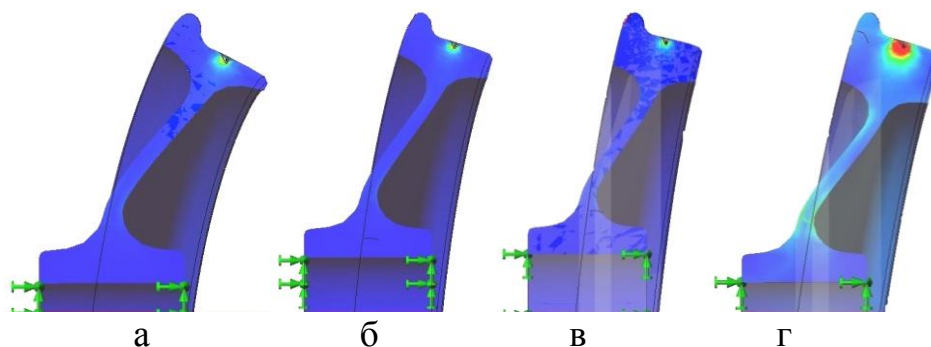


Рис. 4.10 Зависимости осевой жесткости колеса от толщины обода



модель колеса с толщиной обода: 20 мм (а); 40 мм (б); 60 мм (в); 80 мм (г)

Рис. 4.11 Распределение полей напряжений по сечению и деформированное состояние колеса со стандартным диском

Некоторые зарубежные производители колес используют способ уменьшения толщины обода у новых колес для улучшения их характеристик [76]. При условии использования современных материалов при производстве колес и значительного снижения интенсивности их износа, колеса с толщиной обода 40-50 мм могут быть более выгодными, чем отечественные колеса по ГОСТ 9036-88 с толщиной обода 76 мм.

4.4 Исследование влияния термообработки обода на жесткость колеса

Начиная с 1990 года, на железных дорогах Украины и стран СНГ наблюдается резкое снижение среднего срока службы колес локомотивов и грузовых вагонов, связанное с появлением ряда новых факторов, влияющих на взаимодействие колеса и рельса [77]. Основные из них: введение объемной закалки рельса, а, следовательно, повышение его твердости, недостаточная твердость колеса по сравнению с твердостью рельса, сужение ширины колеи с 1524 мм до 1520 мм, применение подшипников качения вместо подшипников скольжения (которые обильно смазывались), увеличение массы составов и др. При этом ресурс бандажей колес в 2000 году по сравнению с 1980 годом упал более чем в 2 раза, во столько же раз выросло количество обточек колесных пар.

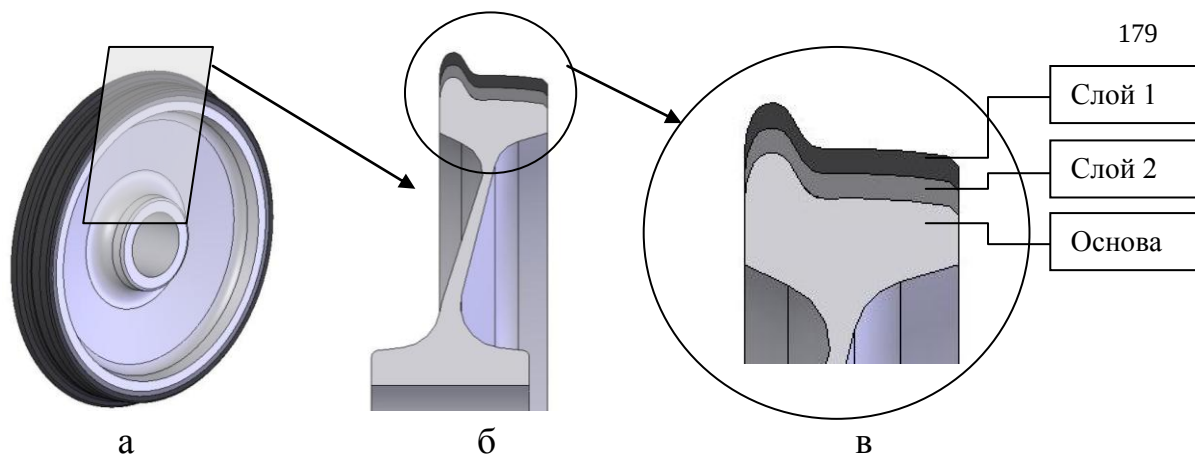
Ресурс железнодорожных колес определяется двумя параметрами: временем работы колесных пар до их переточки и количеством возможных переточек одного колеса, которое зависит от того, насколько рационально снимается металл обода при восстановлении профиля. Время работы колес до переточки в значительной мере определяется интенсивностью и неравномерностью изнашивания поверхности катания и гребня. Существенное влияние на интенсивность износа колес оказывают первоначальные формы профилей колес и рельсов, а также поверхностная твердость колеса. Оптимальной поверхностной твердостью для железнодорожных колес, не приводящей к появлению микротрещин и интенсивному изнашиванию контактирующих с ними рельсов, является твердость 350-370 HB [78]. В настоящее время украинские и российские заводы выпускают рельсы с объемно-закаленными головками твердостью 350 HB, в то время как твердость поверхности катания новых колес составляет около 250 HB.

Есть два пути увеличения ресурса колес по линии материаловедения. Необходимо либо применять при изготовлении колес высококачественный

металл повышенной износостойкости, что требует больших затрат и перестройки всего металлургического комплекса по производству колес, либо пойти по пути дополнительного локального упрочнения колес по поверхности катания и наиболее изнашиваемого переходного участка, где происходит подрез гребня. Второй вариант является более предпочтительным, так как он требует меньших затрат, меньшего времени, а самое главное – позволяет продлить ресурс уже имеющегося в наличии парка колес. Именно поэтому в настоящее время широко применяются различные методы упрочнения поверхности катания колеса. Наиболее распространенные из них следующие: а) поверхностная закалка (на глубину до 30 мм); б) накатка роликами после переточки (до 4 мм); в) плазменная закалка электрической дугой (до 6 мм) [79 - 83].

В данном подразделе рассчитана жесткость колеса в радиальном и осевом направлениях с учетом изменения физико-механических свойств материала колеса в зависимости от удаленности от поверхности катания. Современные программные комплексы для решения прочностных задач, использующие метод конечных элементов, не предоставляют возможности в явном виде учесть изменение свойств материала модели на локальном участке в заданном направлении. Для решения этой задачи построена трехкомпонентная модель колеса, показанная на рис. 4.12.

Компонентами здесь являются: основа, слой 1 и слой 2 (рис. 4.12в). Основа представляет собой модель колеса с уменьшенной до 30 мм толщиной обода. Слои 1 и 2 образованы эквидистантами к поверхности катания и представляют собой тела вращения вокруг общей с основой оси.



а – геометрическая модель колеса;

б – поперечное сечение модели;

в – компоненты модели

Рис. 4.12 Трехкомпонентная модель колеса

Толщина каждого слоя 15 мм. Путем наложения на эти три компонента геометрических связей образована одна трехкомпонентная геометрическая модель колеса. При создании конечно-элементной модели задано условие разбивки сетки со связанными узел к узлу компонентами. Таким образом получена трехкомпонентная конечно-элементная модель с общей сеткой по объему и возможностью ступенчатого изменения свойств материала для каждого компонента.

В табл. 4.3 приведены значения механических свойств разных компонентов модели колеса [90].

Таблица 4.3. Характеристики механических свойств компонентов модели

Компонент	Характеристики					
	НВ	$\sigma_{вр},$ Н/м ²	$\sigma_T,$ Н/м ²	$\delta,$ %	$\psi,$ %	$a_n,$ Н*м/м ²
Слой 1	327	$10,79 \cdot 10^8$	$7,41 \cdot 10^8$	10,4	14,2	$1,67 \cdot 10^5$
Слой 2	300	$10,30 \cdot 10^8$	$6,75 \cdot 10^8$	10,8	16,8	$2,31 \cdot 10^5$
Основа	273	$9,81 \cdot 10^8$	$6,08 \cdot 10^8$	11,2	19,4	$2,94 \cdot 10^5$

В табл. 4.4 приведены результаты расчетов для трехкомпонентной модели и, для сравнения, однокомпонентной (т. е. без учета изменения свойств материала по глубине).

Таблица 4.4. Результаты расчетов

Направление перемещения точек профиля		Перемещение точек профиля (мм) при действии нагрузки 10 кН			
		радиальной		осевой	
		Одно-компонентная модель	Трех-компонентная модель	Одно-компонентная модель	Трех-компонентная модель
радиальное	Δ_B^p	-0,1176	-0,1175	0,5126	0,5065
	Δ_G^p	-0,0319	-0,0314	-0,0034	-0,0009
осевое	Δ_B^o	0,2523	0,2518	-1,4330	-1,4180
	Δ_G^o	0,2793	0,2787	-1,6520	-1,6240

В табл. 4.5 представлены значения радиальной и осевой жесткостей колес с учетом и без учета термообработки обода.

