

2. Ахмеджанов, Р. А. Аппроксимация основных магнитных характеристик ферромагнетика [Текст] / Р. А. Ахмеджанов, В. С. Кашка // Транспорт Урала. 2006. № 3 (10). – С. 66 – 69.
3. Кашка, В. С. Математическая модель соленоида с постоянным током [Электронный ресурс] / В. С. Кашка // Материалы XVII российской науч.-техн. конф. «Неразрушающий контроль и диагностика» / ИМАШ УрОРАН. Екатеринбург, 2005. Электрон. оптич. диск. Статья № ТС1-9.
4. Ахмеджанов, Р. А. Математическая модель витка с постоянным током [Текст] / Р. А. Ахмеджанов, В. С. Кашка // Транспорт Урала. 2005. – № 2 (5). – С. 60 – 64.
5. Зацепин, Н. Н. К расчету магнитостатического поля поверхностных дефектов [Текст] / Н. Н. Зацепин, В. Е. Щербинин // Дефектоскопия. 1966. – № 5. – С. 50 – 66.
6. Кашка, В. С. Разработка режимов магнитопорошкового контроля на основе коротких соленоидов с учетом динамических характеристик индикатора дефектоскопа: Автореферат дис... канд. наук. Омск, 2006. – 16 с.

УДК 629.4.027.115

А. В. Бородин, Е. Н. Кулинич, Ю. А. Иванова

### УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РОЛИКОВОЙ БУКСЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

*В статье обоснована актуальность принятия мер для снижения количества неисправностей роликовых букс грузовых вагонов. Предложена усовершенствованная конструкция буксы, обеспечивающая рациональное восприятие комбинированной нагрузки, что приводит к существенному улучшению условий работы подшипников и повышению их ресурса.*

Роликовые буксы грузовых вагонов являются одними из наиболее ответственных узлов подвижного состава, состояние которых влияет на безопасность движения. Согласно программе «Стратегические направления научно-технического развития ОАО «Российские железные дороги» на период до 2015 г.» предполагается увеличение нагрузки на ось до 25 – 27 тс и повышение скорости движения поездов до 120 км/ч [1]. Таким образом, требования к опорным узлам подвижного состава непрерывно возрастают.

По данным Центральной дирекции по ремонту грузовых вагонов на сети железных дорог за последние годы количество случаев брака по неисправностям роликовых букс составляет более 95 % от общего количества случаев брака. Основными ресурсообразующими элементами вагонных букс являются подшипники качения. Следовательно, сохраняется актуальность разработки технических решений, направленных на улучшение условий работы буксовых подшипников и повышение их ресурса.

Характерным показателем неисправности буксы в пути следования является повышенная температура. В структуре показаний средств теплового контроля на сети российских железных дорог за период с 2006 по 2008 г. на нагрев букс грузовых вагонов приходится около 70 % от всех зарегистрированных случаев нагрева деталей подвижного состава. В 2007 г. на российских железных дорогах по неисправностям букс отцеплено 13200 грузовых вагонов (в 2006 г. – 11700 вагонов), из них по нагреву букс – 11500 вагонов, или 87 %. За 6 месяцев 2008 г. из-за нагрева буксовых узлов остановлено 22265 грузовых поездов, отцеплено 3818 грузовых вагонов, что на 8,1 % больше, чем за аналогичный период 2007 г. Основные неисправности роликовых подшипников, выявленные в 2006 – 2008 гг., на долю которых приходится более 10 % от общего количества случаев брака по неисправностям букс, приведены в таблице 1 [2].

Таблица 1 – Количество случаев брака по основным неисправностям роликовых букс

| Вид неисправности                                                                      | Год                      |                                            |                          |                                            |                          |                                            |
|----------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------------|
|                                                                                        | 2006                     |                                            | 2007                     |                                            | 2008                     |                                            |
|                                                                                        | количество случаев брака | процент от общего количества случаев брака | количество случаев брака | процент от общего количества случаев брака | количество случаев брака | процент от общего количества случаев брака |
| Надиры типа «елочка» на торцах роликов и бортах колец                                  | 74                       | 16,8                                       | 63                       | 12,7                                       | 116                      | 15                                         |
| Неисправности колец подшипников (раковины, шелушение, коррозия, трещины, отколы и др.) | 57                       | 12,9                                       | 0                        | 12,1                                       | 182                      | 23,5                                       |

Подшипники в буксах грузовых вагонов подвергаются значительным динамическим нагрузкам вследствие неудовлетворительных эксплуатационных характеристик ходовых частей, в частности, рессорного подвешивания. Однако существует ряд причин возникновения основных неисправностей, связанных с конструктивными несовершенствами типовой вагонной буксы.

