

ISSN 0543-5749

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ И ГОРНОРУДНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2

1995

**В. П. Есаулов, Ю. Н. Таран, А. Т. Есаулов,
А. В. Сладковский, Е. И. Шевченко**

Металлургическая академия Украины

А. И. Козловский

АП «Нижнеднепровский
трубопрокатный завод им. К. Либкнехта»

Цельнокатаные железнодорожные колеса с саморазгружающимися дисками. Часть II*

Излагаются теоретические, стендовые и поездные результаты испытания цельнокатаных железнодорожных колес с саморазгружающейся формой диска. Впервые показано влияние толщины обода и тепла торможения на напряженное состояние цельнокатаных железнодорожных колес различных конструкций. Эксплуатационные испытания, проведенные на Приднепровской железной дороге и на промышленном транспорте Михайловского горно-обогатительного комбината Курской магнитной аномалии, показали, что колесо новой конструкции по своим эксплуатационным и прочностным характеристикам значительно превосходит колеса конструкции Международного союза железных дорог, его можно отнести к лучшим мировым образцам. Ил. 1.

механика деформации тел, прокатка колес, опытно-конструкторские работы

Методика проведения испытаний цельнокатаных железнодорожных колес в эксплуатационных условиях. Испыта-

ниям подвергались три типа колес: ГОСТ, UIC и с саморазгружающимися дисками. Испытания колес проводились на перегоне Новомосковск-Днепропетровский — Павлоград Приднепровской железной дороги сначала при полном обode, затем их перетачивали 3—5 раз в зависимости от конструкции колеса через каждые 20 мм толщины.

Экспериментальный состав формировался из электровагона марки ЧС2, пассажирского вагона, грузового полувагона и тормозной вагона вагонной службы Приднепровской железной дороги.

С опытными колесами под пассажирским вагоном использовались тележки КВЗ ЦНИИ, под грузовыми — тележки ЦНИИ-ХЗ-0. Измерительная и регистрирующая

* Часть I опубликована в № 3, 1994 г.

аппаратура устанавливалась в тормозоиспытательном вагоне. Формирование колесных пар, установка их в тележки и подкатка под вагоны проводились в вагонном депо станции Днепропетровск.

При проведении эксперимента определялись следующие параметры: скорость движения, положение измерительного радиуса, деформация (напряжения) в диске, вертикальная и осевая силы. В процессе испытаний колесные пары поочередно устанавливались под пассажирский и грузовой полувагоны в груженом и порожнем состоянии. Скорость движения при определении напряжений изменялась от 20 до 100 км/ч с интервалом, который был равен 20 км/ч.

Зависимость напряженного состояния колес от тепла торможения определялась для колес всех типов при скорости движения 50–60 км/ч в течение 25 мин, давление на колодку составляло 0,020 МН, что соответствует торможению на затяжном спуске с уклоном не менее 33%. Вертикальные и осевые силы, действующие на колесную пару, измерялись специальными мессдозами, на которые наклеивались рабочие и компенсационные датчики.

В процессе проведения эксперимента контактным устройством систематически регистрировалось положение измерительного радиуса. Напряженное состояние дисков измерялось в пяти точках с внутренней и наружной сторон в радиальном и тангенциальном направлениях. Места наклейки датчиков определены в результате ранее проведенных аналитических расчетов и статических стендовых испытаний. Для снятия информации с вращающихся колес использовался двенадцатиканальный ртутный токо-съемник. Все параметры регистрировались осциллографом К12-22. Осциллограммы, полученные в процессе проведения экспериментов, расшифровывались и обрабатывались с учетом тарировочных коэффициентов.

Во время испытаний с помощью тензодатчиков измерялись относительные деформации в радиальном σ_R и окружном σ_θ направлениях. Затем были подсчитаны нормальные напряжения в двух направлениях диска по формулам плоского напряженного состояния. Полученные результаты статистически обрабатывались, и по ним строились графики напряженного состояния.

