

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ  
ГОСУДАРСТВЕННАЯ ГОРНАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

На правах рукописи

СЛАДКОВСКИЙ Александр Валентинович

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА  
РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ  
ПАРЫ КОЛЕСО-РЕЛЬС ДЛЯ РЕЛЬСОВЫХ  
ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ

Специальность 05.15.16 — «Горные машины»

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Днепропетровск

1997



Диссертация является рукописью.

Работа выполнена на кафедре прикладной механики  
Государственной металлургической Академии Украины.

Научный консультант, доктор технических наук,  
профессор ЕСАУЛОВ В.П.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор А.А.РЕНГЕВИЧ

Доктор технических наук, профессор В.Д.ДАНОВИЧ

Доктор технических наук, профессор А.Н.КОМАРОВ

Ведущая организация - Украинский научно-исследовательский проектно-  
конструкторский и технологический институт электровозостроения

Защита состоится "7" мая 1997 г. в 14 часов на заседании  
специализированного совета Д 03.06.04 - по защите диссертаций  
при Государственной горной Академии Украины (320027,  
Днепропетровск-27, проспект К.Маркса, 19)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Государственной  
горной академии Украины.

Автореферат разослан "7" апреля 1997 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
докт. техн. наук

Г.А.СИМАНОВИЧ

3  
**ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

Актуальность проблемы. Повышение производительности труда в горнорудной отрасли неразрывно связано с совершенствованием технических средств карьерного транспорта. Среди различных видов транспорта, используемых на железорудных предприятиях, особое место занимает железнодорожный транспорт. Им выполняется 45% общих объемов перевозок. Он является самым экономичным, надежным и бесперебойно работающим в различных климатических условиях.

Современному этапу развития горно-транспортных машин, как в нашей стране, так и за рубежом, присуща тенденция к увеличению объемов перевозки горной массы рельсовым транспортом, и, в частности, при использовании смешанных схем транспорта: железнодорожно-конвейерном, автомобильно-железнодорожном. Таким образом, рельсовый транспорт открытых горных разработок, являясь связующим звеном между извлечением горной массы и ее переработкой, играет важную роль в общем комплексе добычи полезных ископаемых, а его технико-экономические показатели оказывают существенное влияние на работу всей горно-транспортной системы.

Рельсовый транспорт отрасли имеет свои специфические особенности: наличие большого количества кривых малого радиуса, обычно 100 - 200 м, а минимальных радиусов даже 40 - 60 м; большое количество стрелочных переводов - в среднем на 1 км пути около двух стрелочных переводов; значительные (до 60 %) уклоны; большие осевые нагрузки, которые достигают 350 кН и ряд других особенностей. Подвижной состав отрасли также специфичен: это различные думпкары, например, 2BC-105, BC-136, BC-85, 2BC-180 и т.д.; тяговые агрегаты EL-1, EL-2, EL-10, ПЭ2, ПЭ2М, ОПЭ1Б и другие горно-транспортные машины.

Одной из важнейших проблем рельсового транспорта отрасли является повышение долговечности и износостойкости пары колесо-рельс. В сложных физико-механических условиях контактного взаимодействия, при наличии высоких статических и динамических нагрузок, температурного воздействия и присутствия абразива происходит интенсивный износ рабочих поверхностей колес и бандажей, а также верхнего строения пути, что снижает их долговечность, уменьшает межремонтный срок, приводит к большим экономическим затратам на их восстановление или ремонт. Поэтому эффективность использования горно-транспортных машин в значительной степени определяется затратами на ремонт и техническое обслуживание, а насколько они велики можно судить по тому, что для большинства ГОКов межремонтный срок эксплуатации колес думпкаров составлял 3-6 месяцев. В сложившихся экономических условиях отвлечение значительных средств на ремонт горно-транспортных машин и агрегатов необходимо существенно уменьшить, поэтому проблема снижения интенсивности износа в паре колесо-рельс рудничного транспорта, повышения долговечности ее элементов актуально прежде всего с экономических позиций, особенно с

учетом значительно возросших цен на металлопродукцию. Этим объясняется тот факт, что работы по данной тематике выполнялись в рамках координационных планов и научно-исследовательских отраслевых программ Министерства черной металлургии, программ сотрудничества с ГДР и ЧССР по линии СЭВ, по постановлениям Совета Министров УССР, ГКНТ и президиума АН УССР.

Целью работы являлось на основе развития механики контактного взаимодействия пары колесо-рельс рудничного транспорта, с учетом реальных физических и геометрических условий их взаимодействия, повысить долговечности и износостойкости элементов пары.

Идея работы состояла в том, что усовершенствование профилей рабочих поверхностей пары колесо-рельс, а также конструкций колес и рельсов в целом, является наиболее эффективным и малозатратным способом повышения износостойкости элементов пары.

Методы исследований включают в себя теоретический анализ контактного взаимодействия поверхностей колес и рельсов с реальными профилями, который базируется на применении теоретических подходов аналитической и дифференциальной геометрии, модификаций классических решений контактных задач механики, приближенных методов высшей алгебры и математического анализа, а также исследования напряженно-деформированного состояния упругих тел при помощи теории функций комплексного переменного, полуаналитического метода конечных элементов (МКЭ). Все исследования выполнены с широким использованием вычислительной техники.

Основные научные положения, выносимые на защиту.

1. Разработанные на основе математического моделирования контактного взаимодействия в паре трения колесо-рельс комплексно-криволинейные профили рабочих поверхностей колес позволяют уменьшить их интенсивность износа.

2. Из множества факторов, влияющих на изнашивание пары колесо-рельс в условиях рельсового транспорта ГОКов, выделены две основные составляющие: пластическое деформирование приповерхностных слоев и абразивный износ поверхностей при их относительном проскальзывании, учет которых позволяет прогнозировать износ элементов пары.

3. Критериями оценки рациональности разрабатываемых конструкций колес и рельсов являются относительное продольное проскальзывание, энергетические потери на трение в гребневой зоне и уровень контактных напряжений, как наиболее информативные параметры математической модели.

4. Напряженно-деформированное состояние конструкций колес за исключением контактной зоны достаточно точно оценивается в упругой постановке, для чего учитываются условия запрессовки оси, температурные поля и силовое воздействие, передаваемое в контактной области.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается применением классических решений механики деформируемого твердого в тех случаях, когда это допустимо условиями задачи. Для новых методик численного решения задач на каждом этапе исследований проводилось сравнение полученных данных с тестовыми аналитическими решениями или данными экспериментальных исследований. Для этой цели был решен ряд новых задач механики деформируемого твердого тела. Эти решения способствовали оптимальному выбору конечно-элементной сетки и количества членов рядов Фурье, которые учитывались в разложении. Погрешность определения максимальных перемещений для численного решения не превышала 5%. Проведено также сравнение с экспериментальными данными. Расхождение результатов не превышало 20%.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- была решена новая задача определения начальных точек контакта при взаимодействии колес и рельсов, учитывающая реальную геометрию рабочих поверхностей, при этом определены относительные продольные проскальзывания и энергетические потери на трение в гребневой зоне;

- на основе подхода Г.Герца разработана новая методика определения величины и расположения контактных зон, отличающаяся возможностью оценки уровня контактных напряжений при наличии как однозонного, так и двухзонного контакта, причем исследования можно проводить при ненулевых углах набегания колесных пар, т.е. рассматривается пространственная задача механики деформируемого твердого тела;

- в результате проведенного анализа контактного взаимодействия в паре колесо-рельс разработаны принципиально новые профили рабочих поверхностей колес думпкаров и тяговых агрегатов, которые имеют повышенную износостойкость, а также разработаны новые конструкции локомотивных фрез для ремонтного восстановления рабочих поверхностей тяговых агрегатов на комплексно-криволинейный профиль, причем процесс проектирования и технологического сопровождения автоматизирован;

- решена новая задача определения напряженного состояния цельнокатаных колес с учетом их реальных конструкций, а также всей совокупности внешних силовых и температурных воздействий;

- на основе анализа напряжений и контурных перемещений для различных моделей колес разработано новое колесо для рельсового транспорта горнорудной отрасли, которое имеет повышенную надежность, а использование его совместно с новым профилем рабочей поверхности позволяет существенно снизить интенсивность износа гребней колес и боковых поверхностей рельсов;

- новая задача исследования напряженно-деформированного состояния рельсов с учетом их реальной геометрии, в том числе и изношенных, решена с использованием полуаналитического МКЭ;

- разработан принципиально новый рельс с асимметричным профилем головки, который позволяет значительно уменьшить уровень контакт-

ных напряжений, а также обладающий повышенной износостойкостью при работе в условиях горнорудной отрасли.

Научное значение работы заключается в развитии контактной механики пары колесо-рельс для учета реальной геометрии взаимодействующих профилей, деформирования и износа рабочих поверхностей колес и рельсов, а также в разработке методик расчета и решении новых задач, основанных на применении полуаналитического МКЭ, для исследования напряженно-деформированного состояния колес и рельсов, что позволяет учесть всю совокупность воздействующих факторов, а также моделировать их конструкции.

Практическое значение работы заключается в разработке новых профилей рабочих поверхностей колес думпкаров и тяговых агрегатов, обладающих повышенной износостойкостью, нового инструмента для изготовления и ремонта колесных пар, разработке новой конструкции колеса для промышленного транспорта, а также асимметричных рельсов, долговечность которых в условиях ГОКов на 50% выше по сравнению со стандартными.

Реализация работы. Многолетние эксплуатационные испытания разработанных профилей рабочих поверхностей колес под различными видами подвижного состава рельсового транспорта горнорудных предприятий показали их высокую эффективность. Их преимущество по износостойкости по сравнению со стандартными профилями оценивается от 20 до 150%. Так как ряд транспортных средств имеет выход на пути МПС, был решен вопрос эксплуатации указанных разработок и на магистральном транспорте, где эффективность эксплуатации была также высока. В настоящее время разработки разрешены к повсеместной эксплуатации различными нормативными документами и решается вопрос о включении профилей в разрабатываемые стандарты Украины и России.

Были разработаны копиры для всех типов колесотокарных станков отечественного и зарубежного производства, которые используются на территории стран СНГ, а также новые фрезы для станков КЖ-20, которые позволили проводить обработку рабочих поверхностей колес на комплексно-криволинейные профили. Эти разработки способствовали массовому внедрению профилей в производство горнорудной отрасли.

В настоящее время разработки внедрены на горнорудных предприятиях Украины и России, в частности на горно-обогатительных комбинатах: Орджоникидзевском, Полтавском, Михайловском, Качканарском и ряде других. Разработки широко используются и на магистральном железнодорожном транспорте и рельсовом транспорте металлургических предприятий, например, Приднепровской, Юго-Западной, Одесской железной дорогах, ряде железных дорог России, комбинатах "Запорожсталь" и НТМК, Лысьвенском металлургическом заводе.