Основной причиной возникновения надиров на торцах роликов и бортах колец, трещин и отколов бортов буксовых подшипников является их неэффективная работа под воздействием комбинированной нагрузки (радиальной нагрузки и рамной силы). Передача рамной силы происходит при контакте небольшой площади торцов роликов с бортами колец в условиях трения скольжения.

При скольжении торцов роликов относительно бортов колец происходит торможение роликов и нарушение параллельности осей роликов и колец. Частицы металла, образующиеся при трении скольжения, попадают в смазочный материал и на дорожки качения колец, что приводит к увеличению их абразивного износа.

В зоне трущихся поверхностей в условиях недостаточной смазки возникает значительный нагрев, который фиксируется диагностическими приборами и приводит к необходимости отцепки вагона в текущий ремонт. На рисунке 1 представлены схемы передачи рамной силы передним (а) и задним (б) цилиндрическими буксовыми подшипниками.

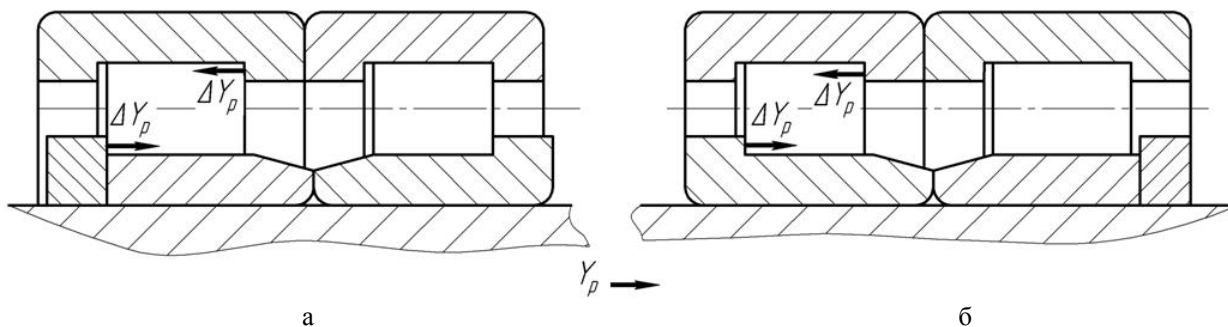


Рисунок 1 – Схемы передачи рамной силы цилиндрическими буксовыми подшипниками

При изготовлении подшипниковых колец в зоне галтелей между бортами и дорожками качения образуются остаточные напряжения. Под воздействием значительной нагрузки в этих местах происходит возникновение и ускоренное развитие трещины, которая может впоследствии привести к отколу борта.

По данным комиссионных осмотров аналогичные неисправности, связанные с неэффективным восприятием рамной силы, зафиксированы и в опытных буксах с коническими кас-

сетными подшипниками в случае выбора осевого зазора и нарушения условий смазывания [3].

Цилиндрические подшипники чувствительны к перекосам. Часть передаваемой рамной силы  $\Delta Y_p$  создает моменты, стремящиеся опрокинуть ролик в вертикальной плоскости, при этом часть образующей ролика и часть дорожки качения подвергаются воздействию дополнительной радиальной нагрузки  $\Delta F_r(Y_p)$ , кН, которая не учитывается при расчете эквивалентной нагрузки на подшипник.

Порождаемое перекосом резкое возрастание давления приводит к разрушению масляной пленки. Происходит соприкосновение металлических поверхностей, при котором действие ролика на кольцо подшипника аналогично действию резца, что значительно повышает вероятность возникновения различных неисправностей кольца.

Дополнительную радиальную нагрузку  $\Delta F_r(Y_p)$ , кН, можно определить по формуле (1), полученной на основании математической модели динамической нагруженности вращающегося ролика буксового подшипника:

$$\Delta F_r(Y_p) = \frac{3Y_p(2r_p - \frac{3}{2}h_6)}{8zl_{eff}}, \quad (1)$$

где  $Y_p$  – средняя рамная сила, передаваемая через подшипник, кН;

$r_p$  – радиус ролика, мм;

$h_6$  – высота борта кольца подшипника, мм;

$z$  – число тел качения в подшипнике;

$l_{eff}$  – фактическая длина контакта образующей ролика с дорожкой качения кольца, мм.