Влияние толщины обода на напряженное состояние цельнокатаных железнодорожных колес различных конструкций. Эксплуатационные исследования показали, что с уменьшением толщины обода напряжения в дисках колес увеличиваются: в колесе ГОСТ — в 1,2–1,7 раза, в колесе UIC — в 1,2–2,7 раза, в колесе с саморазгружающимся диском — в 1,2–1,5 раза.

В колесе ГОСТ Ø860 мм максимальные напряжения изменяются от 74 до —56,6 МПа, наиболее напряженной является внутренняя сторона колеса. В колесе UIC — соответственно от 51,6 до —72 МПа, возникают они с обеих сторон, следовательно, напряженными являются и внутренняя и наружная стороны колеса.

В саморазгружающемся колесе напряжения изменяются от 20 до —52 МПа, располагаются они на внутренней поверхности колеса, на наружной стороне 17,6 и —13 МПа.

На основании вышесказанного можно сделать следующие выводы:

напряжения, возникающие в колесах с предельно пе-

реточенным ободом, увеличиваются в 2–3 раза;

максимальная величина напряжений, полученная в колесах при действии вертикальной и боковой нагрузок, не опасна для рассматриваемых колес.

Влияние тепла торможения на напряженное состояние цельнокатаных железнодорожных колес различных конструкций. Напряженное состояние дисков колес от

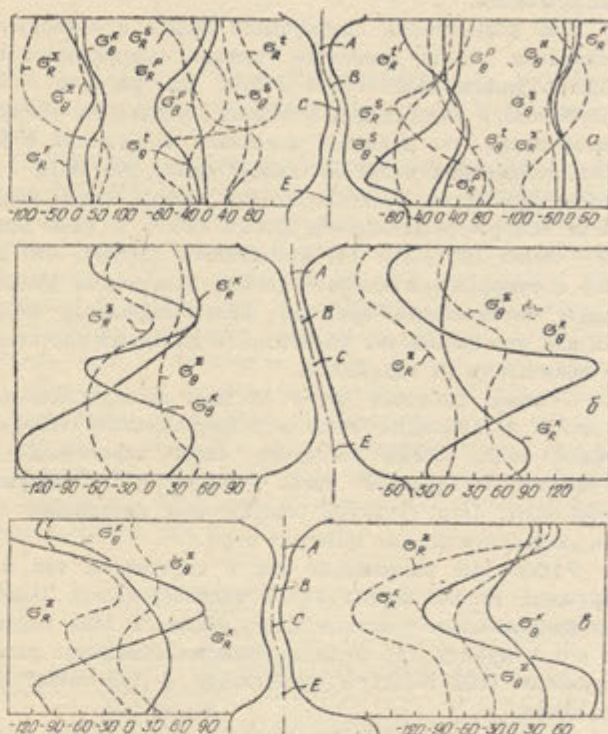


График изменения напряжений в диске колеса:
а — саморазгружающегося; б — ГОСТ; в — UIC

тепла торможения определялось в тяговом режиме, при котором экспериментальный состав двигался со скоростью 60 км/ч с длительностью торможения от 2 до 26 мин, т. е. имитировался затяжной спуск с уклоном 33%, а полувагон тормозился чугунными тормозными колодками (с усилием 0,0196 МН на колесо). В фиксированные моменты времени — 2, 4, 8, 10, 15, 17, 19, 21, 23 и 26 мин были получены стабильные значения температур при идентичном пятикратном повторении параметров торможения, а следовательно, и величин напряжений. Указанное количество повторных замеров имеет относительно небольшой разброс (4–8%) результатов.

На рисунке представлены обобщенные графики напряженного состояния саморазгружающихся колес в радиальном σ_R и тангенциальном σ_θ направлениях от вертикальных $P=50$ тс, действующих в плоскости круга катания, боковых $S=7,5$ тс и тепловых нагрузок, возникающих в процессе длительного торможения, а также приведены суммарные напряжения σ_R^{Σ} , σ_θ^{Σ} , возникающие в криволинейном диске от совместного действия всех вышеуказанных нагрузок. Последние σ_R^{Σ} и σ_θ^{Σ} уточнены графиками напряжений σ_R^* и σ_θ^* в период действия комплексных нагрузок в эксплуатационных условиях.