Разработано принципиально новое колесо конструкции ДМетИ диаметром (957 мм) для промышленного транспорта. Было проведено сравне-

ние уровня напряженного состояния указанного колеса с лучшими мировыми разработками, в результате чего показано, что для колеса ДМетИ уровень напряжений в дисковой области (наиболее нагруженной) примерно на 25% ниже. Это служит основой для утверждения, что его эксплуатационная надежность выше в сравнении с аналогами и что подтвердили его промышленные испытания. В частности, доказано, что долговечность колес ДМетИ от 2,5 до 3 раз выше по сравнению со стандартными колесами. Опытная партия таких колес в количестве 5000 шт. прокатана ОАО "Нижеднепровский трубопрокатный завод" и поставлена для эксплуатации на ГОКи.

Разработана принципиально новая конструкция рельса с асимметричным профилем головки. Для изготовления таких рельсов проведен весь комплекс проектных работ от разработки КД и ТУ до калибровки. На комбинате "Азовсталь" была прокатана опытная партия рельсов Р65А, которая прошла успешные промышленные испытания в условиях Михайловского ГОКа. Ее преимущество по долговечности по сравнению со стандартными рельсами Р65 того же производства достигало 50% при эксплуатации в грузонапряженных участках. В настоящее время указанные рельсы проходят эксплуатационные испытания также и на магистральном железнодорожном транспорте.

Технология восстановительного ремонта рельсов строганием на станках НС-42 позволяет продлить срок эксплуатации рельсов почти вдвое. Это возможно с использованием разработанных автором новых профилей старогодных рельсов. Для этого спроектирован новый твердосплавный режущий инструмент и технологии его производства.

Разработки внедрены в производство на горнорудных предприятиях Украины и России, а также магистральном и промышленном железнодорожном транспорте. Их эффективность оценивается в объеме более 8 млн. руб. в год в ценах 1991 г.

Апробация работы. Основные положения работы доложены, обсуждены и одобрены на научно-технических советах и коллегиях МПС СССР и Минчермет СССР и УССР в 1987-1991 г.г., научно-технических советах "Укрзалізниці" в 1992-1996 г.г., научно-производственном совещании консорциума "Металлургтрансмаш" в 1992 г. (г.Качканар), Рельсовых комиссиях СССР и СНГ 1990 - 1995 г.г., Международной конференции "COMPRAIL-96" в Берлине, Международной конференции по колесным парам в 1995 г. (г. Катовице, Польша), Международной конференции "Износостойкость машин" в 1994 г. (г.Брянск), 9 Международной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта" в 1996 г. (г.Днепропетровск), Международном симпозиуме по трибологии фрикционных материалов в 1991 г. (г.Ярославль), Международной конференции по колесным парам в 1991 г. (г.Острава, ЧССР), Всесоюзных научно-технических конференциях "Повышение долговечности и надежности машин и приборов" в 1981 г. (г.Куйбышев), "Трение и изнашивание компози-

ционных материалов" в 1982 г. (г.Гомель), 8 Всесоюзной конференции "Методы и средства тензометрии и их применение в народном хозяйстве" в 1983 г. (г.Свердловск), 13 Всесоюзной конференции по теории пластин и оболочек в 1983 г. (г.Галлини), 2 Всесоюзной конференции "Триботехника - машиностроению" в 1983 г. (г.Пушино-на-Оке), "Методы и средства диагностирования технических средств железнодорожного транспорта" в 1989 г. (г.Омск), "Численные методы решения задач строительной механики, теории упругости и пластичности" в 1989 г. (г.Волгоград), "Математическое и машинное моделирование" в 1991 г. (г.Воронеж), "Проблемы безопасности железнодорожного транспорта" в 1991 г. (г.Севастополь), "Износостойкость машин" в 1991 г. (г.Брянск), республиканских и региональных научно-технических конференциях, семинарах и школах "Современные методы неразрушающего контроля и их метрологическое обеспечение" в 1986 г. (г.Устинов), "Теория и практика надежности и качество изделий машиностроительных предприятий" в 1990 г. (г.Краматорск), школе передового опыта ЦП МПС в 1990 г. (г.Красноуфимск), Всероссийской школе "Численные методы механики сплошной среды" в 1992 г. (г.Абрау-Дюрсо), Всероссийской школе локомотивного хозяйства в 1995 г. (г.Екатеринбург, Невьянск), выставке "Железнодорожный транспорт Украины 96", Международной конференции "Технологическое обеспечение работоспособности деталей машин, механизмов и инструмента" в 1997 г. (г.Киев).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано: в 1 монографии, 18 статьях в журналах, 5 статьях в научно-тематических сборниках, 4 статьях в трудах международных конференций, 1 депонированной рукописи и 10 авторских свидетельствах и патентах, всего в 39 научных работах, а также в 30 тезисах докладов на конференциях и депонированных рукописях, не вошедших в прилагаемый список трудов.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 7 глав, заключения, списка литературы из 224 наименований, содержит 362 страниц, в том числе 95 рисунков, 12 таблиц. Приложения содержат документы, подтверждающие внедрение результатов работы.

Конкретный личный вклад автора в научную разработку.

Теоретические исследования и эксплуатационные испытания, вошедшие в диссертационную работу, выполнены автором совместно с сотрудниками ГМетАУ, ДГУ, НМЗ и других организаций при активном участии автора или под его руководством. Результаты опубликованы в соавторстве с ними. Обобщение результатов работ проведено автором самостоятельно. Основные идеи работы и методика их проведения принадлежат автору.

Автор считает своим долгом выразить глубокую признательность заведующему кафедрой прикладной механики, профессору В.П. Есаулову, который в качестве научного консультанта оказал неоценимую помощь при подготовке диссертации.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Структура работы. В соответствии с поставленной целью исследованной в диссертации решены три основные задачи: а) проведено математическое моделирование контактного взаимодействия в паре колесо-рельс; б) определено напряженно-деформированное состояние цельнокатаных колес; в) проведен анализ напряженного состояния рельсов. Этим основным задачам подчинены конструкторские, технологические и эксплуатационные аспекты работы, которые рассмотрены в 1-4 главах для первой задачи; 5 и 6 главах для второй задачи и в 7 главе для третьей задачи.

Во введении дается общая характеристика работы, определяется ее актуальность, цель и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе "Анализ контактного взаимодействия пары колесо-рельс с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей рельсового транспорта ГОКов" отмечено достаточно сложное положение, сложившееся с износом гребней колесных пар и боковых поверхностей рельсов на транспорте горнорудной отрасли, что делает проблему повышения долговечности транспортных агрегатов актуальной. Был проведен анализ различных внешних эксплуатационных факторов, оказывающих влияние на износ, и рассмотрены различные физические эффекты происходящие в зоне контакта. К их числу прежде всего необходимо отнести геометрическое скольжение. Данный эффект обусловлен тем, что при прохождении колесной парой кривой наружное колесо должно пройти большее расстояние чем внутреннее, однако колесные насажены на оси без возможности относительного проворота (последние разработки по составной колесной паре пока не нашли широкого применения). Эта разница проходимых расстояний может быть компенсирована за счет коничности рабочих поверхностей колес. Здесь и далее понимаем под зоной контакта отдельную контактную область. Для реальных профилей рабочих поверхностей колес и рельсов одной пары колесо-рельс может быть реализован случай либо однозонного контакта, либо двухзонного. Очевидно, что постоянно выдержать такую установку колесной пары невозможно, вследствие чего либо на внутреннем рельсе, либо на наружном будет иметь место относительное продольное проскальзывание. Например, для наружного рельса его величина выражается формулой

$$\eta_n = \frac{r_b}{r_n} \left( 1 + \frac{s_1}{R} \right) - 1, \quad (1)$$

где необходимо знать  $r_n, r_b$  - локальные радиусы колеса в начальных точках контакта для наружного и внутреннего рельсов, соответственно. В приведенных выражениях  $R$  - радиус круговой кривой,  $2s_1$  - ширина колеи. Величины  $r_n, r_b$  определяются обычно по чертежам, что для проведения математического моделирования взаимодействия колеса и рельса с реальной геометрией рабочих поверхностей неприемлемо.

Рассмотрим наиболее сложный случай, когда данные поверхности имеют изношенную форму, при этом они задаются численно, например,  $y_i = f_n(x_i)$ ,  $i = 1, \dots, m$ . Данное выражение приведено для наружного рельса. Чтобы найти начальную точку контакта наружной пары колесо-рельс, для всех допустимых  $i$  необходимо минимизировать

$$h_b(x_i) = \frac{x_i - x_j}{x_{j+1} - x_j} [F_{2b}(x_{j+1}) - F_{2b}(x_j)] + F_{2b}(x_j) - f_b(x_i), \quad (2)$$

где  $x_j \leq x_i \leq x_{j+1}$ , причем индекс  $j$  может изменяться от 1 до  $m$  - количества узлов интерполяции профиля колеса. Численное задание профиля рельса учитывало возвышение наружного рельса в кривой, его подуклонку, величину упругого отжатия при прохождении состава, а также поперечное смещение колесной пары.

Описанный выше подход был реализован в виде вычислительных программ для ПЭВМ и использовался для проектирования рабочих профилей колес и рельсов. С его помощью теоретически можно было найти помимо величины проскальзывания, реальные дорожки катания для каждой заданной пары колесо-рельс. В качестве примера на рис. 1 показана зависимость относительного продольного проскальзывания  $\eta$  от величины смещения колесной пары  $\Delta$ . Графики получены для кривых радиусом  $R=400$  м, причем сплошная линия соответствует новому стандарту ширины колеи ( $2s_1 = 1520$  мм), пунктир - старому стандарту ( $2s_1 = 1535$  мм). Как видно из графиков, они являются подобными, что определяется профилями взаимодействующих колеса и рельса. Смещение скачка на графике  $\eta(\Delta)$  на 7,5 мм вправо для старого стандарта объясняется на 15 мм большей шириной колеи. При этом график  $\eta(\Delta)$  пересекает ось абсцисс при смещении  $\approx 9$  мм.

Исследование проскальзывания колес показало, что для средних положений колесной пары, т.е. таких, когда отсутствует гребневое касание, величина относительного продольного проскальзывания невелика, и, возможно, при сухих и чистых рабочих поверхностях колес и рельсов все ограничилось бы микроскольжением, обусловленным крипом. Однако, в кривых колесная пара обычно прижата к какой-либо рельсовой нити, чаще всего наружной. Величина проскальзывания при этом на порядок выше, что в свою очередь существенно влияет на интенсивность износа. При вилении колесных пар в прямых или пологих кривых также постоянно происходит контакт гребней с боковой гранью рельсов. Величина контактных напряжений при этом достигает пластического уровня, что также способствует износу. Таким образом, при проектировании новых профилей колес и рельсов необходимо, чтобы при рыскании колесных пар величина относительного продольного проскальзывания между поверхностями разработанной

пары была минимальной. Кроме того, как было отмечено ранее, необходимо также минимизировать уровень контактных напряжений.