Таблица 4.5. Жесткость колеса при использовании трехкомпонентной и однокомпонентной моделей

Модель	Жесткость, кН/мм	
	Радиальная	Осевая
Трехкомпонентная	1343,2	65,7
Однокомпонентная	1337,8	64,8

Как видно из табл. 4.5, изменение механических свойств материала по глубине от поверхности катания практически не влияет на жесткость колеса в радиальном и осевом направлениях. Изменения настолько малы (0,4% для радиальной и 1,4% для осевой жесткости), что могут быть вызваны погрешностями при расчетах. Таким образом, при определении жесткости колеса можно пренебречь влиянием технологической обработки поверхности катания. Это объясняется тем, что напряжения, возникающие в ободе и диске колеса при тех нагрузках, которые могут действовать при движении вагона,

намного меньше предела упругости. Так как напряженно-деформированное состояние колеса линейно связано с перемещениями характерных точек на поверхности катания, то можно сделать вывод о том, что термообработка обода мало влияет и на распределение полей напряжений и деформаций в теле колеса и, следовательно, на жесткость колеса, и при расчетах ее можно не учитывать.

4.5. Усовершенствование математической модели для исследования динамики и взаимодействия с путем вагонов, имеющих колеса с упругими дисками

Взаимодействие колеса и рельса является одним из основных факторов, определяющих безопасность движения, допустимую скорость движения поездов, нагруженность рельсов и т.п. Одним из важных направлений улучшения взаимодействия колес с рельсами является совершенствование формы диска колеса. Решение задачи по определению сил взаимодействия и упруго деформированного состояния колес и рельсов даст возможность существенно ускорить разработку новых типов колес для потребностей железнодорожного транспорта и улучшить их качественные характеристики.

Для более достоверной оценки показателей колебаний и взаимодействия с путем вагонов с упругими колесами в данном подразделе выполнено усовершенствование математической модели, которое позволяет учитывать изменение взаимного поворота обода колеса относительно рельса в зависимости от формы диска колеса, положения точек контакта на обode и динамических усилий, действующих в этих точках.

В расчетной схеме грузового вагона с упругими колесами (рис. 4.13) учтены упругие свойства дисков в радиальном и осевом направлениях. В качестве обобщенных координат, позволяющих учесть деформацию дисков, приняты вертикальные и горизонтальные поперечные перемещения обода и

ступицы колеса. Уточненная расчетная схема пары «ступица-обод» показана на рис. 4.14.

При составлении математической модели колебаний вагона вводятся восемь (по числу колес) дополнительных обобщенных координат. Это углы поворота ободьев колес в поперечных вертикальных плоскостях, проходящих через точки контакта колес с рельсами.

Дифференциальные уравнения движения серийного полувагона со стандартными колесами (диски жесткие) по пути произвольного очертания в плане приведены в работах [91, 92].

Ниже приведены измененные уравнения с учетом упругости дисков колес:

а) для осей колесных пар со ступицами

$$a_{zh} \ddot{z}_{hei1} + a_{zh1zh2} \ddot{z}_{hei2} = -Q_{zhei1} + \frac{m_s g}{2} - \left(1 + \frac{a_4}{2d}\right) S_{zdei1} + \frac{a_4}{2d} S_{zdei2} + \\ + \frac{1}{2} \left(\frac{b_{2t}}{d} + 1 \right) S_{zei1}^{ab} - \frac{1}{2} \left(\frac{b_{2t}}{d} - 1 \right) S_{zei2}^{ab} - \frac{b_4}{2d} (S_{ydei1} + S_{ydei2});$$

$$a_{zh} \ddot{z}_{hei2} + a_{zh1zh2} \ddot{z}_{hei1} = -Q_{zhei2} + \frac{m_s g}{2} - \left(1 + \frac{a_4}{2d}\right) S_{zdei2} + \frac{a_4}{2d} S_{zdei1} + \\ + \frac{1}{2} \left(\frac{b_{2t}}{d} + 1 \right) S_{zei2}^{ab} - \frac{1}{2} \left(\frac{b_{2t}}{d} - 1 \right) S_{zei1}^{ab} + \frac{b_4}{2d} (S_{ydei1} + S_{ydei2});$$

$$a_{yh} \ddot{y}_{hei} = -Q_{yhei} + \sum_{j=1}^2 (S_{yeij}^{ab} - S_{ydej}),$$

б) для ободьев колес

$$a_{zo} \ddot{z}_{oeij} = -Q_{zoeij} + m_o g + S_{zdej} - S_{Bzej}^{(1)} - S_{Bzej}^{(2)};$$

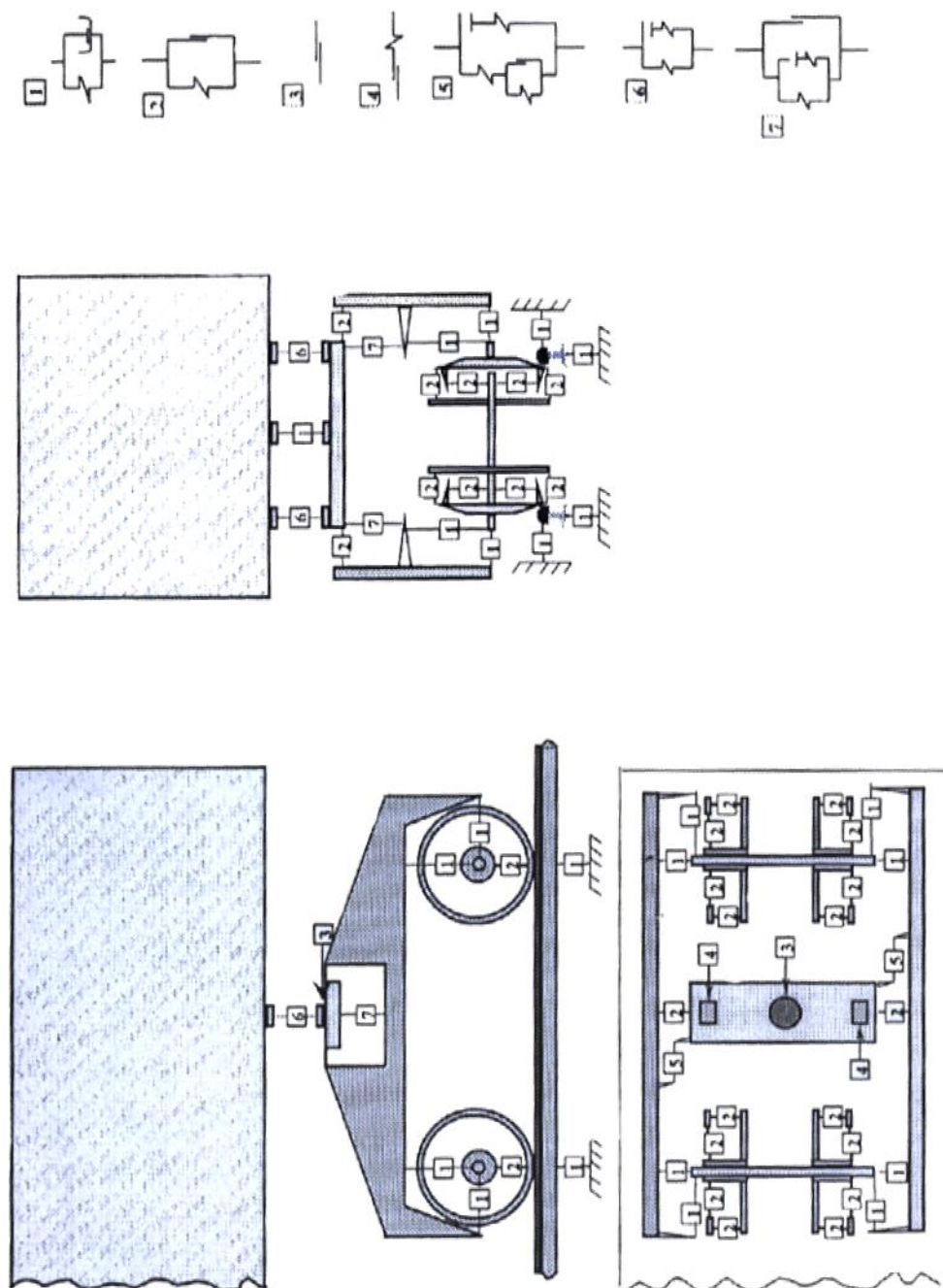


Рис. 4.13. Расчетная схема системы «грузовой вагон – путь»

При составлении уравнений приняты следующие обозначения:

$$a_{yh} = m_s = m_h + \frac{1}{2}m_d + \frac{1}{2}m_a;$$

$$a_{zh} = \frac{1}{4}(m_s + d^{-2}I_{xs});$$

$$a_{zh1zh2} = \frac{1}{4}(m_s - d^{-2}I_{xs});$$

$$a_{zo} = a_{yo} = m_o + \frac{1}{2}m_d;$$

$$a_{\theta o} = I_{xo};$$

$$a_{zr} = m_{zr};$$

$$a_{yr} = m_{yr};$$

$$S_{zdeij} = K_{dz}(z_{heij} - z_{oeij} + (-1)^j(a_4\theta_{hei} - (a_1 + a_5)\theta_{oeij})) + \\ + \beta_{dz}(\dot{z}_{heij} - \dot{z}_{oeij} + (-1)^j(a_4\dot{\theta}_{hei} - (a_1 + a_5)\dot{\theta}_{oeij}));$$

$$S_{ydeij} = K_{dy}(y_{heij} - y_{oeij} - b_4\theta_{hei} - b_1\theta_{oeij}) + \\ + \beta_{dy}(\dot{y}_{heij} - \dot{y}_{oeij} - b_4\dot{\theta}_{hei} - b_1\dot{\theta}_{oeij}).$$