$\sigma_{\text{ж}}^*$ и $\sigma_{\text{с}}^*$ получаются путем алгебраического суммирования составляющих напряжений и наглядно иллюстрируют их взаимную компенсацию по радиусу диска.

Из рассмотренного графика напряженного состояния дисков саморазгружающихся колес можно видеть, что в процессе длительного торможения грузового полувагона при предельной его загрузке 0,66 МН диски колес саморазгружаются.

Для иллюстрации преимуществ колеса с саморазгружающимся диском приведены графики напряженного состояния дисков колес ГОСТ и UIC (см. рисунок, б, в), полученные в аналогичных условиях нагружения. Из графиков видно, что диапазон изменений напряжений в дисках стандартных колес составляет около 200 МПа, а в колесе UIC даже превосходит эту цифру, тогда как в диске саморазгружающегося колеса они в 2 раза меньше — около 100 МПа. Из изложенного следует, что колеса с саморазгружающимся диском практически решают задачу оптимального качества железнодорожных колес, так как при повышении безопасности движения значительно повышается их надежность.

С целью создания более жестких эксплуатационных условий, отражающих предельно напряженное состояние дисков колес, обода последних были переточены до $\varnothing 860$ мм, а грузовой вагон максимально загружен (0,66 МН). Под грузовым полувагоном находились все три экспериментальные колесные пары.

Радиальные напряжения как с внутренней, так и с наружной сторон колеса ГОСТ знакопеременны. Наиболее напряженным участком диска является зона перехода его в ступицу, где сосредоточены максимальные растягивающие (102 МПа) и сжимающие (—145 МПа) напряжения.

Характер кривых тангенциальных напряжений более сложен. Знак напряжений по длине диска у большинства кривых меняется 2 и 3 раза. Тангенциальные напряжения в основном растягивающие, а величина их превышает радиальные.

Высокие значения тангенциальных напряжений, сложный характер их распределения по длине диска с обеих сторон, резкий переход сжимающих напряжений в растягивающие в середине диска свидетельствуют о возникновении значительного изгибающего момента, приводящего к короблению диска в период действия тепловых нагрузок. Превышение растягивающих тангенциальных напряжений по сравнению с радиальными свидетельствует о сложном напряженном состоянии плоскоконического диска и, как следствие, его конструктивном несовершенстве.

Анализ напряженного состояния дисков колес UIC с толщиной обода 25 мм в период действия комплексной нагрузки позволяет сделать следующие выводы:

радиальные и тангенциальные напряжения знакопеременны;

наиболее напряженными участками являются переходные зоны диска к ободу, ступице и середине диска;

под влиянием тепла торможения напряжения в диске увеличиваются в 2,5 раза;

напряжения увеличиваются с увеличением длительности торможения, однако строгой закономерности не установлено;

кривизну и форму диска нельзя признать оптимальной, так как в середине диска возникают максимальные растягивающие напряжения.

Анализ напряженного состояния колеса с саморазгружающимся диском позволяет сделать такие выводы:

под влиянием тепла торможения напряжения увеличиваются более чем в 1,5 раза;

строгой закономерности изменения величины напряжений от длительности торможения не установлено;

уменьшение величины напряжений в наиболее нагруженных участках диска с увеличением длительности торможения, т. е. саморазгрузка при более тяжелых условиях работы, характеризует диск как перспективную и надежную конструкцию.

Сопоставительный анализ напряженного состояния трех типов колес показал, что под влиянием тепловых нагрузок, вызванных длительностью торможения до 26 мин, напряжения в колесе с саморазгружающимся диском увеличиваются в 1,5 раза, в колесе ГОСТ — в 2 раза, UIC — в 2,5 раза.

В колесе ГОСТ растягивающие тангенциальные напряжения по своей величине превышают радиальные, что свидетельствует о сложном напряженном состоянии плоскоконического диска и приводит к его короблению.