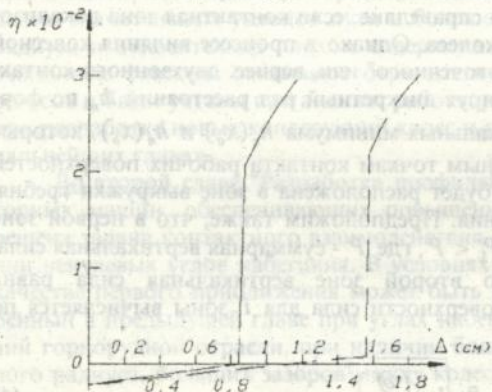


Рис. 1. Зависимость относительного продольного проскальзывания от смещения колесной пары для стандартного колеса

Для их анализа использовался квазигерцевский подход. Будем считать, что удалось найти функциональную зависимость  $y = r_m - f(x)$ , которая отражает реальный профиль колеса в координатной плоскости  $XOY$ , находящейся в радиальном сечении колеса, где  $r_m$  - максимальный радиус колеса по гребню. Непрерывная функциональная зависимость предполагает, что задается какой-либо способ интерполирования численного представления кривой, в частности, использовались сплайны. Тогда радиус-вектор, проведенный в произвольную точку на поверхности колеса, будет иметь вид:

$$\vec{r} = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ (r_m - f) \cos \frac{s}{r_m} \\ (r_m - f) \sin \frac{s}{r_m} \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где  $s$  - длина дуги для текущей точки, отсчитываемая по окружности максимального радиуса от плоскости  $XOY$ . Таким образом, выражение (3) - параметрическое задание поверхности катания колеса. Тогда, в соответствии с положениями дифференциальной геометрии, для нахождения в какой-либо точке ее главных кривизн  $k$ , необходимо решить характеристическое уравнение. Считаем, что начальные точки контакта найдены по методике, описанной выше. Тогда в них могут быть определены главные кривизны и найдена их сумма. С использованием теории Герца могут быть найдены полуоси контактных эллипсов, а также максимальные нормальные контактные напряжения. Отметим, что в инженерных расчетах с учетом того, что коэффициент трения между реальными поверхностями колеса и

рельса невысок, особенно для мокрых рельсов, величиной касательных напряжений при свободном качении колес можно пренебречь.

Описанный выше подход справедлив, если контактная зона локализована в районе круга катания колеса. Однако в процессе вливания колесной пары реализуется случай "двухточечного" или, вернее, двухзонного контакта. Предположим, что анализируя дискретный ряд расстояний  $h_n$  по формуле (2), можно найти два локальных минимума  $h_n(x_a)$  и  $h_n(x_b)$ , которые будут соответствовать начальным точкам контакта рабочих поверхностей колеса и рельса. Одна из них будет расположена в зоне выкружки гребня, другая - на поверхности катания. Предположим также, что в первой зоне действует вертикальная сила  $P_1 < P$ , где  $P$  - суммарная вертикальная сила, действующая на колесо. Во второй зоне вертикальная сила равна  $P_2 = P - P_1$ . Нормальная к поверхности сила для  $i$  зоны вычисляется по формуле:

$$N_i = P_i \sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i^2}, \quad (4)$$

где производная  $\frac{\partial f}{\partial x}$  находится в соответствующей  $i$  контактной точке. Используя теорию Герца, определяем нормальные сближения поверхностей в контактных зонах  $\delta_i$ . Необходимо, чтобы вертикальные сближения поверхностей, с учетом их расстояния до взаимодействия, были равны, т. е.

$$\frac{\delta_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_1^2}} + h_{m1} = \frac{\delta_2}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_2^2}} + h_{m2}. \quad (5)$$

Соотношение (5) является определяющим для организации итерационного поиска сил  $P_i$ , а значит всех других параметров, позволяющих оценить наличие, расположение и размеры каждой контактной зоны, а также вычислить величину контактных напряжений.

Таким образом, совокупность расчетных и экспериментальных решений, алгоритмов, программ и методик позволила создать эффективный аппарат для исследования контактного взаимодействия пары колесо-рельс. Данный аппарат был использован для анализа конструкций колес и рельсов, используемых на транспорте горно-обогатительных комбинатов. При этом учитывались реальные нагрузки и условия эксплуатации. Рассматривалась реальная геометрия новых колес и рельсов, а также снимались профилограммы изношенных. Очевидно, что условия эксплуатации транспорта горнорудной отрасли имеют свои особенности, заключающиеся в отношении больших, по сравнению с магистральным транспортом, осевых нагрузках и меньших скоростях движения, значительной запыленности рель-

совых нитей, что влияет на абразивный износ рассматриваемой пары, наличии значительных уклонов пути и большого количества кривых малого радиуса и относительно плохом содержании пути по сравнению с МПС. Указанные факторы оказывают отрицательное влияние на износ колес и рельсов и были учтены при анализе работы реальных конструкций, а также при разработке новых конструкций колес и рельсов, что рассматривается в дальнейших главах.

Во второй главе "Разработка профилей рабочих поверхностей колес горных машин, обеспечивающих повышение их износостойкости" была решена задача контактного взаимодействия в паре колесо-рельс при наличии ненулевых углов набегания. В условиях магистрального транспорта в качестве первого приближения может быть использован подход, рассмотренный в предыдущей главе при углах набегания равных нулю. Для условий горнорудной отрасли, при наличии большого количества кривых малого радиуса, больших зазоров между колесной парой и колеями, вписывание колесных пар осуществляется при значительных углах набегания.

Пусть двухзонный случай контактного взаимодействия имеет место при угле набегания  $\alpha$ . При этом гребневая контактная зона (зона В) имеет относительно центральной зоны (зона А) смещение или "забег"  $b$ . Известно, что одним из наиболее существенных факторов, влияющих на износ гребней колес и боковой износ рельсов, является направляющее боковое усилие, которое передается на гребень колеса от рельса. Величина угла набегания обусловлена зазором в колее при неизношенной колесной паре, износами гребней колес, деформациями упругих элементов в буксах и др. Забег  $b$  зоны В относительно мгновенной оси вращения колеса определяется по формуле

$$b = (r + t) \tan \alpha \tan \tau \quad (6)$$

где  $r$  - радиус колеса,  $t$  - расстояние от уровня головки рельса до точки прижатия гребня к рельсу,  $\tau$  - угол наклона рабочей поверхности гребня к горизонту. Очевидно, что теоретическое нахождение величины  $b$  - достаточно сложная математическая задача для колес, имеющих криволинейную форму образующей поверхности. Между тем, именно от забега зависит расположение зоны контакта В, а значит величина направляющего усилия и износ гребней, который определяется энергией  $A^*$ , расходуемой на трение в зоне В при повороте колеса вокруг его мгновенной оси на угол  $\gamma$

$$A^* = \int Q b \gamma \cos \alpha \quad (7)$$

где  $Q$  - направляющее усилие.

Таким образом, математически задача проектирования рабочих профилей рельсов и колес может состоять в минимизации функционала  $A^*$ , так как при заданных углах набегания  $\alpha$  и угле поворота колеса  $\gamma$ , обычно принимаемым равным 1,  $A^*$  зависит от функций  $Q$  и  $b$ , которые опреде-

ляются рядом факторов и, прежде всего, геометрией профилей взаимодействующих колес и рельсов.

Задача нахождения контактных зон А и В при ненулевых углах набегания является пространственной (существенно трехмерной) контактной задачей. Для ее решения производилось параметрическое задание поверхности колеса с учетом его реальной геометрии. При этом производилась ее аппроксимация кубическими сплайнами. Аналогично задавалась поверхность рельса. Учитывались подуклонка рельсов, реальная ширина колеи с учетом бокового износа рельсов и их упругого отжатия. В математическом плане было необходимо найти расстояние по вертикали или высоту  $h$  точки  $T(X, Y, Z)$ , принадлежащей поверхности колеса, до поверхности рельса. Очевидно, что  $h$  будет зависеть от параметров поверхности колеса, т.е.  $h = h(x^k, \varphi)$ . Необходимо минимизировать  $h$  на множестве допустимых значений для всех  $x^k$  и  $\varphi$ . В том случае, если функция  $h$  имеет один минимум, соответствующие ему значения параметров  $x^k$  и  $\varphi$  определяют координаты  $X, Y, Z$  точки на поверхности колеса, которая является начальной точкой контакта с поверхностью рельса и образует по теории Герца центр контактного эллипса. Нахождение величины контактной области и максимальных контактных напряжений аналогично приведенному в главе 1. Особо выделяется случай, когда функция  $h$  имеет два локальных минимума. При этом может либо быть реализован двухзонный контакт, либо вторая зона контакта не возникнет. Алгоритм поиска зон А и В описан в главе 1. Отметим, что его реализовать программно значительно сложнее в связи с пространственным характером задачи, увеличением объема вычислений на порядок и существенным увеличением необходимой оперативной памяти, однако принципиальных отличий в постановке нет. Нахождение забега  $b$ , действующих в контакте усилий и энергии  $A'$  осуществляется автоматически с постоянной выдачей промежуточных результатов на экран дисплея и вычерчиванием расположения контактных зон. Расчеты проводились при углах набегания в диапазоне  $30' - 2^\circ$  - наиболее характерных для промтранспорта.

В проблеме повышения долговечности колес и рельсов на промышленном транспорте горнорудной отрасли немаловажное значение имеет дополнительный аспект, который касается как непосредственно проблемы износа колес и рельсов, так и безопасности движения в целом - это вопрос об остроконечном накате. Анализ литературных источников показал, что данный вопрос в целом изучен достаточно хорошо, однако для его решения сделано очень мало. Кроме того ответа на вопрос, опасен ли остроконечный накат как таковой, или, точнее, какие формы остроконечного наката представляются опасными для безопасности движения, на данный момент нет. В восьмидесятые годы такой вид дефектов колес, как остроконечный накат вообще был исключен из списка бракуемых дефектов.

Для исследования контактного взаимодействия колес и рельсов, имеющих реальные профили катания, в том числе и с остроконечным накатом, была разработана следующая методика. При помощи профилографа снимались реальные профили колес, рельсов, стрелочных перебежков, которые имели различную степень износа рабочих поверхностей. При помощи сканера профили вводились в ПЭВМ, затем проводилась математическая обработка введенной информации, при которой профиль покрывался регулярной сеткой, в узлах которой проводилась интерполяция кубическими сплайнами. При помощи средств машинной графики проводилось также сравнение оригинала с его математической копией. Наряду с реальными профилями колес анализировались модельные профили колес с недопустимым очертанием профиля, который имел опасные формы остроконечного наката.

Был проведен анализ всех сил, действующих на колесную пару в квазистатике, и определены условия, достаточные для предотвращения схода колесной пары при прохождении стрелочных переводов и других участков пути. Определены опасные формы профилей гребней колес при наличии остроконечного наката и критерии их выбраковки. В результате проведенных исследований был разработан шаблон для выбраковки локомотивных колес по остроконечному накату.

