

Министерство образования и науки Украины
Днепропетровская областная государственная администрация
Национальный горный университет



ИЧА АКАДЕМІЯ
УКРАЇНИ **МАТЕРІАЛИ**

Международной научно-технической
конференции

**«Проблемы механики
горно-металлургического комплекса»**

28 - 31 мая 2002 года

**Днепропетровск
2002**

Содержание

	Стр.
Андиферов А.В. Многомассная динамическая модель вертикальной вибрационной мельницы	11
Заболотный К.С., Жупиев А.Л., Безпалько Т.В. Исследование влияния параметров подъемной установки на изгиб каната при стационарной намотке на барабан с использованием плоской модели	11
Гущин О.В. Пневмотранспорт сыпучих материалов в порционном режиме движения	12
Бейгул В.О. Исследование динамики нагружения системы "буксировщик–карьерный автосамосвал"	13
Лукьяненко А.Ф. Грохоты с неоднородным полем колебаний	14
Кофанов А.С., Руль А.С., Кравченко П.А., Болобан Б.А. Отсадочная машина с подвижным решетом, результаты испытаний	15
Кириченко Е.А., Вишняк Е.А., Евтеев В.В. К вопросу совершенствования энергетических свойств мощных эрлифтов	16
Кирия Р.В. Задачи и методы оптимального проектирования перегрузочных узлов ленточных конвейеров	17
Кириченко Е.А., Чеберячко И.М., Шворак В.Г. О комплексном подходе к проблеме добычи и переработки руд глубокоководных месторождений	18
Коноваленко А.Д. Повышение качества изготовления ободьев колес тракторов класса 0,6-1,4 ТС	19
Вишняк Е.А., Кириченко Е.А., Шворак В.Г. Верификация конструктивных параметров гидроподъемов в рамках системного подхода	20
Лагунова Ю.А. Оценка эффективности рабочих процессов измельчительного оборудования	20
Кочура И.В. Наиболее вероятные риски для предприятий угольной промышленности	22
Королев П.П., Алтухов В.Н, Левченко Э.П. Разработка и исследование роторно-ударной дробилки	23
Макаров Д.М. Методика нахождения базиса адаптивного спектрального преобразования для предварительной обработки вибросигналов	24
Леена И.И. Результаты исследования динамических процессов в механизме передвижения колодцевого крана	25
Светкина Е.Ю. Стабилизация композиционных материалов за счет активации минералов путем вибронагружения	25
Сладковский А.В., Ситаж М., Сладковская О.П. Анализ температурных напряжений в железнодорожных колесах промышленного транспорта	27
Сладковский А.В., Хмиленко В.С., Рубан В.Н. Восстановление профиля рабочей поверхности колесных пар машин рельсового транспорта металлургических предприятий и ГОКов	28
Сладковский А.В., Гондарь И.Н., Сладковская О.П. Тестовая модель прохождения железнодорожного колеса с подрессоренной массой неровности пути	30
Сургай Н.С., Толстой М.Н. Снижение динамики экскавационной машины на основе имитационного моделирования её рабочего процесса (на примере карьерного роторного экскаватора)	31

учитывается теплоотдача колеса путем теплового излучения нагретых поверхностей, которая может быть также весьма существенной.

Для решения третьей задачи теплопроводности, также как и четвертой термоупругости использовался метод конечных элементов. Задача решалась в осесимметричной постановке, что не исключает возможности ее решения в трехмерной постановке. Такое решение было получено также, когда необходимо было учесть контактные усилия в паре колесо – рельс. При этом задача становилась неосесимметричной. Однако если в анализе необходимо рассмотреть только термические напряжения в колесах, которые среди всех составляющих напряженного состояния наиболее существенны, задача желательнее решать именно в осесимметричной постановке, что позволяет существенно сэкономить время расчетов и использовать более густые сетки конечных элементов. Последнее немаловажно для повышения точности расчетов.