где z, y, θ – обобщенные координаты, соответствующие перемещениям твердого тела в вертикальном и горизонтальном направлениях, а также углу его поворота относительно продольной оси;

e, i, j – индексы, соответствующие номерам: тележки ($e=1,2$), колесной пары по ходу движения ($i=1,2$) и колеса в колесной паре ($j=1$ – левое колесо, $j=2$ – правое колесо);

m_h, m_d, m_o, m_a – масса соответственно ступицы, диска, обода колеса, а также оси колесной пары;

m_{zr}, m_{yr} – приведенная к колесу масса пути в вертикальном и горизонтальном направлениях;

I_x – главный центральный момент инерции рассматриваемого тела относительно продольной оси;

$2d$ – расстояние между кругами катания колесной пары;

g – ускорение свободного падения;

$\Delta z'_{eij}$ – производная вертикального смещения колеса относительно рельса Δz по их взаимному смещению в горизонтальном поперечном направлении Δy ;

Q_q – обобщенные силы, учитывающие криволинейное очертание рельсовой колеи;

S_{yeij}^{ab} , S_{zeij}^{ab} – соответственно поперечная горизонтальная и вертикальная силы в eij -ом буксовом узле;

K_{dz} , K_{dy} – вертикальная и горизонтальная поперечная составляющие жесткости диска колеса;

β_{dz} , β_{dy} – коэффициенты рассеяния энергии в диске колеса при деформациях в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях;

S_{ydeij} , S_{zdeij} – поперечная горизонтальная и вертикальная силы в диске eij -го колеса;

$S_{Byeij}^{(1)}$, $S_{Bzeij}^{(1)}$, $S_{Byeij}^{(2)}$, $S_{Bzeij}^{(2)}$ – горизонтальные поперечные и вертикальные составляющие сил взаимодействия в 1-й и 2-й точках контакта eij -го колеса с рельсом (если контакт одноточечный, то $S_{Byeij}^{(2)} = S_{Bzeij}^{(2)} = 0$);

S_{yeij}^{in} , S_{zeij}^{in} – горизонтальная поперечная и вертикальная упруго-диссипативные составляющие силы в подрельсовом основании;

$2b_{2t}$ – расстояние в поперечном направлении между центральными вертикальными осями буксовых узлов;

a_1, b_1 и a_4, b_4 – горизонтальные поперечные и вертикальные расстояния до центров масс соответственно обода и ступицы точек крепления к ним диска;

a_2, b_2 и a_3, b_3 – горизонтальные поперечные и вертикальные расстояния точек контакта с рельсом до центра масс обода;

a_5 – расстояние по горизонтали между центрами масс ступицы и обода.

4.6. Исследование влияния жесткости колеса на динамические и ресурсные показатели вагонов

В представленном ниже исследовании моделировалось движение груженого полувагона с комплексно модернизированными тележками по прямому участку пути отличного, хорошего и удовлетворительного состояния со скоростями от 60 до 120 км/ч.

Исследовалось влияние на динамику вагона поочередно радиальной и осевой жесткостей колес. Радиальная жесткость колеса C_p изменялась в пределах от 600 до 2700 кН/мм, с шагом в 300 кН/мм (при постоянной осевой жесткости 70 кН/мм), а осевая C_o – от 40 до 100 кН/мм, с шагом 20 кН/мм (при постоянной радиальной жесткости 1500 кН/мм).

Оценивались следующие динамические показатели вагона: вертикальные $\ddot{Z}_n$ и горизонтальные поперечные $\ddot{Y}_n$ ускорения пятника кузова, коэффициент вертикальной динамики кузова K_d^v и рамные силы в долях статической осевой нагрузки H_p/P_o . Для каждого процесса были найдены математические ожидания и максимальные значения с доверительной вероятностью 0,999. На основе полученных данных построены графики зависимостей показателей динамических качеств вагона

от радиальной и осевой жесткостей колес. На рис. 4.15 представлены результаты для скорости 120 км/ч при движении по пути отличного и хорошего состояния. На этих графиках нанесены также допускаемые Нормами [57] значения динамических показателей вагонов.

Как видно из рис. 4.15а-4.15г, изменения жесткостей колес практически не влияют на ускорения кузова вагона в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях. Коэффициент вертикальной динамики кузова K_d^v наименьший при значениях радиальной жесткости 600, 1500 и 2700 кН/мм (см. рис. 4.15д) и осевой жесткости 40, 70 кН/мм (см. рис. 4.15е). Рамные силы в долях осевой нагрузки H_p/P_o принимают минимальные значения при значениях радиальной жесткости 600, 1800 и 2700 кН/мм и не зависят от значения осевой жесткости.

Далее рассмотрим влияние на динамические качества вагона поворота контактной поверхности обода колеса при деформации его диска. В подразделе 4.1 были рассчитаны значения перемещений характерных точек Г и В (см. рис. 4.5) при различных схемах нагружения колеса. Эти данные приведены в табл. 4.6-4.9. С учетом предположения о том, что принятая конечно-элементная модель колеса является линейной, расчеты проведены для двух значений приложенных сил – 20 кН и 100 кН. Результаты расчетов для вариантов действия только вертикальной или горизонтальной поперечной силы на колеса с тарельчатым, S-образным и стандартным дисками приведены соответственно в табл. 4.6, 4.7 и 4.8. В табл. 4.9 помещены результаты для случая совместного действия вертикальной и горизонтальной поперечной сил в предгребневой зоне обода, что характерно для колес с профилями, которые обеспечивают одноточечный контакт с рельсом.

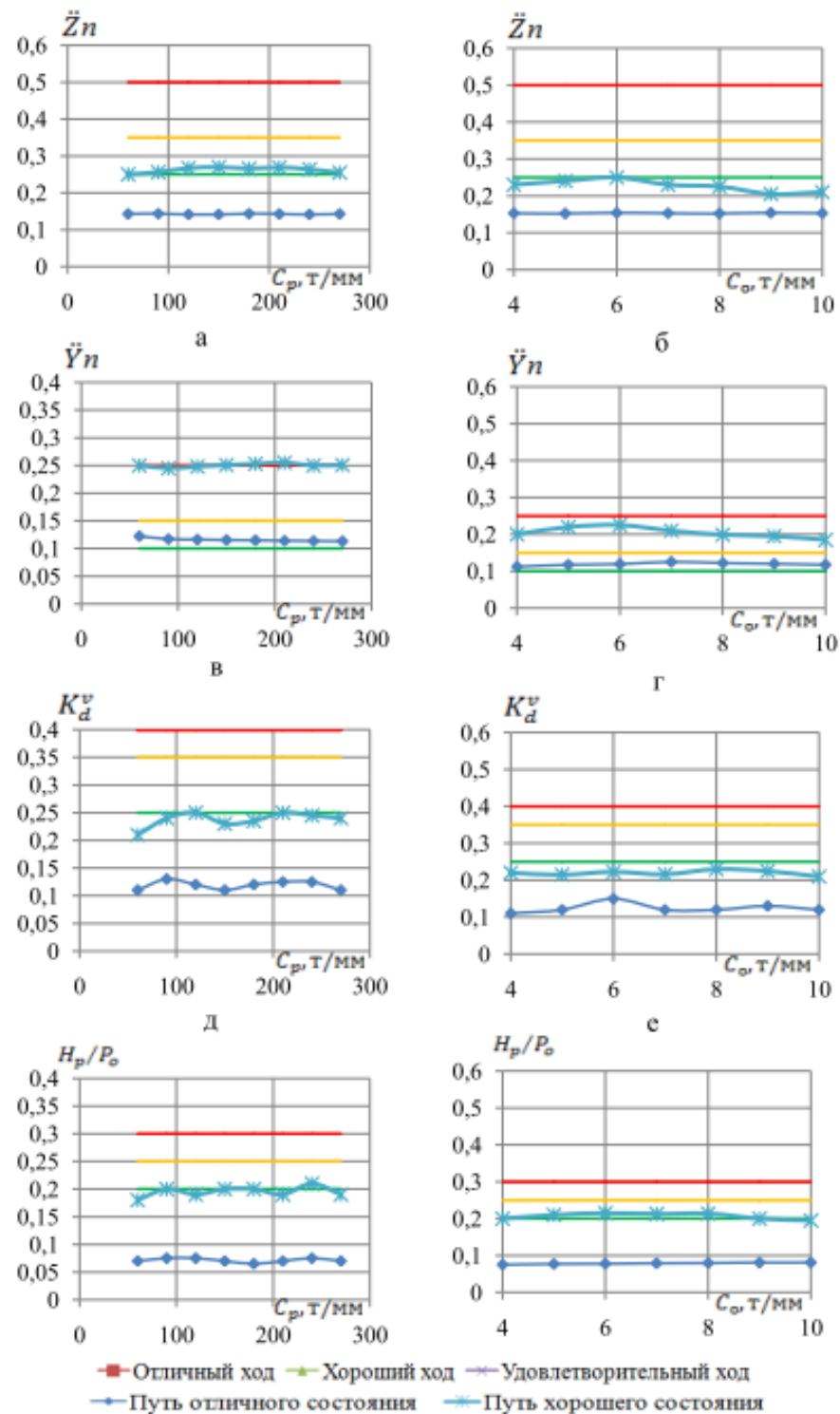


Рисунок 4.15. Зависимости динамических показателей вагона от радиальной и осевой жесткостей колес