Проведен анализ существующих профилей колес и на основании моделирования контактного взаимодействия в паре колесо-рельс разработаны основной и ремонтный профили ДМетИ. В качестве примера на рис.2 приведены результаты компьютерного моделирования в паре новый рельс Р65 - колесо с профилем ДМетИ при угле набегания равном  $2^\circ$ .

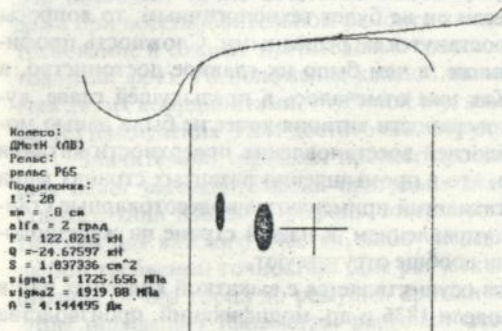


Рис. 2. Результаты компьютерного моделирования взаимодействия в паре рельс Р65 - колесо с профилем ДМетИ ЛБ

Если сравнить распределение контактных напряжений в приведенном случае с взаимодействием в паре рельс Р65 - колесо с профилем ГОСТ 9036-88, то здесь характер распределения контактных зон существенно меняется. Здесь вместо двух средневытянутых эллиптических зон существуют практически круговая (эксцентриситет  $e=0,1$ ) зона А, которая расположена вбли-

зи круга катания и очень вытянутый эллипс ( $e=0,95$ ) зоны В. При этом уровень напряжений в зоне В значительно выше. Если проанализировать величины максимальных напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  во всей контактной области, ясно, что общий уровень напряженного состояния в контактной области для колес с профилем ДМетИ снижается на 31%, что позволяет уменьшить уровень пластической деформации в гребневой зоне, а значит уменьшить подрез гребней колес и практически исключить возможность образования остроконечного наката на гребнях колес. Из анализа данных контактных пар ясно также, что квазистатическое боковое усилие, которое действует на колесо с профилем ДМетИ снижается в 2 раза.

Следует отметить еще одно преимущество профилей ДМетИ. При ненулевых углах набегания колес величина забега гребневой зоны для колес с профилем ДМетИ значительно меньше, чем для стандартных колес. Это приводит к значительному уменьшению энергии, расходуемой на трение в гребневой зоне колеса  $A'$ . Так для стандартного колеса значение  $A' = 38,14$  Дж, а для колеса с профилем ДМетИ ЛБ (рис. 2)  $A' = 4,14$  Дж.

Таким образом, в результате проведенных исследований контактного взаимодействия колес и рельсов, а также экипажей в целом и рельсовой колеи, разработан ряд новых профилей для колес различных видов подвижного состава рельсового транспорта ГОКов. Данные профили могут применяться для подвижного состава, имеющего право выхода на пути МПС, а также непосредственно на магистральном транспорте.

В третьей главе "Разработка инструмента для обточки колесных пар думпкаров и тяговых агрегатов, применяющихся на горно-обогатительных комбинатах" рассмотрены вопросы технологии обточки колесных пар в эксплуатационных условиях. Очевидно, что как бы ни был хорош профиль поверхности катания колеса, если он не будет технологичным, то вопросы его внедрения в производство останутся не решенными. Сложность профилей ДМетИ заключалась в том же, в чем было их главное достоинство, а именно в криволинейности. Как уже отмечалось в предыдущей главе, кучочно-линейность профилей поверхности катания колес не была данью моде, а была обусловлена технологией восстановления поверхности катания колесных пар. Несмотря на то, что в промышленно развитых странах мира на протяжении нескольких десятилетий применяются колесотокарные станки с числовым программным управлением, в нашей стране на железнодорожном транспорте ГОКов они вообще отсутствуют.

Обточка колес думпкаров осуществляется с выкаткой колесных пар в основном на станках КЗТС модели 1836 и др. модификаций, производства Краматорского станкостроительного ПО, а также на различных моделях станков польской фирмы "Рафамет", например UBВ 112/2, UBС 150 и др. Контроль обточенных поверхностей катания колес осуществляется при помощи профильных шаблонов, причем сам шаблон контролируется контршаблоном. Для профилей ДМетИ ЛБ, ВБ, ЛР и ВР были разработа-

ны копируемые инструменты для любого колесотокарного оборудования, которые используются в горнорудной, металлургической отрасли и на магистральном транспорте. Для этой цели была разработана единая методика, позволяющая при помощи компьютера подготовить числовой материал для изготовления копируемого и измерительного инструмента на станках с ЧПУ.

Восстановительный ремонт думпкаров (вагонов) и тяговых агрегатов (локомотивов) имеет принципиальное отличие. Большая часть колесных пар тяговых агрегатов восстанавливается без их выкатки из-под локомотива. Это обусловлено тем, что колесная пара является частью колесомоторного блока, разборка которого является достаточно трудоемкой операцией, требующей значительных простоев подвижного состава. Наибольшее количество колесных пар локомотивов обрабатывается на колесофрезерных станках типа КЖ-20 и их модификациях. Обработка колесных пар на колесофрезерных станках осуществляется при помощи специальных фасонных фрез, которые имеют следующую конструкцию. В корпусе устанавливаются пластины (ножи) в количестве 10 шт. Крепление ножей обеспечивает их точное базирование в корпусе. Ножи устанавливаются в пазы корпуса в строго определенном порядке и маркируются в соответствии с номерами пазов. Режущими элементами фрезы являются твердосплавные чашечные пластины (чашки или ножечки), которые вставляются в отверстия ножей и крепятся в них при помощи винтов и гаек. Под чашечные пластины устанавливаются компенсационные шайбы различной толщины. С их помощью достигается необходимая точность расположения чашек при наладке фрез. Конструкция фрезы должна быть такой, чтобы каждая чашка обрабатывала новый участок рабочей поверхности профиля локомотивного колеса. Это позволяет точно восстанавливать профиль рабочей поверхности бандажа при восстановительном ремонте на станке КЖ-20. Однако именно это требование и создает значительные сложности при проектировании и изготовлении фрез. Расположение каждой чашки индивидуально, характеризуется двумя координатами, глубиной и углом наклона. Провести расчет фрезы без применения ЭВМ достаточно затруднительно.

Значительно упрощает процесс проектирования разработанный автором пакет вычислительных программ для расчета локомотивных фрез к станкам типа КЖ-20. Профиль поверхности катания задается либо аналитически для каждого участка, либо численно в виде таблицы координат с любой требуемой точностью. Для расчета первого ножа в ЭВМ вводят расстояние от его торца до режущей кромки первой чашки и угол ее резания. ЭВМ определяет параметры расточки отверстия под чашку. Средствами компьютерной графики вычерчивается профиль поверхности катания и расположение резца. При этом необходимо, чтобы минимальная толщина металлической переборки между соседними чашками одного ножа была не менее 1 мм, что обеспечивает долговечность как отдельного ножа, так и всей фрезы в целом.

При проектировании ножей важно, чтобы чашки на всех ножах располагались равномерно, обеспечивая взаимное перекрытие и, соответственно, чистоту обработки профиля поверхности колеса. В соответствии с Инструкцией по формированию и содержанию колесных пар ТПС пункт 6.10.12 необходимо, чтобы чистота обработанной поверхности колесной пары соответствовала R<sub>80</sub>. Указанные требования удалось выполнить, для чего проводилось моделирование взаимного перекрытия последовательно работающих чашек при помощи графических средств ППП AutoCAD 13.0.

Серийное производство новых фрез освоено Невьянским механическим заводом. В настоящее время локомотивные фрезы с профилем ДМетИ широко используются в странах СНГ. Например, на Михайловском и Качканарском ГОКах, Нижнетагильском металлургическом комбинате. Ряд железных дорог Украины и России использует данные фрезы. Преимущество профилей ДМетИ, которые используются в конструкциях фрез, позволяют решить проблему снижения износа колесных пар тяговых агрегатов и локомотивов.

В четвертой главе "Эксплуатационные испытания колес с профилем ДМетИ в условиях промышленного и магистрального транспорта" отмечалось, что в настоящее время разработанные профили ДМетИ широко внедрены на железнодорожном транспорте горнорудной отрасли, а также на магистральном транспорте и ряде металлургических предприятий. Перед тем как получить такое внедрение необходимо было провести всесторонние эксплуатационные испытания. Очевидно, что самым лучшим полигоном для испытаний колесных пар являются условия горно-обогатительных комбинатов. Наличие значительных подъемов, кривых малого радиуса, больших осевых нагрузок, запыленности абразивом и других факторов приводят к интенсивному износу колес, что позволяет достаточно быстро оценить эффективность разработанных профилей. Можно также определить, достаточно ли безопасен какой-либо разработанный профиль в плане вероятности схода подвижного состава, не опасаясь при этом катастрофических последствий, связанных с человеческими жертвами.

Разработанные автором профили ДМетИ ЛБ, ЛР, ВБ, ВР начали испытываться с 1988 года. В частности, согласно Программе, утвержденной заместителем директора ИЧМ Минмета СССР Приходько Э.В. от 19.03.89 (Приложение 1.1), к испытаниям были приняты 72 колеса плавок N 11710 и 42734 из первой партии опытных колес, изготовленных Нижнеднепровским трубопрокатным заводом им. К.Либкнехта для Михайловского ГОКа в количестве 326 шт. Для приемоных испытаний было сформировано 36 колесных пар, которые были подкачены под шесть думпкаров ВС-105. По данным УЖДТ Михайловского ГОКа стандартные колесные пары, работающие под 105-тонными думпками ВС-105, имели низкую стойкость: колеса поступали в ремонтную обточку после 4-6 месяцев эксплуатации из-за предельного износа гребней, составляющего 8 мм и более.

В результате исследований определено, что за все время эксплуатации (18,5-24 мес.) из 36 колесных пар вышло из строя по тонкому гребню 4 колесные пары после 12, 16, 18 и 21,5 месяцев работы. Данные испытаний дают основание утверждать, что средняя величина износа поверхностей катания и гребня колес позволяет эксплуатировать колесные пары с профилем ДМетИ ВВ более 20 месяцев, а это означает что межремонтный срок службы колес новой конструкции составляет не менее 1,5 - 2 лет, что в 3 - 4 раза больше, чем у стандартных колес.