В своей постановке авторы столкнулись с определенной проблемой недостаточности для расчетов данных о материале колесной стали, применяющейся для колес ГОСТ 9036-88, которые в настоящее время используются на промышленном транспорте. Это прежде всего, данные о зависимости механических (модуль упругости, коэффициент Пуассона) и термомеханических (коэффициенты линейного расширения, теплопроводности, теплоемкости, теплоотдачи) характеристик от температуры. Этот недостаток был восполнен характеристиками аналогичной колесной стали R7, которая используется для большинства колес европейского производства.

В результате расчетов были определены поля температур в цельнокатаных колесах для различных режимов торможения, а также соответствующие им поля напряжений. Для наиболее критических режимов торможения были получены распределения пластических напряжений и остаточных деформаций в соответствующих зонах.

УДК 629.42

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ПРОФИЛЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ КОЛЕСНЫХ ПАР МАШИН РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ И ГОКОВ

Сладковский А.В.,

Силезский технический университет, Катовице, Польша

Хмиленко В.С., Рубан В.Н.,

Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск

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.

Локомотивные колеса в процессе эксплуатации подвержены интенсивному износу и требуют восстановительного ремонта в условиях депо металлургических предприятий и ГОКов. Большая часть таких колес восстанавливается без выкатки колесных пар. В настоящее время в различных локомотивных депо для восстановления профиля колесных пар без их выкатки из-под локомотива используются колесофрезерные станки КЖ-20 различных модификаций. Намного реже используются колесотокарные станки. В основном это станки фирмы «РАФАМЕТ».

Колесофрезерные станки предназначены для восстановления фасонного профиля поверхности катания бандажей колесных пар подвижного состава железнодорожного транспорта без выкатки из-под локомотива. Колесофрезерный станок КЖ-20 представляет собой конструкцию с единой, подвешиваемой из центра оси колесной пары. Такая конструкция обеспечивает абсолютную concentricity и равенство диаметров колес фрезеруемой колесной пары независимо от квалификации оператора. Устанавливаются внутри траншеи под колесами, оставляя свободным передвижение локомотива над станком. Используют в работе метод скоростного фрезерования одновременно двух бандажей специальными фасонными фрезами. При работе на станке КЖ-20 колесная пара подвешивается из центра оси, благодаря чему обеспечивается соосность обеих колес после обработки. Подача фрез осуществляется перпендикулярно (под углом 90°) к оси колесной пары, избегая боковых усилий и обеспечивая точность выполнения профиля. Станок КЖ-20 обрабатывает рабочие поверхности колесной пары с помощью двух жестко смонтированных фрез, которые не отклоняются при увеличении глубины фрезерования. В результате обеспечивается точность профиля.

Станки такого типа появились в начале 50-х годов в США. В СССР фрезы для подобных станков были разработаны во Всесоюзном научно-исследовательском инструментальном институте. Европейские страны используют колесотокарные станки, а в США колесофрезерные станки. Фирма «Simmons-Stanray» в качестве преимуществ фрезерования указывает, что фрезерование имеет лучшие характеристики динамики резания, у фрез этой фирмы применяется от 115 до 185 режущих кромок. Для сравнения: при точении – одна режущая кромка. При фрезеровании локомотивное колесо лишь вращается, в то время как для точения за счет вращения колеса обеспечивается резание.

Обработка колесных пар на колесофрезерных станках осуществляется при помощи фасонных фрез. Режущими элементами фрез являются твердосплавные чашечные пластины. По конструкции левая и правая фреза аналогичны. Лучшие технические решения, заложенные в конструкцию фрезы были использованы при проектировании новых локомотивных фрез ДМетИ. Значительно упрощает процесс проектирования пакет вычислительных программ для расчета локомотивных фрез к станкам типа КЖ-20. Основным недостатком обработки колесных пар при помощи фасонных фрез, разработанных ранее, заключается в сравнительно малой чистоте обработки рабочих поверхностей катания.

