

# ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Приборы, машины и технологии**

№ 3 (103)

ИНЖЕНЕРНАЯ ГЕОМЕТРИЯ  
И КОМПЬЮТЕРНАЯ ГРАФИКА

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ

МАШИНОСТРОЕНИЕ  
И МАШИНОВЕДЕНИЕ

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА  
ЭНЕРГЕТИКА

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ, МЕТРОЛОГИЯ  
И ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ  
ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

РАДИОТЕХНИКА И СВЯЗЬ

ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ  
ХИМИЧЕСКАЯ ТЕХНОЛОГИЯ  
ХИМИЧЕСКАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ИЗДАТЕЛЬСКОЕ ДЕЛО. ПОЛИГРАФИЯ

2011





# ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ НАУЧНЫХ СТАТЕЙ, НАПРАВЛЯЕМЫХ В «ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК»

**О содержании.** Статья должна содержать только оригинальный материал, отражающий результаты исследований автора.

В аннотации (3–5 предложений), раскрывающей основное содержание статьи, и в заключительной части статьи необходимо отразить новизну результатов исследования, их практическую значимость. Просим авторов-омичей акцентировать полезность научных разработок для Омского региона.

**О рассмотрении поступивших материалов.** В редакции все поступившие статьи направляются на рецензирование. Высказанные замечания передаются автору. После доработки материалы вновь рассматривает рецензент, после чего принимается решение о направлении в печать.

**Об оформлении.** Статью необходимо набрать в текстовом редакторе Word (кроме Word-2007 (\*.docx)) (шрифт — Times New Roman Cyr 14 пт, абзацный отступ — 0,5 см, межстрочный интервал — полуторный). Распечатать на бумаге форматом А4 (210×297 мм). Оригинал должен быть чистым, не согнутым, без ручных правок, страницы пронумерованы карандашом на обороте. Окончательный вариант статьи должен содержать не более 12 страниц (включая рисунки и таблицы). В редакцию необходимо предоставить распечатанный вариант статьи (с личной подписью автора/авторов) и электронную версию на любом из перечисленных носителей: CD-, DVD-дисках, запоминающем устройстве Flash drive (или отправить по e-mail: [onv@omgtu.ru](mailto:onv@omgtu.ru)).

**Поля:** сверху и снизу — по 2,5; слева и справа — по 2 см.

**Заголовок.** В верхнем левом углу листа проставляется УДК. Далее по центру печатается название статьи (прописная буква только первая), ниже — инициалы, фамилия автора (ов), строкой ниже — полное название организации (через запятую необходимо указать город, если этого не следует из названия). Ниже через строку помещаются текст аннотации и ключевые слова на русском языке.

Через строку на английском языке приводятся инициалы и фамилия автора (ов), название статьи, аннотация и ключевые слова. Еще через строку помещают **основной текст статьи**.

**Ключевые слова** на русском и английском языках располагают под соответствующей аннотацией. Слева печатается словосочетание «Ключевые слова:» или «Keywords:» и через запятую приводятся ключевые слова (не более шести слов/словосочетаний).

Если в тексте есть **примечания**, то после основного текста перед библиографическим списком набирается по центру заглавие «Примечания» и через строку помещаются тексты примечаний, пронумерованные числом в виде верхнего индекса (например, <sup>1</sup>) в порядке ссылок по тексту. Ссылка на примечание в основном тексте оформляется жирным шрифтом числом в виде верхнего индекса (например, ... модели.<sup>1</sup>).