В колесе UIC самой напряженной зоной является середина диска, где сосредоточены максимальные напряжения, причем и радиальные и тангенциальные одного знака, что весьма нежелательно, поэтому кривизна диска колеса UIC далека от конструктивного совершенства.

Следует отметить, что максимальные напряжения в саморазгружающемся колесе (91 и 97 МПа) возникают при торможении длительностью 4 и 8 мин, а при более длительном торможении напряжения уменьшаются и при 25 мин составляют 52 и 55 МПа.

Уменьшение величины напряжений (почти в 1,5 раза) с увеличением длительности торможения характеризует способность диска саморазгружаться и является положительным эксплуатационным и конструктивным фактором.

Смещение средней продольной оси диска в противоположную от гребня сторону относительно середины ступицы обусловлено тем, что в колесе с плоскоконическим диском половина длины L посадочного места ступицы колеса на ось деформируется диском как калибровочным кольцом на величину натяга, а в саморазгружающемся колесе — меньше половины этой длины. Более того, напряжения в ступице с внешней стороны колеса являются растягивающими, что позволяет выбрать образовавшийся с этой стороны зазор между осью и ступицей. Таким образом, общая плотность посадки колеса на ось увеличивается не менее чем на 20%, т. е. уменьшается возможность сползания ступицы колеса с оси в период действия комплексной нагрузки.

Новая конструкция колеса по своим эксплуатационным и прочностным характеристикам даже при существующих геометрических размерах значительно превосходит колеса конструкции UIC, а наличие американского патента № 5.039.152 подтверждает его конкурентоспособность на мировом рынке и то, что оно относится к лучшим мировым образцам.

© В. П. Есаулов, Ю. Н. Таран, А. Т. Есаулов, А. В. Сладковский, Е. И. Шевченко, А. И. Козловский, 1995 г.