Таблица 4.6. Результаты расчета для колеса с тарельчатым диском

Направление перемещения точек профиля		Перемещение точек профиля, мм, при действии			
		вертикальной нагрузки, кН		горизонтальной нагрузки, кН	
		20	100	20	100
Вертикальное	Δ_B^p	-0,0507	-0,2535	0,1293	0,6464
	Δ_Γ^p	-0,0037	-0,0184	-0,0001	-0,0048
Горизонтальное	Δ_B^o	0,0780	0,3901	-0,2398	-1,1990
	Δ_Γ^o	0,0921	0,4605	-0,2895	-1,4480

Таблица 4.7. Результаты расчета для колеса с S-образным диском

Направление перемещения точек профиля		Перемещение точек профиля, мм, при действии			
		вертикальной нагрузки, кН		горизонтальной нагрузки, кН	
		20	100	20	100
Вертикальное	Δ_B^p	-0,0263	-0,1313	0,1274	0,6368
	Δ_Γ^p	-0,0054	-0,0268	-0,0858	-0,4287
Горизонтальное	Δ_B^o	0,0368	0,1840	-0,3702	-1,8510
	Δ_Γ^o	0,0428	0,2138	-0,4523	-2,2620

Таблица 4.8. Результаты расчета для колеса со стандартным диском

Направление перемещения точек профиля		Перемещение точек профиля, мм, при действии			
		вертикальной нагрузки, кН		горизонтальной нагрузки, кН	
		20	100	20	100
Вертикальное	Δ_B^p	-0,0358	-0,1788	0,1582	0,7908
	Δ_Γ^p	-0,0009	-0,0042	-0,0311	-0,1555
Горизонтальное	Δ_B^o	0,0578	0,2890	-0,2895	-1,4470
	Δ_Γ^o	0,0690	0,3450	-0,3615	-1,8070

Таблица 4.9. Результаты расчета для колес с однотоочечным гребневым контактом

Направление перемещения точек профиля		Перемещение точек профиля, мм, при действии комбинированного нагружения, кН, на колесе с диском					
		тарельчатым		S-образным		стандартным	
		20	100	20	100	20	100
Вертикальное	Δ_B^p	0,1164	0,5818	0,1458	0,7291	0,1637	0,8184
	Δ_Γ^p	-0,0034	-0,0171	-0,1149	-0,5744	-0,0492	-0,2460
Горизонтальное	Δ_B^o	-0,2161	-1,0810	-0,4130	-2,0650	-0,2877	-1,4380
	Δ_Γ^o	-0,2616	-1,3080	-0,5087	-2,5440	-0,3671	-1,8350

Как было отмечено ранее, диск колеса деформируется под статическими и динамическими нагрузками, что вызывает поступательные и угловые перемещения обода. В предположении, что при деформации диска форма профиля колеса не изменяется, с использованием данных табл. 4.1-4.4 нетрудно определить угол его поворота φ для любых заданных значений вертикальной и горизонтальной поперечной нагрузок. В табл. 4.10 приведены значения угла φ , полученные для нагрузок на колесо в полувагоне с модернизированными тележками модели 18-100.

Таблица 4.10. Угол поворота обода колеса при деформации диска под разными видами нагружения в полувагоне

Вид нагружения	Состояние вагона	Значение угла φ (мрад) для колес с диском		
		стандартным	тарельчатым	S-образным
Вертикальн. статическое	порожний	-0,15	-0,23	0,025
	груженный	-0,80	-1,20	0,125
Вертикальн. динамич.	порожний	-0,30	-0,42	0,05
	груженный	-1,35	-2,10	0,23
Комбинир. динамич. для 2-т. контакта	груженный	4,00	3,10	6,50
Комбинир. динамич. для 1-т. контакта	груженный	6,18	4,74	7,58

При расчетах угла ϕ , кроме статического вертикального нагружения, принималось во внимание динамическое вертикальное нагружение колес в пределах, допускаемых Нормами [57], для случаев движения вагона в порожнем и груженом состояниях. При гребневом контакте колес с рельсами комбинированное действие вертикальной и поперечной горизонтальной нагрузок учитывалось в двух вариантах: для колеса с двухточечным контактом (стандартный профиль) рассматривалось приложение сил отдельно к поверхности катания и отдельно к гребню, а для колеса с одноточечным контактом (профиль ИТМ-73) рассматривался случай приложения сил в точке на галтели – в зоне наиболее вероятного контакта при вписывании в крутые кривые.

Согласно результатам моделирования динамические качества порожнего полувагона мало зависят от формы дисков колес, т.к. деформации дисков происходят под малыми величинами нагрузок и, соответственно, ободья колес поворачиваются на малые углы. Для груженого полувагона, движущегося по пути с неровностями I степени отступлений от Норм содержания (путь отличного состояния), получен аналогичный вывод. Если неровности пути достигают II степени отступлений от Норм содержания, то появляется разница в протекании процесса взаимодействия колес и рельсов. На рис. 4.16, 4.17 приведены некоторые показатели динамики груженого вагона при движении по пути хорошего состояния. Как видно из представленных зависимостей, полувагон с дисками колес S-образной формы имеет наилучшие динамические показатели во всем рассмотренном диапазоне скоростей.

Известно, что наиболее интенсивный износ контактной пары «колесо – рельс» происходит при движении груженых экипажей в крутых кривых. Поэтому ниже приведены результаты, полученные для загруженного до полной грузоподъемности полувагона с модернизированными тележками модели 18-100, движущегося по круговым кривым радиуса 300 и 650 м со скоростью соответственно 80 и 100 км/ч.

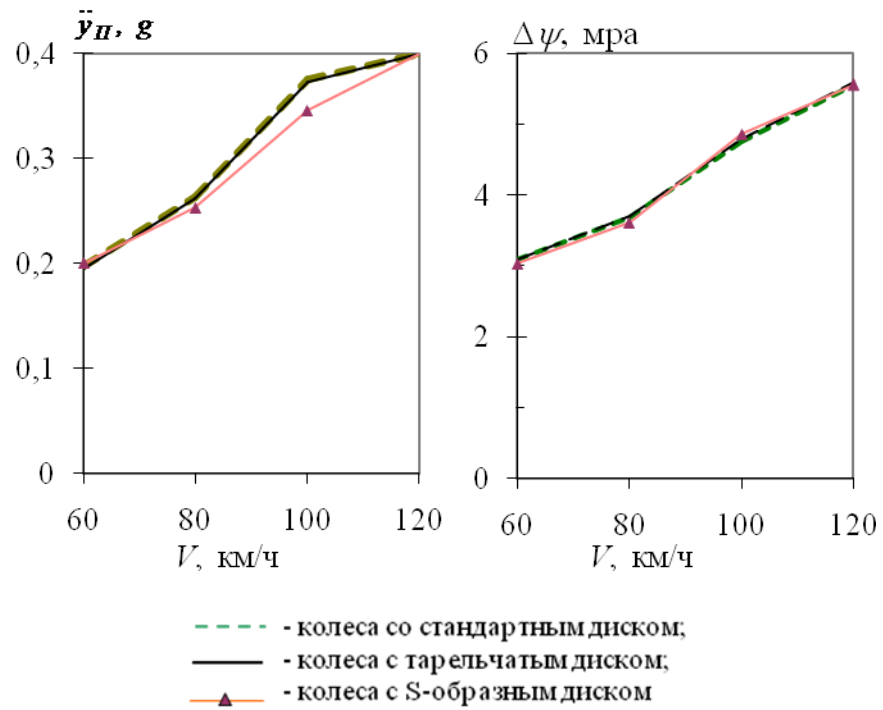


Рис. 4.16. Зависимости максимальных значений горизонтальных поперечных ускорений пятников и амплитуд виляния тележек относительно кузова от скорости движения вагона