**Формулы.** Простые внутрострочные и однострочные формулы должны быть набраны символами без использования специальных редакторов (допускается использование специальных символов из шрифтов Symbol, Greek Math Symbols, Math-PS, Math A, Mathematica BTT). Сложные и многострочные формулы должны быть целиком набраны в редакторе формул Microsoft Equation 2.0, 3.0. **Не допускается набор части формулы символами, а части — в редакторе формул.** В случаях, когда написание строчных и прописных букв совпадает и отличается только размером, в распечатанном варианте про-

<b>Н. Н. Кочура.</b> Стойкость роликов при многопроходном накатывании крупнопрофильных резьб	87
<b>Д. С. Макашин.</b> Влияние вида подточки поперечной режущей кромки на отклонение от цилиндричности при сверлении титанового сплава	90
<b>А. Г. Кольцов, В. Б. Сухинин.</b> Проверка геометрической точности металлорежущего оборудования	95
<b>А. П. Моргунов, К. Н. Пантюхова.</b> Повышение эффективности ионной имплантации волнистой поверхности сопряжения элементов профильного соединения	98
<b>В. А. Пеннер, А. П. Моргунов.</b> Устройство для очистки колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) от парафиносмолообразований	101
<b>С. А. Макеев, Д. А. Кузьмин.</b> Устойчивость элементов связей в составе трехслойной тонкостенной металлической оболочки	103
<b>Е. Г. Холкин, З. Н. Соколовский.</b> Экспериментальное исследование местной потери устойчивости тонкостенных трапециевидных профилей	107
<b>В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. Ю. Носов, Е. А. Павлюченко, Е. А. Лысенко, В. С. Виниченко.</b> Экспериментальное исследование теплонапряженности цилиндра гидропневматического гибрида объемного действия	111
<b>В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. Ю. Носов, Е. А. Павлюченко, Е. А. Лысенко, В. С. Виниченко.</b> Влияние частоты вращения на характеристики поршневого насос-компрессора	114
<b>Г. С. Аверьянов, В. Н. Бельков, А. Б. Корчагин, В. С. Балашов.</b> Пневматическое виброзащитное устройство с активным магнитожидкостным управлением упругодемпфирующих характеристик	119
<b>Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, Ю. Ф. Галуза.</b> Активная гидромеханическая система демпфирования колебаний автомобиля	122
<b>В. И. Кузнецов, А. А. Воловодова, А. В. Кочегаров, О. А. Фаткина.</b> Расчёт характеристик двухконтурных турбореактивных двигателей	127
<b>С. А. Корнеев, М. А. Фёдорова.</b> Аналитический расчёт собственных и вынужденных колебаний пластинчато-сетчатой панели	129
<b>С. В. Петроченко, А. А. Фёдоров.</b> Ударно-акустическая обработка коллекторов электрических машин постоянного тока	134
<b>А. Г. Михайлов, П. А. Батраков.</b> Применение огнеупорных материалов в топках газотрубных котлов	138
<b>А. В. Бородин, М. И. Ковалёв.</b> Влияние повышенной осевой нагрузки на работоспособность буксовых подшипников грузового вагона	140
<b>А. И. Володин, Л. Ю. Михайлова.</b> Расчет параметров струи впрыскиваемого жидкого топлива тепловозных дизелей	143
<b>А. П. Буйносов, В. А. Тихонов.</b> Определение предельно допустимой разности диаметров бандажей колесных пар тягового подвижного состава методом кусочно-линейной аппроксимации	148
<b>А. П. Буйносов, И. М. Пышный.</b> Увеличение срока службы бандажей колесных пар промышленных тепловозов	152
<b>А. В. Горяга, А. М. Добренко, В. С. Сердюк, О. А. Цорина.</b> Модели эксплуатации систем защиты от факторов риска производственных процессов	157

## ЭЛЕКТРОТЕХНИКА. ЭНЕРГЕТИКА

<b>А. П. Попов, К. А. Клименко.</b> Исследование электромагнитного поля системы «шина с током — ферромагнитный сердечник, окруженный короткозамкнутым электропроводящим кольцом»	160
<b>А. П. Попов, А. О. Чугулев.</b> Детектор движения ферромагнитных объектов в цилиндрической стальной трубе	165
<b>К. И. Никитин.</b> Анализ изменения фазы тока асинхронного двигателя при его пуске, эксперимент и синтез устройства релейной защиты (2 часть)	167
<b>Г. В. Никонова.</b> Оптимизация управления режимом энергопотребления насосных агрегатов	170



## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМОЙ РАЗНОСТИ ДИАМЕТРОВ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТОДОМ КУСОЧНО- ЛИНЕЙНОЙ АППРОКСИМАЦИИ

Разработан метод и изложена методика определения предельно допустимой разности в диаметрах бандажей колесной пары электровозов в эксплуатации методом кусочно-линейной аппроксимации для различных депо и серий тягового подвижного состава. Показано что значения предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары одной серии тягового подвижного состава одной серии в различных условиях эксплуатации могут значительно отличаться. Приведены результаты расчетов. При эксплуатации бандажей колесных пар необходимо руководствоваться рассчитанными значениями и не допускать выхода разности диаметров за предельные значения, так как в противном случае межремонтный период будет лимитировать износ гребня, вследствие чего увеличатся расходы на ремонт и уменьшится пробег до обточки.

**Ключевые слова:** тяговый подвижной состав, колесная пара, бандаж, разность диаметров, метод, предельно допустимая величина.

Модернизация экономики, промышленности и транспорта Российской Федерации предполагает использование нетрадиционных путей повышения эффективности всех отраслей народного хозяйства, в т. ч., железнодорожного транспорта.

Структурный анализ транспортной составляющей в стоимости продукции показывает, что одной из наиболее весомых статей железнодорожных перевозок является доля затрат на техническое содержание и ремонт подвижного состава, прежде всего, локомотивного парка, которая достигает 18–20%.

Большая протяженность железнодорожной сети России, различные климатические и географические условия эксплуатации, грузонапряженность участков и допустимых скоростей движения влияют на степень износа колесных пар и рельсов. Это требует индивидуального подхода в каждом конкретном случае, к каждой серии и типу подвижного состава, эксплуатирующегося на участке.

Под изнашиванием понимается процесс постепенного изменения размеров детали, происходящий при трении, которое возникает в результате разрушения поверхностных слоев под влиянием внешних механических воздействий и среды [1].

Под износом бандажей колесных пар железнодорожного подвижного состава принято считать изменение их профиля под воздействием сил, возникающих между колесом и рельсом во время движения. В практике величина износа колеса оценивается размером выработки по кругу его катания, который называется прокатом, а также уменьшением толщины гребня. Величина износа бандажей колесных пар подвижного состава железных дорог общего по-

льзования измеряется специальными контрольно-измерительными приборами [2].

Неравенство диаметров кругов катания отдельных колесных пар оказывает существенное влияние на перераспределение тягового усилия и коэффициента сцепления по колесным парам группового тягового привода.

Установлено, что в режиме тяги большая по диаметру колесная пара несет большую тяговую нагрузку, а в режиме торможения – меньшую по отношению к колесной паре меньшего диаметра [3]. Установлено, что с увеличением скорости движения величина перераспределения тягового усилия по колесным парам возрастает настолько, что колесная пара с меньшим диаметром бандажей может иметь отрицательное значение силы тяги, т. е. может перейти в режим препятствующий движению (торможения), а нагрузка колесной пары большего диаметра значительно превышать расчетную. Увеличение разности диаметров колесных пар ведет к пропорциональному увеличению разности вращающих моментов по колесным парам группового тягового привода, что существенно снижает его надежность и долговечность в эксплуатации.

На основании обследования авторами 1400 колесных пар в дорожно-колесных мастерских Свердловской железной дороги установлено, что 76,3 % колесных пар поступает в ремонт из-за наличия различных дефектов (ползунов, ослабления бандажей, подреза гребней, превышение допустимой разности диаметров, и др.), не достигнув предельного износа (рис. 1).