С учетом дополнительной радиальной нагрузки от перекоса тел качения уточненную эквивалентную нагрузку на подшипник  $P'_3$ , кН, можно определить по формуле (2):

$$P'_3 = (F_r + z_n \Delta F_r(Y_p)) K_T K_6, \quad (2)$$

где  $z_n$  – число роликов в нагруженной зоне;

$K_T$  – температурный коэффициент;

$K_6$  – динамический коэффициент безопасности.

Тогда уточненный расчетный ресурс подшипника  $L'_{10}$ , млн об, рассчитывается по формуле (3):

$$L'_{10} = (C_r / P'_3)^{10/3}, \quad (3)$$

а снижение ресурса  $\Delta L_{10}$ , %, с учетом перекоса тел качения – по формуле (4):

$$\Delta L_{10} = [(L_{10} - L'_{10}) / L_{10}] \cdot 100 \%. \quad (4)$$

Результаты расчета снижения ресурса буксовых подшипников  $\Delta L_{10}$ , %, под воздействием радиальной перегрузки в зависимости от скорости движения представлены в таблице 2. Расчет выполнен для подшипника в буксе грузового вагона на тележках модели 18-100 с нагрузкой на ось 235 кН (23,5 тс) при скоростях движения от 80 до 120 км/ч.

Таблица 2 – Результаты расчета снижения ресурса буксовых подшипников под воздействием рамной силы

| Скорость движения поезда, км/ч | Средняя рамная сила, $Y_p$ , кН | Перегрузка от перекоса тела качения $\Delta F_r(Y_p)$ , кН | Снижение ресурса подшипника $\Delta L_{10}$ , % |
|--------------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| 80                             | 30,61                           | 0,773                                                      | 35,19                                           |
| 90                             | 33,25                           | 0,840                                                      | 37,41                                           |
| 100                            | 35,89                           | 0,906                                                      | 39,53                                           |
| 110                            | 38,53                           | 0,973                                                      | 41,56                                           |
| 120                            | 41,16                           | 1,039                                                      | 43,50                                           |

В качестве одного из конструктивных приемов, улучшающих условия работы роликоподшипников, предлагается принципиальная схема раздельного восприятия радиальной нагрузки и рамной силы элементами буксы (рисунок 2). На основе предложенной принципиальной схемы разработана конструкция буксы грузового вагона с двухуровневой модернизацией, защищенная патентами на полезную модель [4, 5].

Модернизированная букса грузового вагона (рисунки 3, а, б) содержит комбинированную опору оси, состоящую из подшипникового узла и шарового подпятника для восприятия рамной силы. Эта букса является взаимозаменяемой с типовой буксой, поскольку сохраняется конфигурация корпуса, торцевого крепления подшипников и центрального отверстия в шейке оси.

Шаровый подпятник (см. рисунки 3, а, б) состоит из пяты 1, шара 2, опоры 3 и подпружиненного упора 4, предназначенного для обеспечения фиксированного взаимного расположения деталей подпятника в нерабочем положении (при отсутствии воздействия рамной силы). Восприятие рамной силы шаровым подпятником повышает вероятность безотказной работы подшипников, за счет этого при введении в конструкцию буксы дополнительных деталей не снижается вероятность безотказной работы узла в целом.

Для повышения быстроходности и нагрузочной способности подшипников наружное кольцо 6 двухрядного радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 3, б) предлагается выполнить в виде втулки без бортов с направляющими кольцами 7, а сепаратор подшипника – с центрирующим пояском 8, контактирующим с внутренней поверхностью кольца. Наружное кольцо обеспечивает минимальные отклонения от цилиндрической формы посадочной поверхности, взаимодействующей с опорной поверхностью корпуса буксы. Цилиндрические поверхности внутреннего кольца позволяют исключить разноразмерность и отклонения форм дорожек качения для роликов, что способствует более равномерному распределению нагрузки на тела качения. Расположение роликов в шахматном порядке обеспечивает возможность дополнительного нагружения ролика при двухрядном исполнении.