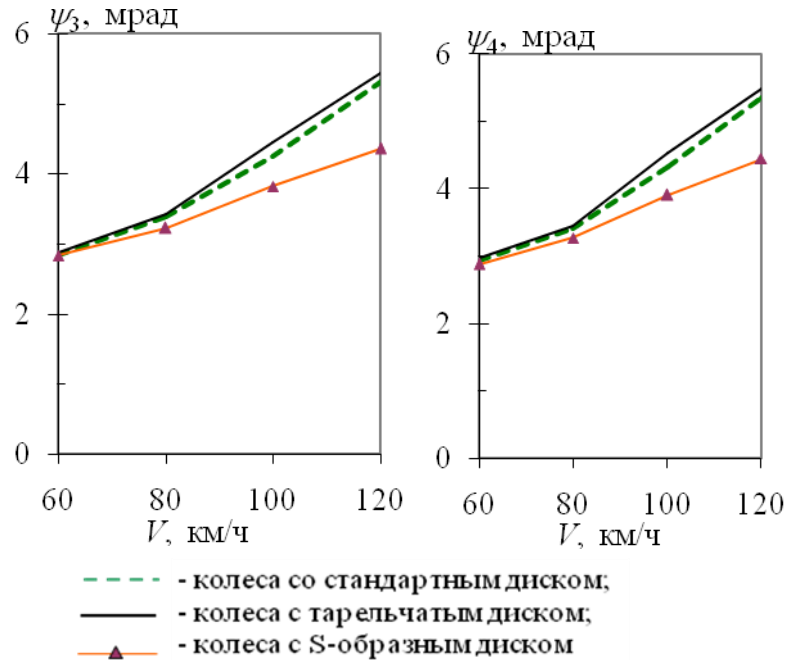


Рис. 4.17. Зависимости максимальных значений угла виляния колесных пар от скорости движения вагона

На рис. 4.18 показаны диаграммы максимальных значений вертикальных S_z и горизонтальных поперечных S_y составляющих сил

взаимодействия и показателя гребневого износа A набегających на наружный рельс колес с разной формой диска, полученных при расчетах вписывания в кривые рассматриваемого экипажа с профилем колес ИТМ-73. Показатель износа A определялся как удельная, отнесенная к пройденному пути, работа сил трения по рабочей поверхности обода колеса. Как видно из представленных результатов, составляющие сил взаимодействия мало зависят от формы дисков колес, а гребневой износ является наибольшим у полувагона с тарельчатыми дисками. При вписывании экипажа в кривые без неровностей показатель A таких колес больше, чем колес со стандартной и S-образной формами дисков. На рис. 4.19 представлены показатели износа колес A , полученные для случаев движения вагона в кривых с неровностями. Как видно, чем хуже состояние пути, тем меньше различие результатов для полувагонов с разной формой дисков колес, однако износ колес с тарельчатыми дисками остается наибольшим. Показатели износа колес со стандартными и S-образными дисками отличаются мало. Характеристики воздействия на путь S_z , S_y и показатель гребневого износа A колес со стандартным профилем практически не зависят от формы дисков.

Таким образом, полувагон с комплексно модернизированными тележками (в том числе с профилем колес ИТМ-73) будет иметь наибольший гребневой износ, если форма дисков его колес тарельчатая.

С учетом показателей износа колес в кривых и динамических качеств полувагонов в прямых участках пути можно сделать вывод о целесообразности использования в модернизированных тележках колес с S-образными дисками.

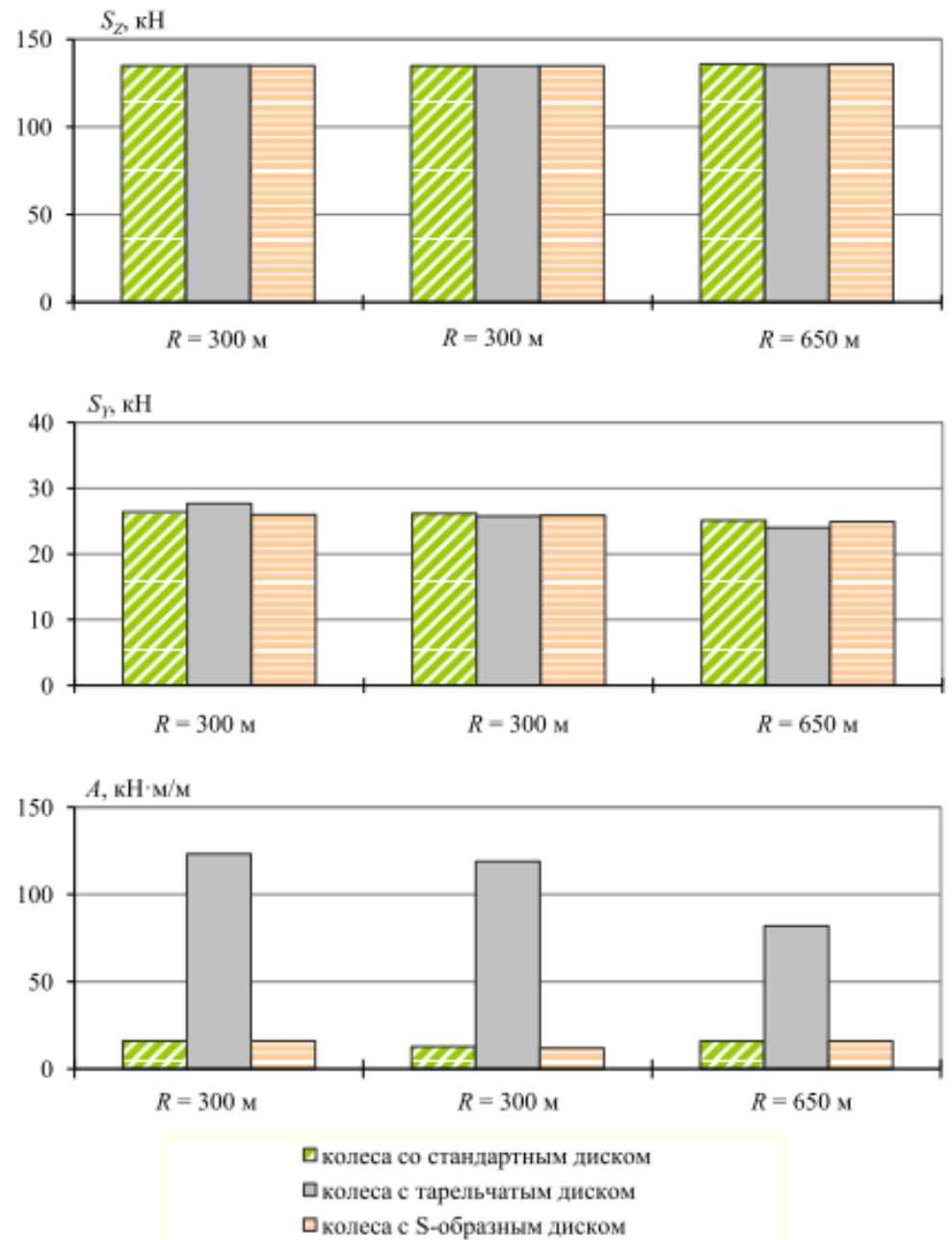
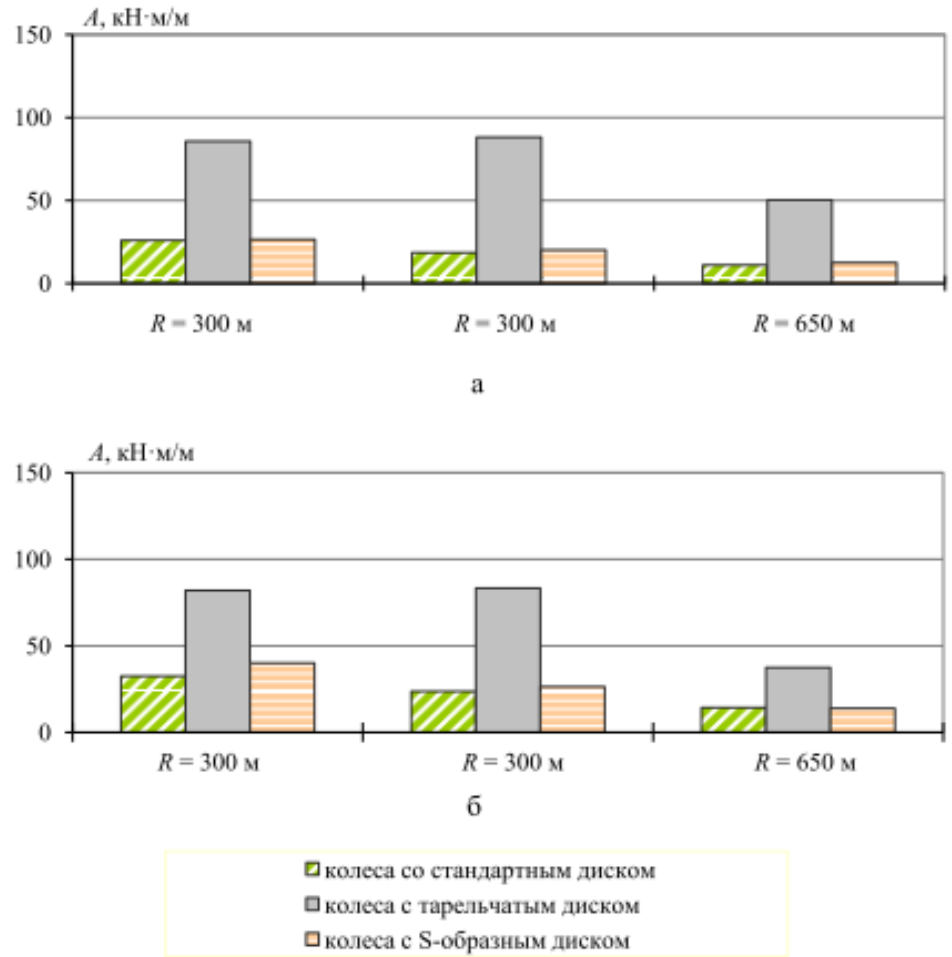