Как видно, наиболее часто встречающимися причинами выхода из строя колесных пар являются:



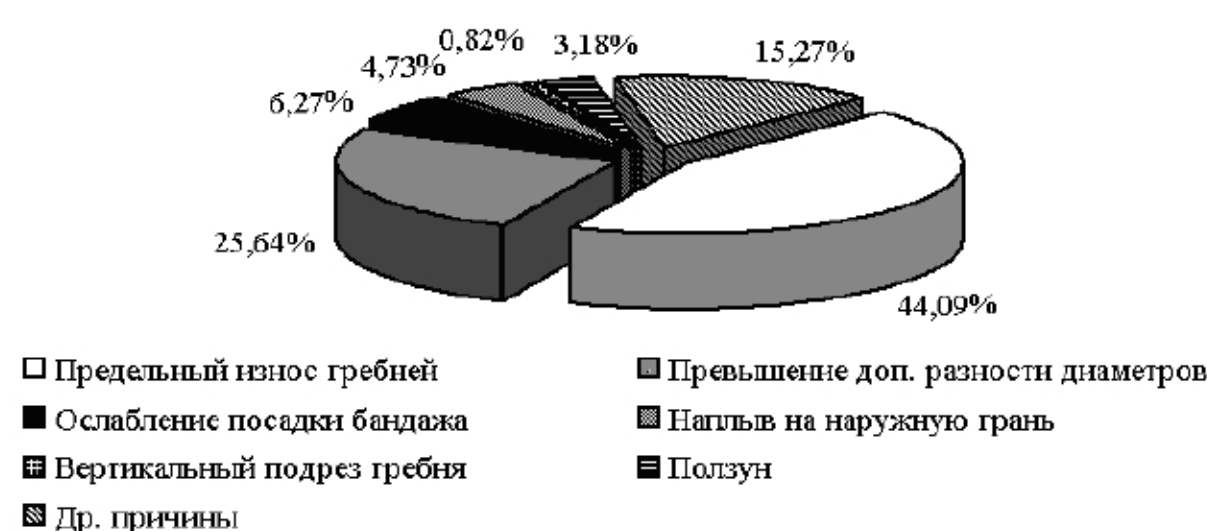


Рис. 1. Распределение дефектов бандажей колесных пар электровозов

- предельный износ гребней колесных пар (44,09 %);
- превышение допустимой разности диаметров бандажей (25,64 %);
- ослабление посадки бандажа (6,27 %);
- вертикальный подрез гребня (15,27 %);
- наплыв металла на наружную грань (4,73 %).

Под другими причинами выхода из строя в данной статье понимаются отклонения формы бандажей от стандартной (овальность, эллипсность) и предельный прокат поверхности катания. Однако указанные выше дефекты имеют место значительно реже, чем рассмотренные выше и в сумме составляют 3,18 %. Ввиду повышенного изнашивания гребня колесных пар локомотивов величина проката поверхности катания бандажей не успевает достичь критических значений [1].

Важным параметром бандажа колесной пары является его диаметр. Величины разброса диаметров бандажей колесных пар по кругу катания на одном локомотиве тесно связаны с интенсивностью их изнашивания. В то же время определить величины диаметров бандажей колесных пар локомотивов при существующих методах их измерения можно только при выкатке колесно-моторных блоков, т. е. процесс контроля величин разбросов диаметров колесных пар на одном локомотиве, а следовательно, и выход за пределы их допуска существенно затруднены.

Поступательное движение колесных пар разных диаметров, механически связанных между собой, сопровождается дополнительным («паразитным») их проскальзыванием. На этот факт впервые указал инженер Ромейко-Гурко, который объяснил его тем, что колесные центры таких колесных пар будут стремиться проходить разные пути, но вследствие наличия механической связи между колесными парами, вынуждены проходить одинаковые пути.

Основным фактором, влияющим на интенсивный износ гребней колесных пар, является их проскальзывание относительно рельса в результате всползания и соскальзывания. Под всползанием понимается вертикальное перемещение колеса относительно рельса, возникающее в результате набегания гребня на головку рельса, а под соскальзыванием — аналогичное перемещение под воздействием сил от массы экипажа [4].