В дальнейшем, испытания колес новой конструкции были продолжены. К испытаниям была принята новая партия колес, размеры которых соответствовали ТУ 14-15-257-91, в количестве 120 шт. из плавков 32537, 21493, 31537, 22492, 12648, 12621, изготовленных на заводе им. К.Либкнехта. Всего для Михайловского ГОКа было поставлено 736 колес в сентябре-декабре 1991 г. Химический состав, механические свойства, испытания на остаточные напряжения, макроструктура поперечного сечения колес удовлетворяли требованиям ТУ 14-15-257-91 и ГОСТ 10791-89. Профиль поверхности катания был ДМетИ ВР, а диаметр колес по кругу катания 957 мм. Для приемочных испытаний в апреле-мае 1992 г. сформировано 60 колесных пар и подкачены под одиннадцать шестисосных думпкаров ВС-105. Анализ эксплуатационных данных показывал, что колеса новой конструкции зарекомендовали себя с наилучшей стороны. Средняя толщина гребня после 7 месяцев эксплуатации составила 29,73 мм, в то время как для стандартных колес через 6-8 месяцев толщина гребня становится равной 23-25 мм. Это означает, межремонтный срок службы колес конструкции ДМетИ по сравнению со стандартными колесами выше в 2,5-3 раза.

Аналогичные испытания проводились на горнорудных и металлургических предприятиях Украины. В частности, в 1989 г. на Криворожском заводе "Промгрегат" были сформированы опытные колесные пары и поставлены для проведения испытаний на ЮГОК (30 шт.) и НКГОК (16 шт.) под 105-тонными думпкарами, а также переоборудованы колесотокарные станки на комбинате "Запорожсталь" для обточка колес на профиль ДМетИ. Полученные результаты испытаний показали, что интенсивность износа гребней для разработанных в ДМетИ конструкций колес в 1,7 раза меньше чем у стандартных колес.

Эффективность профилей ДМетИ при эксплуатации под тяговыми агрегатами несколько меньше, что обусловлено тяговым режимом работы колес, однако и здесь полученные результаты достаточно высоки, например, эффективность эксплуатации разработанных профилей по данным Качканарского ГОКа составляет 55%. Отметим также, что на ряде металлургических и горнорудных предприятий используются для восстановления колесных пар методы наплавки колес в гребневой зоне с последующей профильной обточкой. Профили ДМетИ использовались для проведения таких обточек, причем эффективность наплавленных колес была даже выше, чем без наплавки. Применение системы гребнесмазывания совместно с исполь-

зумыми профилями колес ДМетИ повышает срок эксплуатации колесных пар еще на 24%, а если рассматривать объем перевезенных грузов, то эффективность разработок еще выше. В настоящее время описанные разработки используются в Украине на ГОКах Кривого Рога, Орджоникидзевском ГОКе, комбинате "Запорожсталь", в России на Михайловском и Качканарском ГОКах, Нижнетагильском металлургическом комбинате, Лысьвенском металлургическом заводе и ряде других предприятий.

Отметим, что разработки дают дополнительный эффект в процессе ремонтного восстановления профилей. Например, на рис. 3 показано локомотивное колесо, которое было обточено на полный гребень 33 мм по ГОСТ 11018-87 (профиль 1) и поступило в переточку с толщиной гребня 25 мм (профиль 2). Для восстановления колеса на стандартный профиль (на рис. 3 профиль 4) необходимо снять по кругу катания как минимум 16,2 мм металла, что означает для восстановления колеса на стандартный профиль необходимо снять в стружку 64,4 кг металла бандажа. Восстановление рабочей поверхности на ремонтный профиль ДМетИ ЛР позволяет существенно экономить металл. Для обточки на данный профиль необходимо снять только 8,3 мм металла (на рис. 3 профиль 3), что соответствует 35 кг. Таким образом, экономичность профиля ДМетИ ЛР при восстановлении предельно изношенной по гребню рабочей поверхности бандажа составляет 45,7%.

Проблема интенсивного износа колесных пар относится не только к железнодорожному транспорту горнорудных и металлургических предприятий, но и к магистральному транспорту в целом. Поэтому хорошо зарекомендовавшие себя на ГОКах и металлургических заводах разработки ДМетИ было решено использовать на магистральном транспорте СССР и СНГ. Например, обточка колесных пар на профиль ДМетИ производится на всем парке восьмиосных цистерн обращающихся в Восточном полигоне сети железных дорог России. Бандажи всех локомотивов Приднепровской железной дороги в настоящее время обточены на профиль ДМетИ ЛР. Указанные разработки применяются на Одесской, Юго-Западной железных дорогах Украины и ряде железных дорог России. Эффективность использования разработок составляет от 30 до 50%.

В пятой главе "Определение напряженно-деформированного состояния деталей и узлов транспортной техники горнорудной отрасли при помощи МКЭ" рассмотрено применение полуаналитического метода конечных элементов к решению динамических задач для тел вращения. Рассмотрена общая постановка задачи, которая сводится к решению  $L + 1$  матричного дифференциального уравнения

$$\left[ K^{nn} \right] \left\{ \Delta^n \right\} + \left[ M^{nn} \right] \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left\{ \Delta^n \right\} = \left\{ F^n \right\}, \quad n = 0, 1, \dots, L, \quad (8)$$

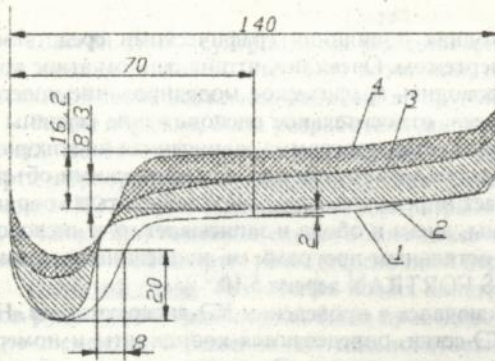


Рис. 3. Схема обточек бандажей, имеющих предельный износ гребня (профили: 1, 4 - ГОСТ; 2 - изношенный; 3 - ДМетИ ЛР)

где матрицы жесткости и инерционных свойств определяются как

$$[K^{nn}] = \int_V [B^n]^T [D] [B^n] dV \quad (9)$$

$$[M^{nn}] = \rho \int_V [N^n]^T [N^n] dV \quad (10)$$

а вектор нагрузок равен

$$\{F^n\} = \int_S [N^n]^T [C^n] \{p^n\} dS \quad (11)$$

В соотношениях (8) - (11) индекс  $n$  соответствует номеру рассматриваемого члена ряда Фурье,  $L$  - общее количество членов ряда, учитываемых в разложении. Матрицы  $[B^n]$ ,  $[N^n]$ ,  $[C^n]$  учитывают геометрию как самого рассматриваемого объекта, так и геометрию КЭ-сетки, матрица  $[D]$  задает упругие характеристики, вектор  $\{p^n\}$  - поверхностную нагрузку.

Для исключения смещений детали, как жесткого целого, часть граничных условий должна быть задана в перемещениях. При помощи временной дискретизации (временных КЭ) решение задачи Коши для матричных дифференциальных уравнений может существенно упроститься, однако, даже с использованием современной вычислительной техники, провести подобный анализ весьма затруднительно. Поэтому динамику деталей было проще моделировать квазистатикой. При этом решение конечно-элементных задач существенно упрощается. Рассмотрим реализацию алгоритма решения задачи расчета колеса при помощи полуаналитического МКЭ. Первый этап состоит в задании геометрии колеса. Для этого необходимо определить координаты  $r$  и  $z$  точек контура радиального сечения колеса и задать их ЭВМ. Существенное упрощение первого этапа было достигнуто с использованием ППП AutoCAD версии 12.0. При этом контур радиального сече-

ния колеса задается как исходная полилиния графическими средствами AutoCADa в соответствии с чертежом. Очевидно, что на данном этапе возможно достаточно просто проводить графическое моделирование колеса, изменяя форму и толщину диска, относительное расположение ступицы и обода, их толщины. Затем запускается программа, написанная на алгоритмическом языке AutoLISP, которая может работать с графическими объектами AutoCADa. Она позволяет определить с заданной точностью координаты точек на контуре ступицы, диска и обода и записывает их в числовой файл, который уже доступен остальным программам, написанным на языках MS BASIC версия 7.1 и MS FORTRAN версия 5.10.

Второй этап расчета заключался в проведении КЭ-дискретизации. На данном этапе формируется КЭ-сетка, определяются координаты и номера узлов и конечноэлементные связи между ними. Очевидно, что данный этап является очень ответственным, так как существенно влияет на точность решения задачи. Существенного упрощения на данном этапе удалось достичь средствами машинной графики, которые реализованы в программных продуктах фирмы Microsoft. С их помощью были разработаны программы, которые позволили графически изобразить КЭ-сетку для колеса. Можно было также увеличить масштаб изображения для любой зоны колеса. Это позволило, изменяя количество узлов на ступичной, дисковой части колеса или на ободе, задавать КЭ-дискретизацию, которая была бы оптимальной, т.е. при минимизации объема оперативной памяти для расчетной программы давала бы минимальную погрешность.

Третий этап исследования колес заключался в формировании матриц жесткости для каждой из гармоник. Для их компактного расположения в оперативной памяти использовалась их ленточная структура (если использовался метод Гаусса для решения систем линейных алгебраических уравнений) или их редкосоуплотненность (для метода Зейделя), для чего на базе основной матрицы жесткости формировались две матрицы: матрица значений жесткости и матрица указатель.

Четвертый этап заключался в задании граничных условий, в том числе и поля температур. Можно было варьировать величину вертикального и бокового усилий, место их приложения на рабочей поверхности обода колеса, величину натяга при запрессовке колеса на ось, максимальную температуру на ободе и, в целом, температурные поля в режимах экстренного и длительного торможения.

Пятый этап - наиболее трудоемкий. При этом происходило решение систем линейных алгебраических уравнений высокого порядка. Из большого разнообразия методов, предназначенных для этой цели, и которые были апробированы, предпочтение было отдано методу Гаусса, так как плохая обусловленность систем приводила к медленной сходимости итерационных методов решения.

Шестой этап - суперпозиция решений для любой заданной совокупности внешних условий. Это было возможно, так как за исключением приконтактной зоны, все колесо работает в упругой области.

Таким образом, была разработана достаточно эффективная методика расчета железнодорожных цельнокатаных колес, применяемых на транспорте горнорудных предприятий. Она базировалась на полуаналитическом МКЭ и была использована для разработки новых конструкций колес, а также при создании единого комплекса программ для исследования взаимодействия в системе рельс (стрелочный перевод) - колесо.