Содержание

Куликов Я. П. 50-летие Победы в Великой Отечественной войне	1	Комаров А. Н., Корж А. П., Манько В. В., Мясо-ед А. Ф. Исследование прочностных возможностей экспандера для перевода на работу при повышенном давлении	40
Куценко А. И. Никопольскому Южнотрубному — 60 лет	4	МЕТИЗНОЕ ПРОИЗВОДСТВО	
Горелов Г. С. Технический прогресс на заводе	6	Бейлинова Л. А., Рожков А. Д., Ганина Л. К., Даниленко В. О., Левит Г. М., Гендлер Т. Р. Применение антикоррозионной обработки латунированной арматуры для автомобильных шин	43
Шибко А. П. В одном строю с заводским коллективом	8	Коковихин Ю. И., Буравлев И. Б. Силовые условия волочения в монолитных и роликовых волоках	46
Елисеев А. К. Южному горно-обогатительному комбинату — 40 лет	11	ГОРНОРУДНОЕ ПРОИЗВОДСТВО	
Станков А. П. Ингулецкому государственному горно-обогатительному комбинату — 30 лет		Новожилов М. Г. Концепция эффективного использования новых техногенных ресурсов на открытых разработках месторождений	48
К 100-летию со дня рождения Арнольда Давидовича Готлиба		Ефремов Э. И., Кратковский И. Л., Мартыненко В. П., Козак Л. Г., Бенько Н. П. Эффективные способы пылегазоподавления при массовых взрывах на карьере Полтавского горно-обогатительного комбината	50
ДОМЕННОЕ И КОКСОХИМИЧЕСКОЕ ПРОИЗВОДСТВО		Буллат А. Ф., Курносоев С. А., Пидгайный Я. М. Нетрадиционная технология инъекционной обработки горного массива для управления его напряженным состоянием	53
Гиммельфарб А. А., Симонов А. О., Кирюхин О. В., Фока И. К. Исследование влияния состава и температуры восстановительного газа на интервал плавления агломерата	12	Петренко В. Д., Коновал В. Н. О возможности использования продуктов взрывного измельчения скальных пород в качестве строительных материалов	54
Шатоха В. И. Выбор оптимального состава доменного шлака на основе моделирования химических и фазовых равновесий в системе чугуна — шлак	14	РЕМОНТЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	
Зубилин И. Г., Юшко В. К. Расчет термодинамики процесса углекислотной конверсии летучих продуктов коксования	17	Макаренко Е. О., Касимов А. М., Донченко Ю. Н. Пневмоклассификатор полифракционных кусковых материалов с наклонной подвижной решеткой	56
СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		19. Большаков В. И., Буцукин В. В. Определение параметров электромеханической системы привода	58
Харахулах В. С., Вихлевщук В. А., Шевченко А. Ф., Старов Р. В., Стороженко А. С., Черногрицкий В. М. Концепция организации ресурсосберегающего промышленного производства низкосернистых сталей на металлургических предприятиях Украины	22	Есаулов В. П., Таран Ю. Н., Есаулов А. Т., Сладковский А. В., Шевченко Е. И., Козловский А. И. Цельнокатанные железнодорожные колеса с саморазгружающимися дисками. Часть II	60
Зражевский А. Д., Резун В. Е., Охотский В. Б., Шибко А. В., Харахулах В. С., Матухно Г. Г., Маякин В. А. Освоение технологии дожигания монооксида углерода в рабочем пространстве конвертера	24	Июфе А. М., Гордиенко А. В., Каретный З. П., Мельников А. В., Третьяков В. А., Барышев В. В. Модернизация систем охлаждения рабочих валков чистовой группы стана 2000	63
Моисеева Л. А., Перков О. Н. О качестве металлопроката из непрерывнолитых заготовок	26	Зданевич В. А., Погребняк Р. П. Структура и рациональное проектирование привода станка модели 16502 для обработки железнодорожных колес	64
ЭЛЕКТРОМЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ ПРОИЗВОДСТВО		МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА И ЭНЕРГЕТИКА	
Гасик М. И., Иванов В. Г., Кравченко Н. А. Внепечное электровакуумное рафинирование жидкой стали	28	Логинов В. И., Мусиенко К. А., Кобеза И. И., Беличенко В. И. Совмещенный процесс восстановительно-окислительной плавки металла	67
ПРОКАТНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		30. Канасев В. В., Кобеза И. И., Бузовера М. Т., Шулик С. Т., Цыганков Г. Т. Контроль распределения дутья по воздушным фурмам доменной печи	69
Левченко Л. Н., Ступка А. Г. К вопросу о производстве мелкосортной продукции в бунтах	30	ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВОМ	
Кондратенко В. М., Поляков С. Н., Солосин А. М., Дмитриев Ю. В. Производство проката из многослойной стали	30	Коринчук А. П., Пономаренко В. А., Клименко И. П. Мотивация труда в рыночной экономике	71
Флоров В. К., Костыря В. Ю. Зерно аустенита конструкционных сталей в литом и горячедеформированном состояниях	32	Охотский В. Б. Техно-экономические тенденции в производстве стали	73
Лунев В. В., Пирожинова В. П., Бурова Н. М., Чеботарь Л. К., Федьков В. А., Иващенко Е. И. Причины и механизм износа литых деталей из хромоникелевых сталей	35	ЭКОЛОГИЯ И ОХРАНА ТРУДА	
Алимов В. И., Баирова И. Е., Яворская В. А., Запорожченко В. Ф. Влияние регламентируемойковки в межкритическом интервале температур на структуру и свойства конструкционных сталей		Теверовский Б. З., Демуш С. Г., Шелудько И. Б., Ткаченко Г. В. В вопросе моделирования процесса разделения аэрозоля высокотемпературными фильтрами из металлоткани (сетки)	76
ТРУБНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		Полещук П. Н., Мастеровой Э. И., Шнейдерман Б. Б. Очистка сточных вод газочисток доменных и ферросплавных печей от токсичных соединений	77
Узлов И. Г., Моисеева Л. А., Тарасова В. А., Перков О. Н., Староселецкий М. И., Мирошниченко Н. Г. Преимущества производства железнодорожных колес и бандажей из непрерывнолитых заготовок	37	Вадим Ипполитович Баптизмандский	80
		Яков Павлович Куликов	80