При наличии всползания колесная пара переходит в режим одноточечного касания с рельсом, с точкой контакта, приходящейся на гребень. Наличие непрерывного процесса всползания — соскальзывания является одной из основных причин интенсивного износа гребней колесных пар локомотивов и рельсов [4, 5].

При движении электровоза в режиме тяги скольжение бандажа с большим диаметром протекает более интенсивно, чем бандажа с меньшим диаметром. При торможении — наоборот. Поэтому разность в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации

постоянно меняется, а значит, изменяется и интенсивность износа.

С увеличением скорости движения величина перераспределения тягового усилия по колесным парам возрастает настолько, что колесная пара с меньшим диаметром бандажей может иметь отрицательное значение силы тяги, то есть может перейти в режим торможения, а нагрузка большей колесной пары значительно превышает расчетную.

Увеличение разности диаметров колесных пар ведет к пропорциональному увеличению разности вращающих моментов по колесным парам группового тягового привода, что существенно снижает его надежность и долговечность в эксплуатации. Опыт локомотивного депо Рыбное показал, что интенсивность изнашивания бандажей колесных пар можно значительно уменьшить путем подбора колесных пар в соответствии с соотношениями их диаметров и электромеханическими характеристиками тяговых двигателей локомотивов. При этом существенно увеличивается использование мощности электровозов и уменьшается неравномерность нагружения ТЭД.

При решении вопроса о толщине снимаемой стружки при обточке бандажей основополагающим фактором является состояние гребня: чем больше его износ, тем, соответственно, большую стружку приходится снимать по кругу катания колеса и, наоборот, при равномерном гребне и наличии проката совершенно нет необходимости в дополнительном съеме металла с поверхности катания [3].

Наиболее ответственными элементами тягового подвижного состава являются бандажи колесных пар, ресурс которых определяет периодичность технического обслуживания ТО-4 (когда производится их обточка с целью восстановления профиля), ремонта ТР-3 и КР (когда производится замена колесных пар).

Для определения предельных отклонений разности диаметров и зависимости от этого интенсивности износа гребней бандажей колесной пары в локомотивных депо Рыбное и Москва-Пассажирская-Курская Московской железной дороги, Пермь-сортировочная, Свердловск-сортировочный и Свердловск-пассажирский Свердловской железной дороги, Мурманск Октябрьской железной дороги, Курган Южно-Уральской железной дороги в течение 1996 — 2008 гг. велись наблюдения за колесными парами электровозов серии ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ11<sup>М</sup>, ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup> и ЧС7.

В процессе эксплуатации измерялись два контролируемых параметра — толщина гребня и бандажа.

Разница диаметров бандажей колесной пары определялась как сумма разности толщины бандажей и диаметров колесных центров, определенная из паспортных данных на колесные пары.

Чтобы выявить зависимости уменьшения толщины гребня от пробега для различных величин разности диаметров бандажей  $\Delta D$ , полученный статистический материал был расчленен на группы, соответствующие изменению разницы диаметров бандажей. Если при обточке колесных пар без выкатки на колесно-токарном станке КЖ-20 разность диаметров бандажей равна нулю, и в процессе эксплуатации не изменялась, то изменение толщины гребня при фиксированных значениях пробега  $L$  для  $\Delta D = 0$  относили к первой группе. При изменении разности диаметров бандажей после обточки в процессе эксплуатации изменение толщины гребня относили к той или иной группе, в зависимости от конечной разницы диаметров бандажей. В случае, если при обточке бандажей разность их диаметров на одной



колесной паре была отличной от нуля, то этот статистический материал был отнесен к той или иной группе в зависимости от полученного изменения разности диаметров бандажей, причем пробег при начальной  $\Delta D$  был принят равным нулю, а изменение толщины гребня рассчитывалось как разница между начальным и конечным значениями при фиксированных значениях пробега  $L$ .