В шестой главе "Разработка новых конструкций колес машин и агрегатов рудничного транспорта" было проведено тестирование точности конечно-элементного решения для цельнокатаных колес. С этой целью был аналитически решен ряд задач о деформировании дисковой области с заделкой по краям. Например, с использованием теории функций комплексного переменного было получено решение о плоской деформации дисковой области, имеющей в плане форму кругового кольца. Пусть под действием главного вектора на внешнем контуре он смещается параллельно себе на величину  $\Delta$ , заранее неизвестную (осадка колеса). Для кругового кольца ставится вторая основная задача по Н.И.Мухелишвили. Т.е. на всей границе задаются граничные условия в перемещениях, при этом необходимо найти комплексные функции  $\varphi$  и  $\psi$ , зависящие от комплексного переменного  $z = x + iy = re^{i\theta}$ , для которых на границе  $L$  рассматриваемой двухсвязной области задано условие

$$\kappa\varphi(z) - \overline{z\varphi'(z)} - \overline{\psi(z)} = 2\mu(g_1 + ig_2) \quad (12)$$

В (12) параметры  $\kappa$  и  $\mu$  являются характеристиками обобщенного плоского напряженного состояния. Черта над функциями в соответствии с обозначениями ТФКП - знак сопряжения. Граница  $L$  является совокупностью внутреннего  $L_1$  и внешнего  $L_2$  контуров. Для принятой модели функции  $g_i(z)$  на контурах  $L_i$  равны  $g_1=0$ ,  $g_2=0$  на  $L_1$  и  $g_1=0$ ,  $g_2=\Delta$  на  $L_2$ . Решение было найдено в виде

$$\varphi(z) = \frac{\mu\Delta}{c} \left[ \kappa(R_1^2 + R_2^2) \ln z + z^2 \right], \quad (13)$$

$$\psi(z) = \frac{\mu\Delta}{c} \left[ -\kappa^2(R_1^2 + R_2^2) \ln z + 2\kappa^2(R_1^2 + R_2^2) \ln R_1 - 2R_1^2 - \frac{\kappa R_1^2 R_2^2}{z^2} \right], \quad (14)$$

где  $c \doteq R_1^2 - R_2^2 - \kappa^2(R_1^2 + R_2^2) \ln \frac{R_1}{R_2}$ , а  $R_1$  и  $R_2$  - радиусы диска у ступицы и обода, соответственно. Тогда подставляя  $\varphi$  и  $\psi$  в формулы Мухелишвили получим радиальные и окружные нормальные и тангенциальные напряжения на боковой поверхности диска.

В результате данных исследований было проведено тестирование КЭ-решения, определена оптимальная КЭ-дискретизация, найдено необходимое количество членов рядов Фурье, которое удерживалось в разложении и оценена точность решения. Полученные аналитические решения помимо этого являются новой методикой расчета дисков крановых колес, при помощи которой получены аналитические выражения для напряжений, возникающих в диске кранового колеса под действием всей совокупности внешних нагрузок. Таким образом, расчет крановых колес, которые широко применяются в подъемно-транспортной технике горно-металлургической отрасли, должен производиться не только по контактным напряжениям, но и учитывать напряженное состояние дисков колес. Это позволит более правильно проводить выбор конструкций колес при проектировании.

Для КЭ-оценки напряженного состояния колес были заданы граничные условия как в контактной области колеса, так и на ступице с учетом запрессовки. Для определения температурных полей при торможении железнодорожных колес была при помощи метода конечных элементов решена задача нестационарной теплопроводности. Основное матричное уравнение задачи теплопроводности в КЭ-форме можно записывается в известном виде

$$[C]\{T\} + [\Lambda]\{T\} = \{Q\}, \quad (15)$$

где  $\{T\}$  - вектор - столбец узловых температур, размерность которого равна количеству узлов КЭ-сетки  $n$ ,  $\{T\}$  - аналогичный вектор производных температур по времени,  $\{Q\}$  - вектор тепловых потоков, которые подводятся как к внешним, так и к внутренним узлам. Сразу следует отметить, что вследствие того, что внутреннее тепловыделение в колесе отсутствует, а теплоотдачей на свободных поверхностях колеса за время торможения можно пренебречь, то все компоненты вектора  $\{Q\}$  будут равны нулю за исключением тех узлов, которые контактируют с тормозными колодками.  $[C]$ ,  $[\Lambda]$  - симметричные матрицы теплоемкости и теплопроводности, соответственно, размерности  $n \times n$ . Матрицы  $[C]$  и  $[\Lambda]$  зависят от времени, так как при нестационарной задаче поле температур изменяется во времени, при этом переменны теплоемкость и теплопроводность колесной стали. На основе эмпирических литературных данных последние зависимости были получены в аналитическом виде.

Для решения матричного дифференциального уравнения (15) была использована трехслойная разностная схема, по которой коэффициенты  $C_{mi}(t)$  и  $\Lambda_{mi}(t)$  определяются по узловым температурам в момент времени  $t_{\omega-1}$ , который соответствует середине удвоенного временного интервала  $2\Delta t = t_{\omega} - t_{\omega-2}$ . Соответствующие матрицы получают временной индекс

$\omega - 1$ , т. е.  $[C]_{\omega-1}$ ,  $[\Lambda]_{\omega-1}$ . Тогда уравнение (15) может быть записано в конечно-разностном виде как

$$\left(1,5 \frac{[C]_{\omega-1}}{\Delta t} + [\Lambda]_{\omega-1}\right) \{T\}_{\omega} = 1,5 \frac{[C]_{\omega-1} \{T\}_{\omega-2}}{\Delta t} - [\Lambda]_{\omega-1} (\{T\}_{\omega-1} + \{T\}_{\omega-2}) + 3\{Q\} \quad (16)$$

Если считать, что поля температур в моменты времени  $\omega - 2$  и  $\omega - 1$  определены, а, соответственно, матрицы  $[C]_{\omega-1}$ ,  $[\Lambda]_{\omega-1}$  и вектор  $\{Q\}$ , то уравнение (16) является обыкновенным матричным уравнением для нахождения вектора  $\{T\}_{\omega}$  и сводится к решению системы  $n$  линейных алгебраических уравнений. Начальные условия задачи Коши очевидны, т.е. вектора  $\{T\}_{-1}$  и  $\{T\}_0$  являются нулевыми. В результате решения уравнения (16) были найдены распределения температур в колесах любой момент времени для экстренного и длительного режимов торможения.

На основе новых методик расчета было проведено исследование напряженно-деформированного состояния цельнокатаных колес и разработано новое колесо конструкции ДМетИ  $\varnothing 957$  мм для промтранспорта. На рис. 4 показано деформирование радиального сечения данного колеса при длительном торможении и действии вертикальной нагрузки.

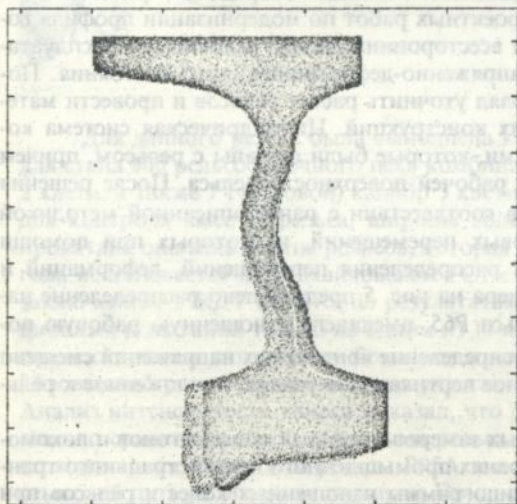


Рис. 4. Деформация радиального сечения колеса ДМетИ  $\varnothing 957$  мм при длительном торможении и действии вертикальной нагрузки

При разработке новой конструкции колеса проводилось сравнение ее прочностных характеристик с конструкциями колес ведущих стран мира: Японии, США, Китая. Отметим, что лидирующее место занимают здесь европейские страны и, соответственно, колеса UIC. В соответствии со стандартом США C-660-83 "Методика по аналитической оценке колес локомотивов и товарных вагонов" при прочностном расчете колес необходимо учитывать вертикальную и боковую составляющие нагрузки, а также тепловое воздействие. Разработанные методики КЭ-расчета позволяют провести сравнение напряжений в колесах различных конструкций. Например, при заданной системе нагрузок уровень напряжений для разработанного колеса на 24% меньше, чем у его аналога конструкции UIC. Расчетные данные позволяют утверждать, что разработанная конструкция колеса соответствует и даже превосходит мировой уровень.

В результате исследований разработаны программные средства для автоматизации их проектирования в колесопрокатном производстве, методики внедрены на Нижнеднепровском трубопрокатном заводе, с их помощью прокатана опытная партия колес новой конструкции, которая прошла успешные испытания на промышленном транспорте.

В седьмой главе "Разработка новых конструкций рельсов и их восстановительный ремонт" отмечалось, что переход к новому профилю головки рельса Р65 без соответствующего изменения профиля колес явился одной из причин увеличения износа гребней и боковых поверхностей рельсов. Очевидно, что для проведения проектных работ по модернизации профиля головки рельса был необходим всесторонний анализ условий его эксплуатации, и, прежде всего, его напряженно-деформированного состояния. Полуаналитический МКЭ позволял уточнить расчет рельсов и провести математическое моделирование их конструкций. Цилиндрическая система координат заменена декартовыми, которые были связаны с рельсом, причем ось  $z$  направлена вдоль оси рабочей поверхности рельса. После решения  $L+1$  матричных уравнений, в соответствии с ранее описанной методикой, были найдены вектора узловых перемещений, из которых при помощи функций формы определены распределения перемещений, деформаций и напряжений. В качестве примера на рис. 5 представлено распределение напряжений  $\sigma_{xx}$  в сечении рельса Р65, имеющего изношенную рабочую поверхность, вследствие чего распределение контактных напряжений смещено к внутренней грани. Суммарное вертикальное усилие, приложенное к рельсу, равно 125 кН.

В результате проведенных замеров профилей колес вагонов и локомотивов, а также рельсов, в условиях промышленного и магистрального транспорта были получены профилограммы изношенных колес и рельсов при различных сроках и условиях их эксплуатации. Приведенный выше теоретический подход был использован для моделирования новых профилей рабочей поверхности рельса. При этом учитывалось его взаимодействие с ко-

лесами, имеющими различную степень износа. Из большой гаммы допускаемых по условиям безопасности профилей рельсов был выбран наиболее оптимальный по уровню контактных напряжений. Он получил название рельс Р65А с асимметричным профилем головки или просто асимметричный рельс. Его особенностью является асимметричная головка, профиль которой как бы наклонен внутрь колес при установке таких рельсов в прямых участках пути и пологих кривых ( $R \geq 600$  м). При соединении рельсов Р65А и рельсов Р65 в нить необходимость в дополнительной шлифовке стыков отсутствует, а при соединении рельсов Р65А с традиционной установкой и обратной необходимо сошлифовать 1-2 мм.