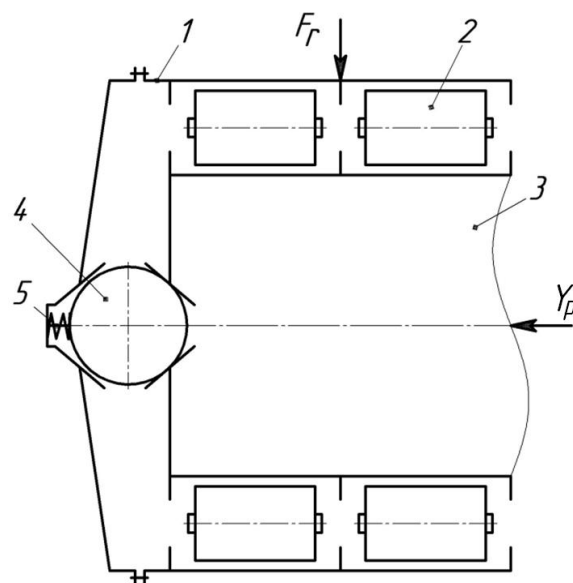


Рисунок 2 – Принципиальная схема буксы с раздельным восприятием составляющих динамической нагрузки: 1 – корпус; 2 – цилиндрический роликовый подшипник; 3 – ось; 4 – шаровой подпятник; 5 – прижимной упор

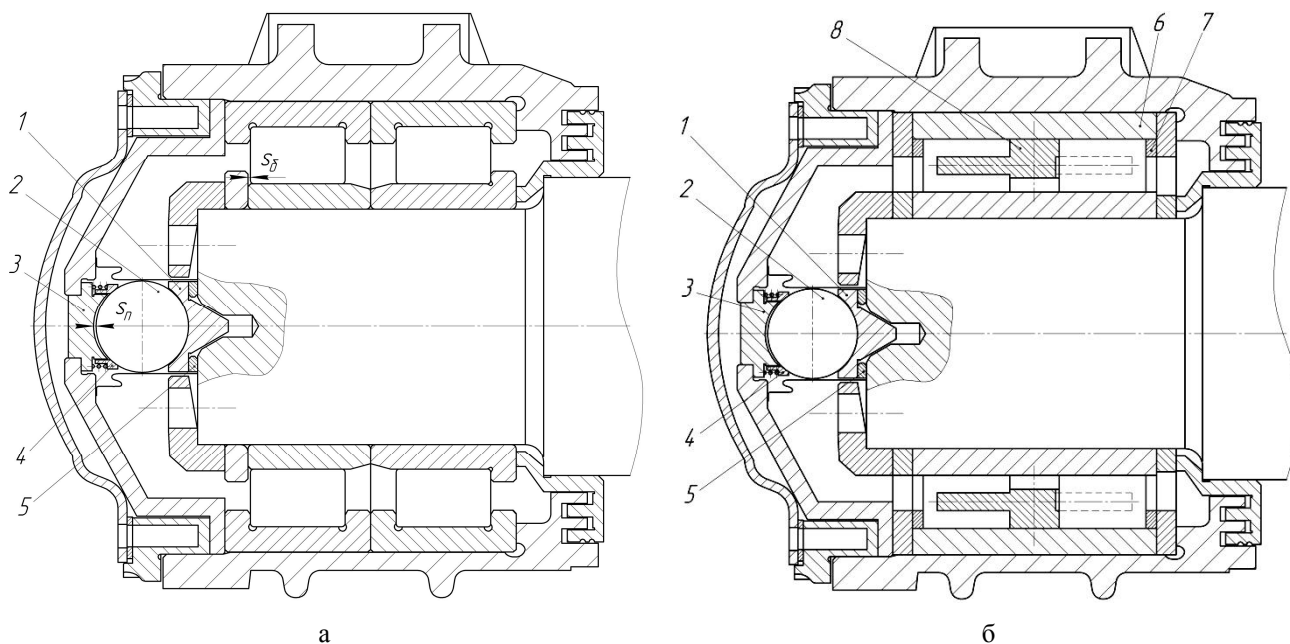


Рисунок 3 – Буксы грузового вагона с торцевым креплением тарельчатой шайбой:  
а – первого уровня модернизации (с шаровым подпятником); б – второго уровня модернизации (с шаровым подпятником и двухрядным роликоподшипником)

Отсутствие воздействия рамной силы на торцевые поверхности роликов, окружная подвижность опорных поверхностей направляющих колец позволяют увеличить быстроходность подшипника, а повышенная точность опорных поверхностей дорожек роликов – его нагрузочную способность.