Построение эмпирических регрессий в виде полей корреляций для каждой из групп уменьшения толщины гребня от пробега, их анализ показали, что рассматриваемые эмпирические зависимости при фиксированной разности в диаметрах бандажей могут быть аппроксимированы линейными функциями вида  $y_i = a_i L + b$  ( $y_i$  — значение уменьшения толщины гребня при фиксированном значении  $\Delta D$ ,  $b$  — начальное значение износа гребня для каждого  $\Delta D$ ). Значения угловых коэффициентов  $a_i$  определяют интенсивность износа гребней.

В первом приближении функцию интенсивности износа гребня можно представить в виде двух линейных отрезков, каждый из которых соответствует одному из двух характерных периодов — периода нормальной эксплуатации и периода интенсивного износа гребней (1):

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \cdot \Delta D + B_1, \\ a_2(\Delta D) = A_2 \cdot (\Delta D - \Delta D_1) + B_2, \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \Delta D &\leq \Delta D_1 \\ \Delta D_1 &\leq \Delta D \end{aligned} \quad (1)$$

В выражения  $a(\Delta D)$  входят пять коэффициентов  $A_1, A_2, \Delta D_1, B_1, B_2$ , которые определяют по имеющейся экспериментальной зависимости  $a'(\Delta D)$ . Однако часть этих коэффициентов является избыточной, так как условию непрерывности функции  $a(\Delta D)$  следует граничное равенство (2):

$$a_1(\Delta D_1) = a_2(\Delta D_1). \quad (2)$$

Тогда (3):

$$B_2 = A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1. \quad (3)$$

Окончательно функция интенсивности износа имеет вид (4):

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \cdot \Delta D + B_1, \\ a_2(\Delta D) = A_2 \cdot (\Delta D - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1, \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \Delta D &\leq \Delta D_1 \\ \Delta D_1 &\leq \Delta D \end{aligned} \quad (4)$$

В систему уравнений (4) входят только четыре постоянных коэффициента  $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$ , к определению которых и сводится задача аппроксимации эмпирической функции  $a'(\Delta D)$  теоретической функцией  $a(\Delta D)$ . Аппроксимация, т. е. замена эмпирической функции  $a'(\Delta D)$  теоретической  $a(\Delta D)$ , дает наиболее точные результаты в том случае, если интенсивность износа гребня, рассчитанная по функции  $a'(\Delta D)$  и  $a(\Delta D)$ , будет иметь минимальное расхождение, то есть с учетом требований метода наименьших квадратов [6].

Целевой функцией аппроксимации экспериментальных точек будет выражение (5):

$$Z = \sum_{i=1}^n [a(\Delta D_i) - a_i^2] \Rightarrow \min. \quad (5)$$

При этом аппроксимация интенсивности износа гребня сводится к кусочно-линейной аппроксимации эмпирической функции  $a'(\Delta D)$ , заданной  $n$  точками с координатами  $(\Delta D_i; a_i)$ . С учетом выражений (4) целевая функция (5) примет вид (6):

$$\begin{aligned} Z = \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_i + B_1 - a_i]^2 + \\ + \sum_{\Delta D_i > \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + \\ + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_i]^2 \Rightarrow \min. \end{aligned} \quad (6)$$

Целевая функция (6) зависит от четырех параметров  $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$ , однако, учитывая, что  $\Delta D_1$  совпадает с граничным значением линейных отрезков функции  $a'(\Delta D)$ , область его применения ограничена набором  $\Delta D_1; \Delta D_2, \dots; \Delta D_n$ , поэтому для понижения порядка системы неизвестных величин целесообразно зафиксировать значение  $\Delta D_1$  и определить локальный минимум целевой функции  $Z$ , затем повторить решение при другом значении  $\Delta D_1$ , выбрав то, которое обеспечивает наименьшее значение (глобальный минимум) целевой функции  $Z$ . Таким образом, при фиксированном значении  $\Delta D_1$  минимизируется функция трех аргументов  $Z(A_1, A_2, B_1)$ . При решении этой задачи был использован метод «скорейшего спуска», предложенный для численных методов решения уравнений [6, 7].