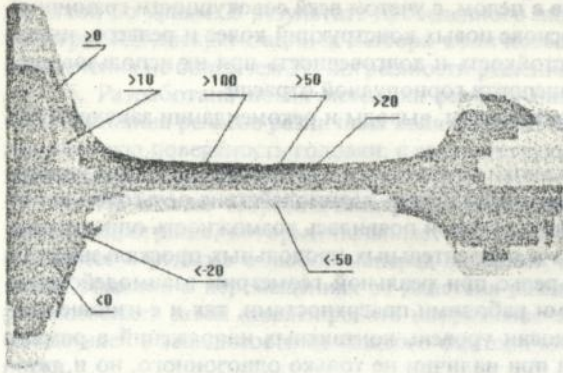


Рис. 5. Распределение напряжений  $\sigma_{xx}$  в изношенном рельсе Р65

Для данного рельса была выполнена калибровка, при этом изменены для стана 800 рельсобалочного цеха комбината "Азовсталь" 4, 5, 6 калибры 2 клетки, а также 7 (чистойой) калибр 3 клетки. Разработаны также шаблоны для контроля высоты рельса, ширины головки и толщины шейки. Была прокатана опытная партия рельсов, которая была поставлена и с июня 1994 года испытывается на Михайловском ГОКе. В соответствии с техническим заключением УЖДТ МГОКа по результатам более чем годовых эксплуатационных испытаний только на одном из 13 испытательных участков рельсы подлежат замене по причине бокового износа головок. Рельсы комбината "Азовсталь" ранее стояли на этом участке в среднем не более 7 месяцев. Анализ интенсивности износа показал, что рельсы Р65А имеют преимущество по сравнению со стандартными рельсами Р65 не менее чем 50%. В настоящее время прокатаны рельсы Р65А и с августа 1996 г. уложены в бесстыковой путь на опытном полигоне Приднепровской железной дороги.

В качестве перспективного направления дальнейших исследований необходимо отметить ведущиеся в настоящее время по заказу МПС Российской Федерации работы по созданию ремонтных профилей рельсов, разработке технологической оснастки и твердосплавного инструмента для про-

ведения ремонтного строгания старогодных рельсов на станках НС-42. В рамках данной работы уже разработан ряд перспективных профилей рельсов для прямых и кривых участков пути. В дальнейшем планируется поставлять отремонтированные рельсы также на промышленный транспорт горно-обогатительных комбинатов для их эксплуатации без ограничений по скорости движения и грузонапряженности пути.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации осуществлено теоретическое обобщение и решение крупной научной проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение, которая заключается в разработке теории расчета пары колесо-рельс с учетом реальной геометрии взаимодействующих поверхностей и деформирования колес и рельсов в целом, с учетом всей совокупности граничных условий, создании на ее основе новых конструкций колес и рельсов, имеющих повышенную износостойкость и долговечность при их использовании в условиях рельсового транспорта горнорудной отрасли.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации заключаются в следующем:

1. Дано развитие механики контактного взаимодействия пары колесо-рельс, для чего разработана новая модель взаимодействия рельсовой колес и колесной пары, с помощью которой появилась возможность определения начальных точек контакта и относительных продольных проскальзываний для каждой пары колесо-рельс при реальной геометрии взаимодействующих объектов как с новыми рабочими поверхностями, так и с изношенными. При этом был исследован уровень контактных напряжений в рамках квазигерцевского подхода при наличии не только однозонного, но и двухзонного контакта.

2. Была решена новая задача о взаимодействии в паре колесо-рельс при наличии ненулевых углов набегания колеса, которая имеет трехмерную постановку. Ее решение позволило оценить не только уровень напряженного состояния на рабочих поверхностях, но и энергетические потери на трение, связанные с забегом гребневой контактной зоны при реализации двухзонного контакта. Определено, что при использовании стандартных профилей рабочих поверхностей катания колес думпкаров и тяговых агрегатов существуют две основные причины износа гребней: пластическое деформирование их рабочих поверхностей и истирание при относительном проскальзывании, причем в условиях рельсового транспорта ГОКов при наличии абразива последняя причина вносит в общую картину износа колес и рельсов максимальный вклад.

3. Для анализа напряженного состояния колес была проведена постановка трехмерной динамической задачи о деформировании колеса, имеющего реальную геометрию профиля радиального сечения. Постановка базируется на применении полуаналитического МКЭ. С использованием такого подхода была решена новая задача об исследовании напряженно-деформированного состояния цельнокатаных колес транспортных агрега-

тов горнорудной отрасли. Граничные условия для колес учитывали не только реальные контактные нагрузки, но и натяг при запрессовке колеса на ось, а также температурные деформации. Последние учитывались при решении задачи теплопроводности для колеса при его торможении. Эта задача была решена также при помощи МКЭ. С ее помощью были определены температурные поля для различных условий экстренного и длительного торможения. Распределения температур хорошо коррелируются с данными экспериментальных исследований температур в колесах.

4. Аналитически решен ряд новых задач механики деформируемого твердого тела для анализа точности конечно-элементных расчетных схем. В частности, найдены решения задач о деформировании дисковой области с заделкой по краям. В результате проведенного анализа были уточнены параметры КЭ-дискретизации и выбора количества членов ряда Фурье для обеспечения не более чем 5% погрешности решения КЭ-задачи.

5. Разработана новая методика расчета напряженно-деформированного состояния рельсов различных конструкций, имеющих как новую, так и изношенную поверхность головки, с соответствующим перераспределением контактных нагрузок.

6. На основе теоретических разработок был создан пакет вычислительных программ, который позволяет проводить исследование конструкций колес и рельсов с любой наперед заданной геометрией. Полученный набор решений в перемещениях от действия различных граничных факторов позволяет затем анализировать напряженно-деформированное состояние деталей в зависимости от каждого фактора или их различной совокупности.

7. Комплексный анализ взаимодействия в паре колесо-рельс, позволил разработать ряд новых вагонных и локомотивных профилей рабочих поверхностей (а.с. NN 1794694, 1818777). Они прошли всестороннюю проверку на рельсовом транспорте горнорудной отрасли, а также на магистральном транспорте. В настоящее время указанные профили разрешены различными нормативными документами к использованию на всех видах железнодорожного транспорта (см. "Инструкцию по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колес 1520 мм" N ЦТ 329). Их многолетние испытания показали высокую эффективность при использовании под тяговыми агрегатами, думпкарами, цистернами и др. видами подвижного состава, причем повышение долговечности колес для различных видов транспортных средств и условий эксплуатации оценивается от 20 до 150%.

8. Теоретические исследования и широкие эксплуатационные испытания позволили выполнить ряд новых технологических и конструкторских разработок для колесотокарных и колесофрезерных станков, что обеспечило массовое внедрение в производство новых профилей колес. Так разработаны шаблоны профильные и контрольные, копиры для всех типов станков производства фирм "Рафамет" и КЗТС. Был разработан ряд новых кон-

струкций фрез к станкам КЖ-20 для обточки локомотивных колес на комплексно-криволинейные профили поверхности катания, а сам процесс их проектирования и технологического сопровождения был автоматизирован.

9. Разработанное оборудование в настоящее время широко используется в горнорудной отрасли Украины и России, например, рудничный транспорт Орджоникидзевского, Полтавского, Михайловского, Качканарского и ряда других ГОКов переведен на использование профилей ДМетИ. Разработанные профили поверхности катания колес используются также на магистральном железнодорожном транспорте - Приднепровская, Одесская, Юго-Западная железные дороги Украины, большинство железных дорог России, а также на предприятиях металлургической отрасли: на комбинате "Запорожсталь", НТМК и Лысьвенском металлургическом заводе. Разработанные профили имеют также технологические преимущества, например, восстановление профилей тяговых агрегатов на профиль ДМетИ ЛР позволяет при каждой обточке предельно изношенного бандажа экономить не менее 30 кг колесной стали по сравнению со стандартным колесом, что увеличивает ресурс бандажа на 2 переточки, а это приводит к соответствующему росту объемов перевезенной горной массы, увеличению межремонтного срока службы думпкаров и тяговых агрегатов.

10. В результате проведенного моделирования различных конструкций колес было разработано новое колесо конструкции ДМетИ диаметром 957 мм для промышленного транспорта (а.с. 1695601). Сравнение напряженно-деформированного состояния указанного колеса с отечественными и зарубежными аналогами показало, что уровень напряжений для него ниже примерно на 25%, что обеспечивает повышение его надежности в эксплуатации.

11. При подготовке колесопрокатного производства использовались разработанные методики автоматизированного проектирования и, в частности, для разработанных колес. Их опытная партия по ТУ 14-15-88-79 была прокатана на Нижнеднепровском трубопрокатном заводе, поставлена на НКГОК, СевГОК, Михайловский и Полтавский ГОКи. Испытания в течение ряда лет показали преимущество колес ДМетИ по долговечности в сравнении со стандартными от 2,5 до 3 раз.

12. Разработана новая конструкция рельса с асимметричным профилем головки (а.с. 1779698, пат. РФ 2013480), для которой была выполнена калибровка. Прокатанная в соответствии с ТУ 14-2-1018-91 на комбинате "Азовсталь" опытная партия рельсов Р65А испытана на Михайловском ГОКе. Долговечность эксплуатации рельсов новой конструкции в грузонапряженных участках до 50% выше по сравнению с аналогичными рельсами Р65, того же производства. В настоящее время рельсы указанной конструкции уложены также на магистральном транспорте - Приднепровской и Львовской железных дорогах.

13. Разработаны новые профили рельсов для их восстановительного ремонта при строгании на станке НС-42. При этом был спроектирован

твердосплавный режущий инструмент и отработаны технологии его производства при проведении строгания. Указанные разработки внедрены на российских железных дорогах.

14. Все разработки обеспечивают необходимый уровень безопасности движения. В частности, была решена новая задача критериальной оценки безопасности движения при наличии на колесе остроконечного наката на гребне. Проведен анализ причин указанного явления. Определены опасные и безопасные формы рабочих поверхностей колес с остроконечным накатом. Разработаны критерии выбраковки таких колес, а также шаблон, который может использоваться с этой целью.

15. Результаты многолетних теоретических исследований и эксплуатационных испытаний позволяют констатировать факт, что внедрение новых разработок на горнорудных предприятиях Украины и России, а также на магистральном транспорте и промышленном транспорте металлургической отрасли, соответствует перспективным направлениям развития ресурсосберегающих технологий. Годовая экономическая эффективность разработок может быть оценена в объеме свыше 8 млн. руб. в ценах 1991 г.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Сладковский А.В. Снижение износа колесных пар на магистральном и промышленном транспорте.- Днепропетровск: Полиграфист, 1997.-108 с.
2. Есаулов В.П., Сладковский А.В. К расчету напряженного состояния дисков крановых колес//Известия ВУЗов. Машиностроение.- 1989.- N12.- С.98-103.
3. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Напряженно-деформированное состояние цельнокатаных железнодорожных колес//Проблемы прочности.- 1990.- N10.- С.75-78.
4. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Определение погрешности дискретизации при конечноэлементном расчете железнодорожных колес//Проблемы прочности.- 1990.- N5.- С.92-95.
5. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Разработка копирующего инструмента для обточки колесных пар//Вестник ВНИИЖТ.-1991.-N4.-С.34-36.
6. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Токарев В.В. Облегчить разработку фрез, повысить чистоту обработки//Электрическая и тепловозная тяга.- 1991.- N3.- С.20-21.
7. Есаулов В., Сладковский А., Шмурыгин Н. Фасонные фрезы для профильной обработки локомотивных колес//Машиностроение Украины.- 1995.- N2.- С.46-47.
8. Исследование износа канатной проволоки//Ю.Н.Таран, В.П.Есаулов, А.В.Сладковский и др.//Сталь.- 1991.- N8.- С.60-62.
9. Моссаковский В.И., Петров В.В., Сладковский А.В. Исследование микроскольжения при сжатии и сдвиге упругого прямоугольника жесткими плитами//Трение и износ.- 1982.- Т.3, N4.- С.596-602.
10. Мустяц В.Ф., Есаулов В.П., Сладковский А.В. Износ гребней колесных пар на дорогах Украины//Локомотив.-1996.-N7.-С.43-44.