Рисунок 4.18. Показатели воздействия на путь (вертикальные S_z и поперечные S_y силы взаимодействия) и гребневого износа колес A груженого полувагона с модернизированными тележками модели 18-100 и колесами с профилем ИТМ-73 и дисками разной формы при вписывании его в круговые кривые участки пути



а - неровности пути 1-ой степени отступлений от Норм содержания;
 б - неровности пути 2-ой степени отступлений от Норм содержания

Рисунок 4.19. Показатели гребневого износа колес A груженого полувагона с модернизированными тележками модели 18-100 и колесами с профилем ИТМ-73 и дисками разной формы при его движении по в круговым кривым участкам пути разного состояния

4.7. Выводы к разделу 4

Согласно результатам исследований, проведенных в рамках данного раздела диссертационной работы, можно сделать следующие выводы:

- использование колес с упругими дисками не оказывает заметного влияния на динамические показатели порожних вагонов и груженных, движущихся по пути отличного состояния;
- форма дисков колес оказывает незначительное влияние на динамические качества груженных вагонов. При ухудшении состояния пути влияние изменения формы диска проявляется в большей мере. Причем вагон с S-образными дисками колес обладает лучшими динамическими показателями;
- термическая обработка обода не влияет на динамические показатели вагонов;
- при динамическом нагружении стандартное колесо передает силовой импульс на ось вагона, а колесо с S-образным диском частично гасит динамические напряжения в S-образном изгибе [8];
- при использовании колес с S-образным диском возможно снижение износа гребня на 8-10%;
- наибольшего улучшения динамических показателей горизонтальной динамики вагона можно достичь при использовании S-образного диска с величиной радиальной жесткости 1300-1700 кН/мм, а осевой – 60-70 кН/мм и толщиной обода 40-50 мм.

Основываясь на описанных результатах исследований, для проведения испытаний выбрано колесо с S-образным диском с определенными в данном разделе геометрическими параметрами диска, обеспечивающими требуемые значения жесткости колеса.

ВЫВОДЫ

1 В разделе 2 на основании анализа данных о состоянии грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками в сети общей эксплуатации железных дорог Украины и в опытных маршрутах Роковатая – Ужгород – Кошице разработаны предложения по улучшению проекта комплексной модернизации тележек модели 18-100 и решению наиболее важных трудностей, связанных с установкой новых элементов, с ремонтом и эксплуатацией грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками. Предложена новая схема размещения датчиков для измерения вертикальных сил, позволяющая во время проведения ходовых динамических испытаний получать более достоверные результаты.

2 В разделе 3, с помощью созданной математической модели грузового вагона с комплексно модернизированными тележками, исследованы возможные пути дальнейшего улучшения проекта комплексной модернизации тележек. Определены рациональные значения зазоров в буксовых узлах при использовании жестких адаптеров, а также значения жесткости упругих адаптеров. Предложена улучшенная схема взаимодействия надрессорной балки и боковых рам тележки. Выбрана перспективная конструкция буксового адаптера для использования с коническими подшипниками качения.

3 В разделе 4 исследовано влияние геометрических и физико-механических параметров железнодорожного колеса на его жесткость в разных направлениях. Оценено влияние жесткости колес с упругими дисками на динамические и ресурсные показатели вагонов с комплексно модернизированными тележками. Предложена перспективная модель колеса с упругим диском, использование которой позволяет несколько улучшить динамические и ресурсные показатели грузовых вагонов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пасичник С.С. Выбор рациональных схем расположения тензорезисторов на боковине тележки для измерения вертикальных сил / С.С. Пасичник // Техническая механика. – Днепропетровск: ИТМ. 2004. – Вып.2. – с. 76-80.
2. Ушкалов В.Ф. Об измерении вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, С.А. Кострица, А.В. Султан, Е.М. Дзичковский, Е.Ф. Федоров С.С. Пасичник// Вагонный парк Украины – 2010. – №5. – С. 14-16.
3. Ушкалов В. Ф. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов /В.Ф. Ушкалов, Т.Ф. Мокрый, И.А. Мащенко, И.Ю. Малышева, С.С. Пасичник //Вагонный парк Украины – 2007. – №2. – С. 18-22.
4. Пасичник С.С. Защита от выпадения роликов в скользунах комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов /С.С. Пасичник //Залізничний транспорт України. – Киев: 2009. – Вып. 2/1. – С. 89-90.
5. Ушкалов В.Ф. Исследование влияния остаточных деформаций упругих блоков боковых скользунов постоянного контакта на устойчивость движения и динамические качества полувагона с комплексно модернизированными тележками / В.Ф. Ушкалов, Т.Ф. Мокрый, И.Ю. Малышева, С.С. Пасичник, И.В. Рухлов // Техническая механика. – Днепропетровск: ИТМ. 2009. – Вып. 2. – С. 55-58.
6. Пасичник С.С. Изменения конструкции скользуна комплексно модернизированной тележки для предотвращения потери ролика во время эксплуатации. / С.С. Пасичник //Вагонный парк Украины – 2010. – №1. – С. 3-5.
7. Ушкалов В.Ф. О способах уменьшения износа колес и рельсов / В.Ф. Ушкалов, С.С. Пасичник, И.В. Подбельников // Залізничний транспорт України. – 2010. – №5. – С.47 – 49.

8. Пасичник С.С. Влияние геометрии диска железнодорожного колеса на его радиальную и осевую жесткости / С.С. Пасичник // Техническая механика. – Днепропетровск: ИТМ. 2010. – Вып. 3. – С. 3-7.
9. Ушкалов В.Ф. О совершенствовании комплексной модернизации тележек грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, С.С. Пасичник, И. В. Подбельников // Вагонный парк. – № 12. – 2011. – С. 8–11.
10. Ушкалов В.Ф. Установка дополнительных элементов при комплексной модернизации тележек грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, С.С. Пасичник, Д.И. Гриценко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, прочность и безопасность движения подвижного состава. XI Международная конференция. Тезисы докладов. – Д.: Изд-во Полный компьютерный сервис. – 2004. – с. 15.
11. Ушкалов В.Ф. Исследование влияния формы диска колеса на динамические показатели грузовых вагонов с модернизированными тележками / В.Ф. Ушкалов, Т.Ф. Мокрый, И.Ю. Малышева, С.С. Пасичник // Материалы XII международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение” – Днепропетровск. – 2008. – С. 125.
12. Пасичник С.С. Особенности эксплуатации и ремонта комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов / С.С. Пасичник, И.В. Подбельников, И.В. Рухлов // Материалы XII международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение” – Днепропетровск. – 2008. – С. 122.
13. Ушкалов В.Ф.. Перспективы комплексной модернизации тележек грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, А.Д. Лашко, С.С. Пасичник // Материалы XII международной конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта – Безопасность движения, динамика,

- прочность подвижного состава и энергосбережение”– Днепропетровск. – 2008. – С. 121.
14. Пасичник С.С. О комплексной модернизации тележек грузовых вагонов / С.С. Пасичник // Материалы международной научно-практической конференции ”Информационные технологии в управлении сложными системами” – Днепропетровск. – 2008. – С. 112.
 15. Пасичник С.С. Оценка состояния грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками и учет его при моделировании движения таких вагонов / С.С. Пасичник, И.В. Подбельников, И.В. Рухлов // Материалы международной научно-практической конференции ”Информационные технологии в управлении сложными системами” – Днепропетровск. – 2008. – С. 180.
 16. Пасичник С.С. Изменение динамических характеристик грузовых вагонов при использовании колес с упругими дисками /С.С. Пасичник // Материалы международной научно-практической конференции ”Информационные технологии в управлении сложными системами” – Днепропетровск. – 2008. – С. 86.
 17. Ушкалов В.Ф. Перспективы модернизации тележек грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, Т.Ф. Мокрый, С.С. Пасичник // Материалы международной партнерской конференции: «Проблемы подвижного состава: Пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов.» – Харьков. – 2010. – С. 15-17.
 18. Ушкалов В.Ф. О путях дальнейшего совершенствования тележек грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, С.С. Пасичник, И.В. Подбельников // Вторая международная партнерская конференция “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов” – Ялта – 2011. – С. 30.
 19. Бутько Т.Ф., Чеклов В.Ф., Бобик Г.В., Масалов А.М. Аналіз рухомого складу, який подається під вантажні операції на вугільні підприємства

- // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2009. - №3. – С.64-66.
20. Сергиенко Н.И. Решение проблем подвижного состава железных дорог Украины через взаимодействие государственного и частного секторов экономики // Вагонный парк. – 2010. - №6. – С.39-42.
 21. Бороненко Ю.П., Рудакова Е.А., Орлова А.М. Инновации в тележках грузовых вагонов // Наука и транспорт. – 2009. – Спецвыпуск. – С.14-17.
 22. Орлова А.М. Сравнение вариантов модернизации тележек грузовых вагонов по техническим и экономическим параметрам // Транспорт Урала. – 2008. – №3 (18). – С.31-35.
 23. Орлова А.М., Лесничий В.С., Харитонов Б.В. Техничко-економічне обґрунтування застосування комплексної модернізації ходових частин грузових вагонів з установкою износоустойчивих елементів компаній А.Стаки і Амстед Рейл // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – 2008. – Вип. 23. – С.76-82.
 24. Ремонт тележек грузовых вагонов. РД 32 ЦВ 052-2009.
 25. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малышева И.Ю., Гальченко Л.А. О возможном улучшении динамических качеств грузового вагона и снижения износа пары «колесо-рельс» // Техническая механика. – 2000. – № 1. – С. 83-89.
 26. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Жечев М.М., Серебряный И.А., Малышева И.Ю. Модернизация ходовых частей грузовых вагонов // Залізничний транспорт України. – 2003. - №5. – С.33-36.
 27. Проведение теоретических исследований и участие в эксплуатационных испытаниях модернизированных тележек грузовых вагонов по технологии компании А.Стаки (США) с использованием разработанного в Украине нелинейного профиля колес №73. Участие в экспериментальных исследованиях динамических ходовых и

- эксплуатационных качеств грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками: Отчет о НИР (заключительный) / Ин-т техн. Механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ); Руководитель НИР В.Ушкалов. – Дог. 574-215/03-10.03-ЦТех, этап 7; № ГР 0103U004552; Инв. № 91-14/2005. – Днепропетровск, 2005. – 82 с.
28. Оптимизация взаимодействия колеса и рельса. / Железные дороги мира. – 2003. - №1. – С. 66-70.
 29. Вагоны: конструкция, теория и расчет / Под редакцией Л.А. Шадура. – Москва: Транспорт, 1973. – 440 с.
 30. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ. / У. Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – Москва: Интекст, 2002. – 408 с.
 31. Япония, №60 – 128001, МКИ4 В60В 9/10. Упругое колесо, опубл. 13.11.85. – Бюл. Изобретения стран мира. – 1987. - №6.
 32. Пат. ФРГ PS 3 506 007, МКИ4 В60В 17/00, 5/02. Дисковое колесо, в частности для рельсового подвижного состава, и способ его изготовления, опубл. 24.07.86. – Бюл. Изобретения стран мира. – 1987. - №6.
 33. Пат. США 4635990, МКИ4 В60В 17/00, 9/12. Упругие колеса для железнодорожного подвижного состава, опубл. 13.01.87. – Бюл. Изобретения стран мира. – 1987. - №22.
 34. Япония, №60 – 80904, МКИ4 В60В 9/10. Эластичное колесо. – Бюл. Изобретения стран мира. – 1987. - №3.
 35. Япония, №60 – 80906, МКИ4 В60В 9/10. Эластичное колесо. – Бюл. Изобретения стран мира. – 1987. - №3.
 36. Япония, JP3174535, МКИ7 В60В 17/00. Бесшумное колесо для железнодорожного подвижного состава и способ изготовления кольца

- для этого колеса, опубл. 11.06.2001. – Бюл. Изобретения стран мира. – 2002. - №12. – Пр. Японии JP 1997 148708.21.05.97.
37. Пат. США 6312033, МКИ7 В60В 17/00, 9/12. Амортизированное железнодорожное колесо, опубл. 06.11.2001. – Бюл. Изобретения стран мира. – 2002. - №21. – Пр. DE 1997 199708553 04.03.1997.
38. Пат. Франции, FR 2836092, МКИ6 В60В 3/20, В60В 19/10. Колесо для железнодорожного вагона с устройством охлаждения, опубл. 22.08.2003. – Бюл. Изобретения стран мира. – 2004. - №16. – Пр. FR 2002 200202174 20.02.2002.
39. Пат. Великобритании, GB 2390885, МКИ7 В60В 17/00. Колесный узел для железнодорожного транспорта, опубл. 21.01.2004. – Бюл. Изобретения стран мира. – 2005. - №2.
40. Пат. США 5039152, МКИ7 В60В 17/00, 3/02. Колесо железнодорожного подвижного состава, опубл. 13.08.93. – Бюл. Изобретения стран мира. – 1993. - №7.
41. Пат. Японии, JP3457092, МКИ7 В60В 17/00. Рельсовое колесо, опубл. 14.10.2003. – Бюл. Изобретения стран мира. – 2004. - №19. – Пр. Германии DE 1994 441330816.04.1994.
42. А.С. СССР 1092053, МКИ3 В60В 3/02. Колесо железнодорожное цельнокатаное для колесной пары (его варианты), опубл. 15.05.84. – Бюл. Открытия. Изобретения. – 1984. - №18.
43. А.С. ЧССР 247886, МКИ4 В60В 17/00. Пружинящее железнодорожное колесо, опубл. 15.01.87. - Бюл. Изобретения стран мира. – 1987. - №16.
44. А.С. СССР 1738687, МКИ5 В60В 3/02. Цельнокатаное железнодорожное колесо, опубл. 07.06.92. - Бюл. Открытия. Изобретения. – 1992. - №21.
45. Пат. Рос. Фед. 2116204, МКИ6 В60В 17/00, 3/02. Железнодорожное колесо (варианты), опубл. 27.07.98. - Бюл. Открытия. Изобретения. – 1998. - №21. – Пр. США 08/030615 23.03.93.

46. Пат. Рос. Фед. 2013212, МКИ5 В60В 3/02. Цельнокатаное колесо для колесной пары железнодорожного транспорта, опубл. 30.05.94. - Бюл. Изобретения. – 1994. - №10.
47. Пат. США 5333926, МКИ5 В60В 17/00. Железнодорожное колесо, опубл. 02.08.94. - Бюл. Изобретения. – 1995. - №30. Пр. 36.015 23.03.93.
48. Туррад Ж.К. Оптимизация колес для высокоскоростного движения //Железные дороги мира. – 1985. - №5. – С. 31-34.
49. Цюренко В.Н. Эксплуатационная надежность колесных пар грузовых вагонов // Железнодорожный транспорт. – 2002. - №3. – С.24-28.
50. Пашолок И.Л., Цюренко В.Н. Разработка критериев работоспособности дисков цельнокатаных колес для грузовых вагонов нового поколения. //Вестник ВНИИЖТ. – 2002. - №3. – С. 15-20.
51. ІНСТРУКЦІЯ з комплексної модернізації візків вантажних вагонів з використанням елементів компанії “A.STUCKI” та коліс з нелінійним профілем ІТМ-73. – Київ: КПКТБ по вагонам. – 2004. – 29 с.
52. Технические условия «Тележки двухосные модели 18-100. Комплексная модернизация с установкой элементов компании ”A. Stucki” и колесных пар с нелинейным профилем колес ИТМ-73» ТУ У 35.2 – 01124454 – 028 -2004.
53. Инструкция по деповскому ремонту и эксплуатации тележек грузовых вагонов модели 18-100, которые модернизированы с установкой элементов компании “A.Stucki” и колес с нелинейным профилем ИТМ-73. ЦВ-0083. – Киев. – 2005. – 36 с.
54. ІНСТРУКЦІЯ з ремонту візків вантажних вагонів. – Київ: КПКТБ по вагонам. – 2007. – 103 с.
55. Оценка состояния грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками при разном пробеге, проведение исследований по увеличению ресурса элементов модернизации. Разработка предложений по изменению системы плановых ремонтов вагонов с комплексно модернизированными тележками на основании

- результатов анализа состояния вагонов с комплексно модернизированными тележками. Разработка рекомендаций по внесению изменений в нормативно-техническую документацию, которая касается комплексно модернизированных тележек и вагонов, в состав которых они входят: Отчет о НИР (заключительный) / Ин-т техн. Механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ); Руководитель НИР В.Ушкалов. – Дог. V-39-08, этап 2; № ГР 0108U006724; Инв. № 35-14/2008. – Днепропетровск, 2008. – 27 с.
56. Проведение теоретических исследований и участие в эксплуатационных испытаниях модернизированных тележек грузовых вагонов по технологии компании А.Стаки (США) с использованием разработанного в Украине нелинейного профиля колес №73. Исследования и рекомендации по применению разных моделей скользунов А.СТАКИ в тележках грузовых вагонов. Разработка системы подготовки специалистов вагонников по эксплуатации и контролю состояния модернизированных тележек: Отчет о НИР (промежуточный) / Ин-т техн. Механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ); Руководитель НИР В.Ушкалов. – Дог. 574-215/03-10.03-ЦТех, этап 3; № ГР 0103U004552; Инв. № 01-14/2004. – Днепропетровск, 2004. – 36 с.
57. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / Гос. НИИВ – ВНИИЖТ. – Москва: Гос. НИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
58. Каплун А.Б., Морозов Е.М. Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиторал УРСС, 2003. – 272 с.
59. РД 24.050.37 – 95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества.
60. Погорелов Д.Ю. О численных методах моделирования движения систем твердых тел. Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1995. – № 4. – С. 501-506.