Вычисления сводятся к построению последовательной группы чисел  $A_{1,k}, A_{2,k}, B_{1,k}$ , где  $k = 2, 3, \dots$  и так далее, исходя из групп  $A_{1,1}, A_{2,1}, B_{1,1}$ , представляющих собой произвольную совокупность чисел, по возможности близкую к какому-либо из решений уравнения (7).

Вычисления производим по формулам (7) и (8):

$$\begin{aligned} A_{1,k+1} &= A_{1,k} - \lambda_k \cdot \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_1} \\ A_{2,k+1} &= A_{2,k} - \lambda_k \cdot \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_2} \\ B_{1,k+1} &= B_{1,k} - \lambda_k \cdot \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial B_1}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\lambda_k$  — масштабирующий коэффициент, определяемый по методу Ньютона

$$\begin{aligned} \lambda_k = \frac{Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_1} \right]^2 + \left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_2} \right]^2 + \left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial B_1} \right]^2} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{1}{\left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_1} \right]^2 + \left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_2} \right]^2 + \left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial B_1} \right]^2} \end{aligned} \quad (8)$$

Частные производные функции (7) по параметрам  $A_1, A_2$  и  $B_1$  вычисляем по уравнениям (9):

$$\begin{aligned} \frac{\partial Z}{\partial A_1} &= 2 \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_i + B_1 - a_i] \cdot \Delta D_i + \\ + 2 \sum_{\Delta D_i > \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_i] \cdot \Delta D_1 \end{aligned}$$



Таблица 1

Результаты расчета предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары тягового подвижного состава

Локомотивное депо	Серия локомотива	Тип профиля	Пред. доп. величина, $\Delta D_{\text{доп.}}$ , мм
Рыбное	ВЛ8	«старый»	3,6
Пермь-Сортировочная	ВЛ11	ДМетИ	1,5
Свердловск-Пассажирский	ЧС2	ДМетИ	1,7
	ЧС7		1,3
Курган	ВЛ10	«старый»	3,1
Мурманск	ЧС2 <sup>Т</sup>	«старый»	2,3
Свердловск-Сортировочный	ВЛ11, ВЛ11 <sup>М</sup>	ДМетИ	2,9
Москва-Пассажирская-Курская	ЧС2	«старый»	3,0
	ЧС7		2,9