При разработке комбинированной опоры оси грузового вагона целесообразно обеспечить равный ресурс составляющих элементов, поэтому при расчете ресурса комбинированной опоры ресурс шарового подпятника приравнивается к прогнозируемому ресурсу подшипников качения, выраженному в единицах времени. Ресурс шарового подпятника представляет собой время работы до достижения предельного значения линейного износа деталей в горизонтальном направлении при известной скорости изнашивания сопряжений. Предельное значение износа должно соответствовать условию работоспособности комбинированной опоры: зазор в нерабочем положении шарового подпятника  $s_{\text{п}}$  при предельном износе не должен превышать осевого зазора в буксе  $s_{\delta}$  (см. рисунок 3, а). В противном случае подпятник перестанет воспринимать рамную силу. Задача обеспечения равного ресурса составляющих элементов опоры сводится к подбору начального зазора  $s_{\text{п}}$ , который обеспечит работоспособность опоры до истечения заданного ресурса. Начальный зазор в нерабочем положении подпятника определяется толщиной регулировочной шайбы 5 (см. рисунки 3, а, б).

Реализация перечисленных конструктивных усовершенствований в типовой буксе, направленных на снижение динамической нагруженности роликовых подшипников и улучшение условий их работы, приведет к существенному повышению ресурса ходовых частей подвижного состава. Прогнозируемое повышение ресурса буксовых подшипников в соответствии с методикой определения скорректированного расчетного ресурса подшипников качения [6] при последовательной реализации предложенных уровней модернизации составляет от 33 до 67 %.

## Список литературы

1. Гапанович, В. А. Белая книга ОАО «РЖД»: Стратегические направления научно-технического развития компании [Текст] / В. А. Гапанович // Железнодорожный транспорт. – 2007. – № 8. – С. 2 – 6.

2. Богинский, О. И. Укреплять безопасность движения [Текст] / О. И. Богинский // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2007. – № 4. – С. 10 – 13.

3. Сергеев, К. А. Повышение работоспособности буксового узла с кассетным подшипником [Текст] / К. А. Сергеев, А. Н. Францев // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 7. – С. 58 – 62.

4. Пат. 82011 Российская Федерация, МПК F16C 17/04. Подшипник со сферическими упорными поверхностями [Текст] / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. – № 2008145684/22; заявл. 19.11.2008; опубл. 10.04.2009. Бюл. № 10. – 2 с.: ил.

5. Пат. 65008 Российская Федерация, МПК В 61 F 15/12. Букса с цилиндрическим роликоподшипником [Текст] / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. – № 2007112328; заявл. 02.04.07; опубл. 27.07.2007. Бюл. № 21. – 2 с.: ил.

6. ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность) [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 22 с.

УДК 621.436:629.424.1

А. И. Володин, Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов

### ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДИЗЕЛЯ МЕТОДОМ ВИБЕ

*Рассматривается математическая модель теплового расчета дизельного двигателя методом Вибе. Приведен алгоритм последовательности вычислений. Проведено сравнение полученных в результате моделирования данных с опытными значениями. Рассмотрено влияние доли сгоревшего топлива на индикаторные и эффективные показатели работы дизеля.*

Контроль технического состояния дизельного подвижного состава в условиях эксплуатации и поддержание его в технически исправном состоянии возложено на систему планово-предупредительного ремонта, которая функционирует в настоящее время в ОАО «РЖД».

В настоящее время считается, что планово-предупредительная система ремонта неэффективна, так как по циклу ремонта выполняются работы по некоторым узлам и деталям, которые, исходя из их технического состояния, выполнять нецелесообразно.

Несомненно, что это приводило к увеличению стоимости и продолжительности ремонта, в связи с чем в настоящее время различными научными коллективами разрабатываются системы диагностирования тепловоза, что предполагает исключить ряд работ в ремонтном цикле, которые выполняются в основном для контроля технических размеров и характеристик узлов и агрегатов тепловоза, т. е. для контроля их исправного и неисправного состояния.

Как показывает опыт эксплуатации таких диагностических систем, в локомотивных депо они не выполняют возложенных на них функций. Конечно, основную сложность на разработку таких систем, включающих в себя алгоритмы обработки результатов контроля и принятия решений и формирования объема предшествующего ремонта, оказывает контроль тепловых и динамических параметров энергетических установок.

При использовании систем диагностирования для предремонтного диагностирования потребуется проведение полных реостатных испытаний перед выполнением ремонта, а это – увеличение времени отвлечения локомотива из эксплуатации, повышение стоимости ремонта и ряд других непроизводительных затрат. Очевидно по этой причине перспективная система ремонта – ремонт по техническому состоянию – на сегодняшний день не получил широкого распространения.