61. Pogorelov D. Some developments in computational techniques in modeling advanced mechanical systems. D.H. van Campen (ed.). Interaction between Dynamics and Control in Advanced Mechanical Systems. Proc. IUTAM Symp. Eindhoven, 21-26 April 1996. Dordrecht: Kluwer Acad. Publ, pp. 313-320, 1997.
62. Прогнозирование динамических качеств полувагонов нового поколения (с нагрузкой от оси на рельсы 245 кН) с тележками 18-4129 и ICG Motion Control и сравнительная оценка расчетных показателей с данными для серийного полувагона и полувагона УВЗ с тележками модели 18-579. Оценка динамических качеств полувагонов с тележками моделей ICG Motion Control, 18-7020 и сравнение с данными для серийного полувагона с тележками 18-100 : Отчет о НИР (заключительный) / Ин-т техн. Механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ); Руководитель НИР В.Ушкалов. – Дог. V-25-07, доп. согл. №2 от 25.05.07 этапы 3 и 4; № ГР 0107U001795; Инв. № 112-14/2007. – Днепропетровск, 2007. – 85 с.
63. Д.Ю. Погорелов, А.Э. Павлюков, Т.А. Юдакова, С.В. Котов. Моделирование контактных взаимодействий в задачах динамики систем тел. / Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. науч. тр. / Под ред. В.И. Сакало. Брянск: БГТУ, 2001. С. 11–23.
64. Тузик Р. Е., Матоба К. Оптимизация взаимодействия колеса и рельса // Железные дороги мира. – 2003. - №1. – С. 66-70.
65. Литвинов Г.Т., Ваняшина Е.Н., Щепак А.С. Радиальная жесткость вагонного колеса с гофрированным диском // Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта. – 1971. – Вып. 136. – с. 53-61.
66. Климковский Б.М. и др.. Жесткость цельнокатанных вагонных колес // Труды ДИИТа. – 1969. – Вып. 108.

67. Узлов И.Г., Литвинов Г.Т., Щепак А.С. Влияние толщины обода и диска на жесткость цельнокатаных вагонных колес // Труды ДИИТа. – 1971. – Вып. 119.
68. Лазарян В.А. и др. О конструкции колеса, предназначенного для скоростного подвижного состава // Труды ДИИТа. – 1971. – Вып. 119.
69. Лазарян В.А. и др. Определение деформаций гофрированного диска вагонного колеса от действия вертикальной нагрузки // Труды ДИИТа. – 1971. – Вып. 119.
70. Норенков И. П. Основы автоматизированного проектирования: учеб. для вузов – 4-е изд., перераб. и доп.. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 430 с.
71. Норенков И. П. Автоматизированное проектирование. Учебник – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 188 с.
72. Малюх В. Н. Введение в современные САПР: Курс лекций – М.: ДМК Пресс, 2010. – 192 с.
73. Концевич В. Г. Твердотельное моделирование машиностроительных изделий в Autodesk Inventor. - М.: ДМК Пресс. - 2007. – 672с.
74. Басов К.А. CATIA V5 Геометрическое моделирование. М.: ДМК Пресс, 2008. - 269с.
75. F. Murawa. Расчет колесных пар // Железные дороги мира. – 2005. - №9. – с. 27 – 36.
76. Xiao Nan, Xie Jilong, Xie Yunye. Influence of rim thickness on crack initiation life of wheel web plate for freight car // Industrial Engineering and Engineering Management, 2009. IE&EM '09. 16th International Conference.
77. Эдель. К.О. Анализ разрушений цельнокатаных колес // Железные дороги мира. – 1999. - №3. – с. 23-27.
78. Roschmann I., Heermant C. Новые марки колесной стали // Железные дороги мира. – 2004. – №1. – с. 35-38.
79. Гурьев В.А., Тескер Е.И. Применение лазерной обработки для формирования поверхностного слоя нормализованной стали с

- высокими триботехническими и вязкими свойствами // Физика и химия обработки материалов. – 1996. - №1. – с. 14-19.
80. Лещинский Л.К., Смоктугин С.С., Пирч И.И. Плазменное поверхностное упрочнение. Киев: Техника. – 1990. – 109 с.
81. Коротков В.А., Трошин О.В., Бердников А.А. Плазменная закалка сканируемой дугой без оплавления поверхности // Физика и химия обработки материалов. – 1995. - №2. – с. 101-103.
82. Иванов П. П., Исакаев Э.Х., Филиппов Г.А. Эффективный способ поверхностного упрочнения железнодорожных колес //Сталь. – 2000. - №1. – с. 63-66.
83. Узлов И.Г. Термическое упрочнение железнодорожных цельнокатаных колес, бавдажей и осей.- В кн.: Термическая обработка металлов.- М.: Металлургия. – 1974. – № 3. – с.16-23.
84. Башнин Ю.А. и др. Технология термической обработки железнодорожных колес / Ю. А. Башнин, Б. К. Ушаков, А. Г. Секей //Башнин Ю.А. и др.Технология термической обработки стали. - М. – 1986. - с. 167-176.
85. Никольская Э.Н., Данченко Н.И., Грек В.И. и др. Влияние термической обработки на напряженное состояние цельнокатаных колес и их усталостную прочность //Качество железнодорожных рельсов и колес: Сб.статей. - Харьков.. – 1985.
86. Опыт увеличения усталостной прочности диска колеса путем принудительного охлаждения / Филиппов Г.А., Сухов А.В., Тарасова В.А. и др //Сталь. - 2007. - №9. - с. 92-95.
87. Руфанов Ю.Г. Термическая обработка тяжело нагруженных железнодорожных колес специального подвижного состава и стрелочных остяков. //Теория и практика металлургии. - 2002. - №3. - с. 45-48.
88. Современные тенденции производства железнодорожных колес и влияние внепечной обработки стали на их свойства / Тягний В.В.,

- Стовпченко А.П., Чуприна Л.В. и др. //Металлург. - 2006. - №8. - с. 56-60
89. Упрочняющая термическая обработка цельнокатаных железнодорожных колес / Большаков В.И., Долженков И.Е., Долженков В.И. //Большаков В.И. и др. Термическая обработка стали и металлопроката. - М. , 2002. - с. 135-141.
 90. Влияние вакуумирования колесной стали на ее свойства / Ахматов Ю.С., Лисняк А.Г., Перков О.Н., Яценко А.И. //Термическая обработка металлов: Темат. отр. сб. №7. - М. , 1978. - с. 41-42.
 91. Исследование случайных колебаний и определение динамических качеств движущихся механических систем и их контактного взаимодействия с рельсовым деформируемым основанием. Разработка расчетных схем и математических моделей колебаний механических систем и основания для проведения теоретических исследований : Отчет о НИР (промежуточный) / Ин-т техн. Механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ); Руководитель НИР В.Ушкалов. – Тема 3 этап 1; № ГР 0104U004082; Инв. № 129-14/2004. – Днепропетровск, 2004. – 74 с.
 92. Исследование случайных колебаний и определение динамических качеств движущихся механических систем и их контактного взаимодействия с рельсовым деформируемым основанием. Прогнозирование динамических качеств вагонов и износа пары «колесо – рельс», в том числе и при использовании колес с податливыми дисками : Отчет о НИР (промежуточный) / Ин-т техн. Механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ); Руководитель НИР В.Ушкалов. – Тема 3 этап 3; № ГР 0104U004082; Инв. № 112-14/2006. – Днепропетровск, 2006. – 92 с.
 93. Інструкція по устрою та утриманню колії залізниць України. – Київ: Транспорт України, 1999. – 244 с.

СПРАВКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи Пасічника С.С.
«Поліпшення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів з
комплексно модернізованими візками»

Розроблені Пасічником С.С. пропозиції щодо вдосконалення технології проведення модернізації візків та вдосконалення елементів комплексної модернізації візків вантажних вагонів впроваджено при виконанні комплексної модернізації на вагоноремонтних заводах України в період капітальних і деповських ремонтів вантажних вагонів. За станом на 01.02.2012 р. комплексно модернізовано візки більше 17500 вагонів.

Головний інженер управління
Вагонного господарства
«Укрзалізниці»



Мархай В.В.

СПРАВКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи Пасічника С.С.
«Поліпшення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів з
комплексно модернізованими візками»

Розроблені Пасічником С.С. пропозиції щодо вдосконалення конструкції ковзунів постійного контакту щодо запобігання випадкам випадання роликів впроваджено при виробництві ковзунів. За станом на 01.02.2012 р. виготовлено дослідну партію покращених ковзунів для встановлення в комплексно модернізовані візки вантажних вагонів.

Генеральний директор
ООО «Амстед-Рейл»



Хлівний В.В.