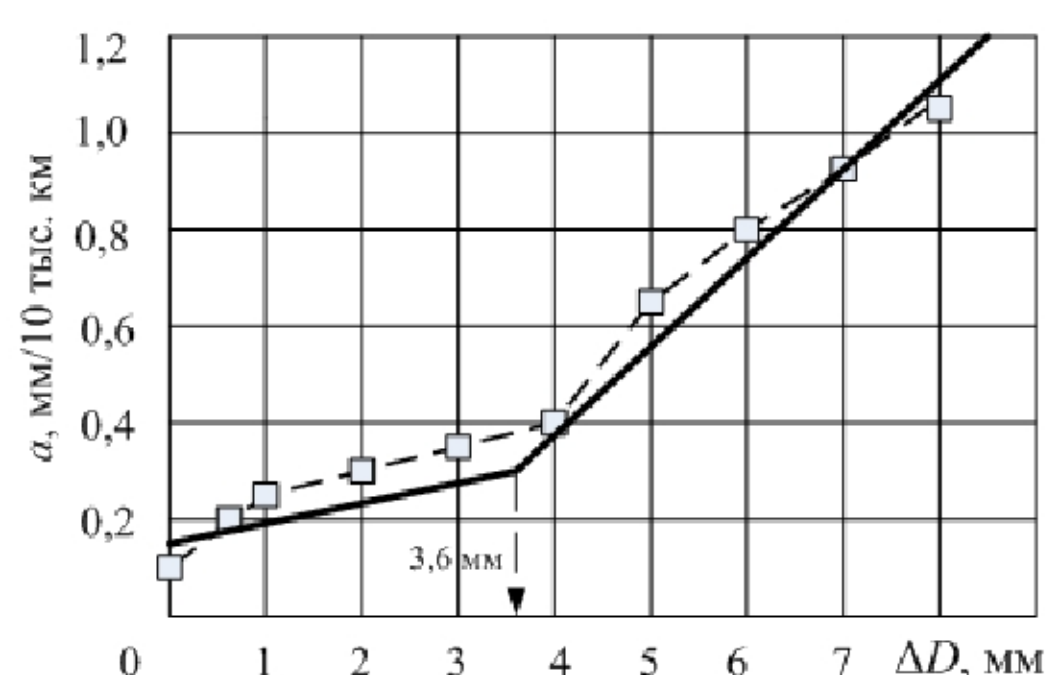


Рис. 2. Зависимость интенсивности износа гребня от разности диаметров бандажей колесной пары электроваз ВЛ10

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial Z}{\partial A_2} &= 2 \sum_{\Delta D_i < \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + \\
 &+ A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 - a_i] \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) \\
 \frac{\partial Z}{\partial B_1} &= 2 \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_i + B_1 - a_i] + \\
 &+ 2 \sum_{\Delta D_i < \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_i]
 \end{aligned} \quad (9)$$

Величины предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары  $\Delta D_{\text{доп.}}$  представлены в табл. 1.

Зависимость интенсивности износа гребня от разности диаметров бандажей колесной пары электроваз ВЛ10 в виде функции интенсивности износа гребня  $\alpha'(\Delta D)$  (рис. 2).

На основании анализа можно утверждать, что  $\Delta D_{\text{доп.}}$  для соответствующих депо и серий локомотивов являются допустимыми значениями разности в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации, так как при величине, большей, чем  $\Delta D_{\text{доп.}}$ , интенсивность износа гребня будет возрастать, что приведет к большому технологическому износу (потере металла при обточке) при восстановлении профиля катания бандажа и увеличению расходов на ремонт колесной пары электровазов ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup> и ЧС7.

Таким образом, разность диаметров бандажей на одной колесной паре существенно влияет на интенсивность уменьшения толщины гребня и незначительно на рост проката. При эксплуатации бандажей колесных пар необходимо руководствоваться рассчитанными значениями и не допускать выхода разности диаметров за предельные значения, так как в противном случае межремонтный период будет лимитировать износ гребня, вследствие чего увеличатся расходы на ремонт, и уменьшится пробег до обточки.

#### Библиографический список

- Буйносов, А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / А. П. Буйносов. — Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2009. — 224 с.
- Буйносов, А. П. Разработка и аппаратная реализация прибора для измерения геометрических параметров бандажей колесных пар [Текст] / А. П. Буйносов // Транспорт Урала. — 2010. — № 3 (26). — С. 64–68.
- Буйносов, А. П. Об износе бандажей электровазов ЧС2 и ЧС7 [Текст] / А. П. Буйносов, В. С. Клинский // Железнодорожный транспорт. — 1992. — № 5. — С. 45–46.
- Буйносов, А. П. Взаимодействие колеса и рельса [Текст] / А. П. Буйносов // Путь и путевое хозяйство. — 1999. — № 5. — С. 22–25.
- Буйносов, А. П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава [Текст] : монография / А. П. Буйносов. — М. : ГОУ «УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2010. — 244 с.
- Шторм, Р. Теория вероятностей. Математическая статистика. Статистический контроль качества / Р. Шторм. — М. : Мир, 1970. — 368 с.
- Хальд, А. Математическая статистика с техническими приложениями / А. Хальд. — М. : ИЛ, 1956. — 426 с.

**БУЙНОВ Александр Петрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая тяга». **ТИХОНОВ Виктор Артурович**, аспирант кафедры «Электрическая тяга».

Адрес для переписки: e-mail: byinosov@mail.ru

Статья поступила в редакцию 23.05.2011 г.

© А. П. Буйносов, В. А. Тихонов