В результате научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы разработана фасонная фреза разборной конструкции. Новая конструкция фасонной фрезы отвечает всем техническим, технологическим и эксплуатационным требованиям. Увеличено число ножей и соответственно число режущих чашечных пластин. Благодаря конструкторским решениям масса конструкции не превышает 100 кг. При увеличении диаметра фрезы повышается скорость резания, уменьшается время обработки колесной пары. Соответственно повышается производительность восстановления профилей колес в процессе ремонта.

При проектировании ножей важно, чтобы чашки на всех ножах располагались равномерно, обеспечивая взаимное перекрытие и 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_z 80. Допуск на биение последовательно работающих резцов составляет 0,05 мм.

Чистота обработанной поверхности колесной пары, после обработки улучшенной фасонной фрезой, по сравнению с Инструкцией по формированию и содержанию колесных пар ТПС увеличивается в 1,5 раза. После обработки поверхности колесной пары можно проводить мероприятия по лазерному упрочнению поверхности катания. Облегчается обслуживание конструкции, в процессе ремонта фасонной фрезы. Метод фрезерования является более приемлемой технологией для восстановления профиля колесных пар локомотивов магистрального и промышленного транспорта, не требует больших технологических и эксплуатационных затрат.

УДК 625.12

ТЕСТОВАЯ МОДЕЛЬ ПРОХОЖДЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА С ПОДРЕССОРЕННОЙ МАССОЙ НЕРОВНОСТИ ПУТИ

Сладковский А.В.,

Силезский технический университет, Катовице, Польша

Гондарь И.Н., Сладковская О.П.,

Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск

Одной из наиболее сложных задач при проектировании железнодорожного транспорта является расчет динамических нагрузок, действующих на ходовую часть подвижного состава. Динамические расчеты позволяют подобрать необходимые параметры жесткости пружин рессорного подвешивания: коэффициенты сухого трения или вязкостного сопротивления демпферов, показатели устойчивости движения железнодорожного состава по пути с конкретными нормами неровностей и т.д., что в свою очередь позволяет уменьшить динамические нагрузки, действующие на ходовую часть подвижного состава, повышение безопасности эксплуатации, скорости движения и полезной нагрузки. Точный расчет динамических нагрузок позволяет более точно рассчитывать на прочность и долговечность ходовую часть подвижного состава: подшипниковые буксы, элементы демпфирования, тормозную систему и т.д.

Для расчетов динамических нагрузок, действующих на ходовую часть железнодорожного транспорта, составляются системы дифференциальных уравнений различной сложности, в зависимости от числа степеней свободы и числа координат, используемых при составлении дифференциального уравнения. Для получения точных данных о динамических нагрузках, действующих на экипаж, необходимо учитывать все связи, через которые передаются усилия на экипаж. Необходимо также учитывать внешние воздействия на экипаж, а именно нагрузку, передаваемую через автосцепы, силы инерции левых и правых колес, вызванные их движением по неровным рельсам, силы собственных колебаний экипажа, центробежные силы, некоторую аэродинамическую нагрузку, вызванную геометрией экипажа, движущегося на большой скорости, не постоянство жесткости пути и т.д. Очевидно, что составленная по такому принципу система дифференциальных уравнений будет с трудом поддаваться аналитическому решению, и чаще всего это будет не возможно. Приближенные методы решения систем дифференциальных уравнений позволяют получить численное решение. Однако при этом анализ влияния тех или иных параметров экипажа на характер динамических нагрузок, действующих на экипаж, сложнее, чем при аналитическом решении, так как при последнем мы можем условно разбивать полученную функцию на составляющие, зависящие от тех или иных параметров экипажа, что существенно упрощает анализ, а при приближенных методах решения это сделать зачастую невозможно.

При полной постановке задачи приближенное решение систем дифференциальных уравнений целесообразно выполнять, используя ЭВМ, так как при многократных алгебраических действиях легко допустить ошибку и сами вычисления получаются достаточно громоздкими. В настоящее время во всем мире для решения задач динамики широко используется целый ряд прикладных программ, которые позволяют получать динамические нагрузки, действующие в механической