11. Патокин Е.В., Сладковский А.В., Соболев М.Д. Установка для воспроизведения упругопластических деформаций//Измерительная техника.- 1991.- N4.- С.20-21.
12. Петров В.В., Гриневский А.Г., Сладковский А.В. Микроскольжение при сдвиге контактирующих поверхностей//Трение и износ.- 1985.- Т.6, N3.- С.396-403.
13. Петров В.В., Сладковский А.В. Влияние коэффициента Пуассона на микроскольжение при сдвиге упругого прямоугольника//Трение и износ.- 1989.- Т.10, N2.- С.350-353.
14. Петров В.В., Сладковский А.В. Коэффициент  $\alpha_1$  мирования тензорезисторами низко модульных материалов//Метрология.-1986.-N6.-С.54-60.
15. Петров В.В., Сладковский А.В. Установка для изучения явления микроскольжения на контактной поверхности катящегося цилиндра//Трение и износ.- 1986.- Т.7, N3.- С.446-451.
16. Петров В.В., Сладковский А.В. Эффект микроскольжения при качении упругих разномодульных цилиндров//Трение и износ.- 1986.- Т.7, N1.- С.63-68.
17. Цельнокатаные железнодорожные колеса с саморазгружающимися дисками. Часть 1/Есаулов В.П., Таран Ю.Н., Сладковский А.В. и др.//Металлургическая и горнорудная промышленность.- 1994.- N3.- С.58-61.
18. Цельнокатаные железнодорожные колеса с саморазгружающимися дисками. Часть 2/Есаулов В.П., Таран Ю.Н., Сладковский А.В. и др.//Металлургическая и горнорудная промышленность.- 1995.- N2.- С.60-62.
19. Design of Wagon Wheels Using the Finite Element Method/Yessaulov V., Taran Y., Sladkovsky A., Kozlovsky A., Shmurygin N.//Computers in Railways V.- Southampton, Boston: Computational Mechanics Publications, 1996.- V.2.- P.69-77.
20. Essaulov V.P., Sladkovsky A.V. Contact Interaction and Wear Examination of the Wheel-Rail Couple//Proceeding of the International Symposium on the Tribology of Friction Materials.- Yaroslavl, 1991, v.2.- P.288-293.
21. Taran Y., Essaoulov V., Sladkovsky A. Des roues de chemin de fer entierelement laminees//Commerce et cooperation.- 1989.- N157- P.19.
22. Yessaulov V.P., Taran Yu.N., Sladkovsky A.V. Development of Perspective Profiles of Wheel and Tyre Roll Surface and Experience of Their Service on Main-Line and Industrial Transport in the USSR//Celostatni konference zeleznicni dvojkoli. Dum techniky CSVTS Ostrava.- Rijen, 1991.- P.73-76.
23. Yessaulov V.P., Taran Yu.N., Sladkovsky A.V. New Theoretical Procedure State of Solid-Rolled Railway Wheels and Their Design Improvement// Celostatni konference zeleznicni dvojkoli. Dum techniky CSVTS Ostrava.- Rijen, 1991.- P.77-80.
24. Влияние конструкции обода цельнокатаного железнодорожного колеса на структурные изменение в приконтактной зоне/Ю.Н.Таран, В.П.Есаулов, А.В.Сладковский и др.//Термическая обработка стали:

- Межвуз. сб. науч. тр.- Ростов-на-Дону: РИСМ, 1992.-С.35-41.
25. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Моделирование прохождения одиночной колесной парой круговой кривой для реальных профилей колеса и рельса//Вопросы взаимодействия пути и подвижного состава. Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск: ДГТУЖТ, 1994.- С.55-60.
  26. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Токарев В.В. Исследование вертикальных динамических сил при взаимодействии пути и подвижного состава в области рельсового стыка//Вопросы взаимодействия пути и подвижного состава. Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск: ДГТУЖТ, 1994.- С.22-28.
  27. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Токарев В.В. Определение напряженного состояния вагонных колес при помощи МКЭ//Вопросы совершенствования конструкций и технического содержания вагонов: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск: ДИИТ, 1991.-С.7-12.
  28. Моссаковский В.И., Петров В.В., Сладковский А.В. Определение зон микроскольжения при стационарном качении цилиндров//Гидроаэромеханика и теория упругости: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск: ДГУ, 1981.- Вып.28.- С.35-45.
  29. А.с. 991253 СССР, МКИ<sup>3</sup> G 01 N 3/56. Устройство для исследования трения цилиндрических образцов/В.И.Моссаковский, В.В.Петров, А.В.Сладковский.- 2 с.
  30. А.с. 1409859 СССР, МКИ<sup>4</sup> G 01 B 9/021. Приспособление для определения знака нормальных перемещений к голографическим интерферометрам/А.В.Сладковский.- 2 с.
  31. А.с. 1695601 СССР, МКИ<sup>5</sup> B 60 В 21/02. Цельнокатаное железнодорожное колесо/В.П.Есаулов, В.И.Ковальченко, А.В.Сладковский и др.- 2 с.
  32. А.с. 1751144 СССР, МКИ<sup>5</sup> В 66 D 1/30. Канатный барабан/В.П.Есаулов, Ю.Н.Таран, А.В.Сладковский и др.- 3 с.
  33. А.с. 1779698 СССР, МКИ<sup>5</sup> E 01 В 5/02. Железнодорожный рельс/В.П.Есаулов, А.А.Алимов, А.В.Сладковский и др.- 4 с.
  34. А.с. 1785995 СССР, МКИ<sup>5</sup> В 66 D 1/30. Канатный блок/В.П.Есаулов, Ю.Н.Таран, А.В.Сладковский и др.- 4 с.
  35. А.с. 1794694 СССР, МКИ<sup>5</sup> В 60 В 21/02. Обод железнодорожного колеса/В.П.Есаулов, Ю.Н.Таран, А.В.Сладковский и др.- 3 с.
  36. А.с. 1818777 СССР, МКИ<sup>5</sup> В 60 В 21/02. Железнодорожное колесо/В.П.Есаулов, А.Т.Есаулов, А.В.Сладковский и др.- 3 с.
  37. Заявка 4921425/11. Железнодорожное колесо/В.П.Есаулов, С.Т.Плискановский, А.В.Сладковский и др.- Заявлено 04.02.91; Пол. решение 08.01.92.
  38. Пат. 2013480 РФ, МКИ<sup>5</sup> E 01 В 5/02. Железнодорожный рельс/В.П.Есаулов, Ю.Н.Таран, А.В.Сладковский и др.- 2 с.
  39. Сладковский А.В. К вопросу определения нормальных перемещений при помощи двухэкспозиционной голографической интерферометрии/Днепропетр. металлург. ин-т.- Днепропетровск, 1988.- 11с.- Деп. в

УкрНИИНТИ 19.09.88, N2397-Ук88:

Личный вклад автора в работах, написанных в соавторстве: /20, 25, 26/ - проведение исследований контактного взаимодействия в паре колесо-рельс; /10, 19, 21, 22/ - определение влияния профилей колес и рельсов на контактные напряжения, а также моделирование взаимодействия при различных граничных условиях; /9, 12, 13/ - исследование явления микроскольжения при контактном взаимодействии моделей; /15, 16, 28/ - исследование микроскольжения при качении; /11, 14/ - метрологически аспекты экспериментальных исследований при помощи тензометрии; /2, 3, 4, 17, 18, 23, 27/ - исследование напряженного состояния колес при помощи МКЭ, а также разработка новых конструкций колес и анализ их работы в эксплуатации; /5, 6, 7/ - проектирование различного инструмента для обработки рабочих поверхностей колес в процессе их эксплуатации; /24/ - сравнение данных теоретических исследований напряженного состояния с результатами металлографического анализа; /8/ - применение методов исследования контактного взаимодействия для изучения износа канатной проволоки; /29, 31-38/ - являются авторскими свидетельствами, патентом, где автору принадлежат идея, теоретическое обоснование.

#### SUMMARY

Sladkovsky A.V. THE THEORETICAL SUBSTANTIATION AND ELABORATION OF THE RATIONAL DESIGNS OF A PAIR WHEEL - RAIL FOR THE RAIL MINING - TRANSPORT MACHINES AND UNITS. Doctorate (Tech. Sc.) thesis by specialties 05.15.16 "Mining Machines", State Mining Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, 1997.

The problem of the increase of the durability for the transport units of the mining industry was resolved in the thesis. The results are published in 1 monography, 27 articles and 10 inventions. The finite element method was employed for developing new designs of wheels and rails. The problem was formulated in general terms, the region at hand discretized, and the contact problem and the heat conduction problem were solved for which the boundary conditions were assigned. The numerical solution error was determined. Mathematical modeling of various wheel designs was carried out, and CAD-enhanced wheels and rails were rolled. The effectiveness of the new wheel and rail designs was validated in service tests.

### АНОТАЦІЯ

Сладковський О.В. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ І ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПАРИ КОЛЕСО-РЕЙКА ДЛЯ РЕЙКОВИХ ГІРНИЧО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН І АГРЕГАТІВ. Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.16 "Гірничі машини", Державна гірнича академія України, Дніпропетровськ, 1997.

В дисертації захищаються науково-обгрунтовані рішення, спрямовані на розв'язання проблеми підвищення довговічності транспортних агрегатів гірничорудної промисловості, які були опубліковані в 1 монографії, 27 статтях і 10 винаходах. У роботі метод кінцевих елементів був використан для проектування нових конструкцій колес і рейок. Сформульована загальна постановка проблеми, проведена дискретизація досліджуваної області, розв'язана контактна задача та задача теплопровідності, на основі яких задані межові умови. Знайдена помилка чисельного рішення. Проведено математичне моделювання різних конструкцій колес і на основі автоматизованого проектування прокатані колеса та рейки нових конструкцій. Їх ефективність доведена експлуатаційними випробуваннями.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** довговічність транспортних агрегатів, контактні напруги, пара тертя колесо-рейка, метод кінцевих елементів.

### АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск Г. А. Сіманович

Підписано до друку 04.04.97. Формат 60x84/16. Папір друкарський. Офсетний друк. Умовн. друк. арк. 1,86. Умовн. фарб.-відб. 1,86. Тираж 100. Замовлення N 471. Замовлене. ЗАТ Видавництво «Поліграфіст», 320070, м. Дніпропетровськ, вул. Сорова, 7.

435270

4837551  
**AB 37.551**