

И. Г. МОРЧИЛАДЗЕ, А. М. СОКОЛОВ

Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов

Одним из важнейших резервов повышения эффективности железнодорожного транспорта является снижение продолжительности простоя грузовых вагонов во внеплановом ремонте. Однако, как показывает практика эксплуатации, несмотря на постоянное совершенствование системы технического обслуживания и ремонта, значительная часть жизненного цикла грузовых вагонов тратится на непроизводительное пребывание в ремонтах различных видов. Из анализа причин поступления грузовых вагонов во внеплановый ремонт видно, что одной из основных является отказ различных элементов буксового узла, а именно износ опорных поверхностей буксы и буксового проема боковой рамы, ослабление торцевого крепления буксового подшипника, износ и разрушение роликов и поверхности катания колец буксового подшипника и др. В связи с этим в практике и теории вагоностроения как раньше, так и сейчас актуальной является проблема совершенствования буксовых узлов грузовых вагонов.

Раньше в течение длительного времени под грузовыми вагонами использовали сборные поясные тележки, которые имели буксовые узлы с подшипниками скольжения. Следует отметить, что их конструкция во многом напоминала конструкцию букс двухосных вагонов. В свое время на Уралвагонзаводе (УВЗ) были сконструированы тележки МТ-50 со свободно устанавливаемыми на буксы боковыми рамами (боковинами). Сравнение буксовых узлов поясной тележки и тележки МТ-50 показывает существенную преемственность не только их конструктивной схемы и размеров, но и принципа передачи нагрузок. Однако в буксовом узле тележки МТ-50 выделяются такие более развитые элементы, как кольцевая верхняя вертикальная опорная поверхность и боковые приливы с жесткими ограничителями, которые предназначены для взаимодействия с боковой рамой тележки.

Боковина тележки МТ-50, свободно устанавливаемая на буксовые узлы, выполнена в виде рам-

ной конструкции с концевыми зацепами в форме кривого бруса. Поверхности этой рамы, опирающиеся на буксовые узлы, выполнены в виде кольцевого и челюстных приливов. Размеры буксового узла из-за конструктивных особенностей подшипников скольжения, смазочных устройств и резервуара для смазки (корпуса буксы) практически идентичны буксовому узлу поясной тележки. Эксплуатация тележек МТ-50 показала, что данный буксовый узел в соответствии с требованиями того времени обеспечивал удовлетворительную работу подшипников, в связи с чем был использован при создании тележек ЦНИИ-ХЗ модели 18-100. Необходимо отметить идентичность буксовых проемов тележек МТ-50 и ЦНИИ-ХЗ.

При эксплуатации тележки модели 18-100 с подшипниками скольжения было установлено, что опорная вертикальная поверхность букс в виде кольцевого прилива и боковые направляющие изнашиваются незначительно вследствие попадания на них смазки, а также неболь-

ших смещений букс и боковых рам. Такая особенность работы буксового узла обусловлена тем, что главные перемещения колесных пар относительно боковых рам тележки происходили в системе корпус буксы — вкладыш подшипника — подшипник — шейка оси колесной пары. В этой достаточно подвижной и упругой системе с зазорами, упорами и распределенными опорными поверхностями, покрытыми смазкой, происходит перераспределение нагрузок и реализуются необходимые динамические характеристики буксового узла грузовой тележки. Что касается опорных поверхностей буксы и боковой рамы, то при реализовавшихся в то время нагрузках и скорости движения они оставались малоподвижными и поэтому изнашивались незначительно.

В дальнейшем тележки ЦНИИ-ХЗ начали переводить на подшипники качения (роликовые). Для обеспечения взаимозаменяемости конструкцию боковой рамы тележки с роликовыми подшипниками оставили почти без изменения, т. е. пригодной также для использования с буксами на базе подшипников скольжения с небольшим изменением конфигурации опорной поверхности. Это в свою очередь потребовало создания конструкции роликовой буксы, по своим размерам взаимозаменяемой с буксой, имеющей подшипник скольжения. Именно требование взаимозаменяемости привело к тому, что конструкции первых грузовых роликовых букс имели ряд элементов переходного типа. Вместе с тем конструкторами были предприняты меры, которые учитывали особен-

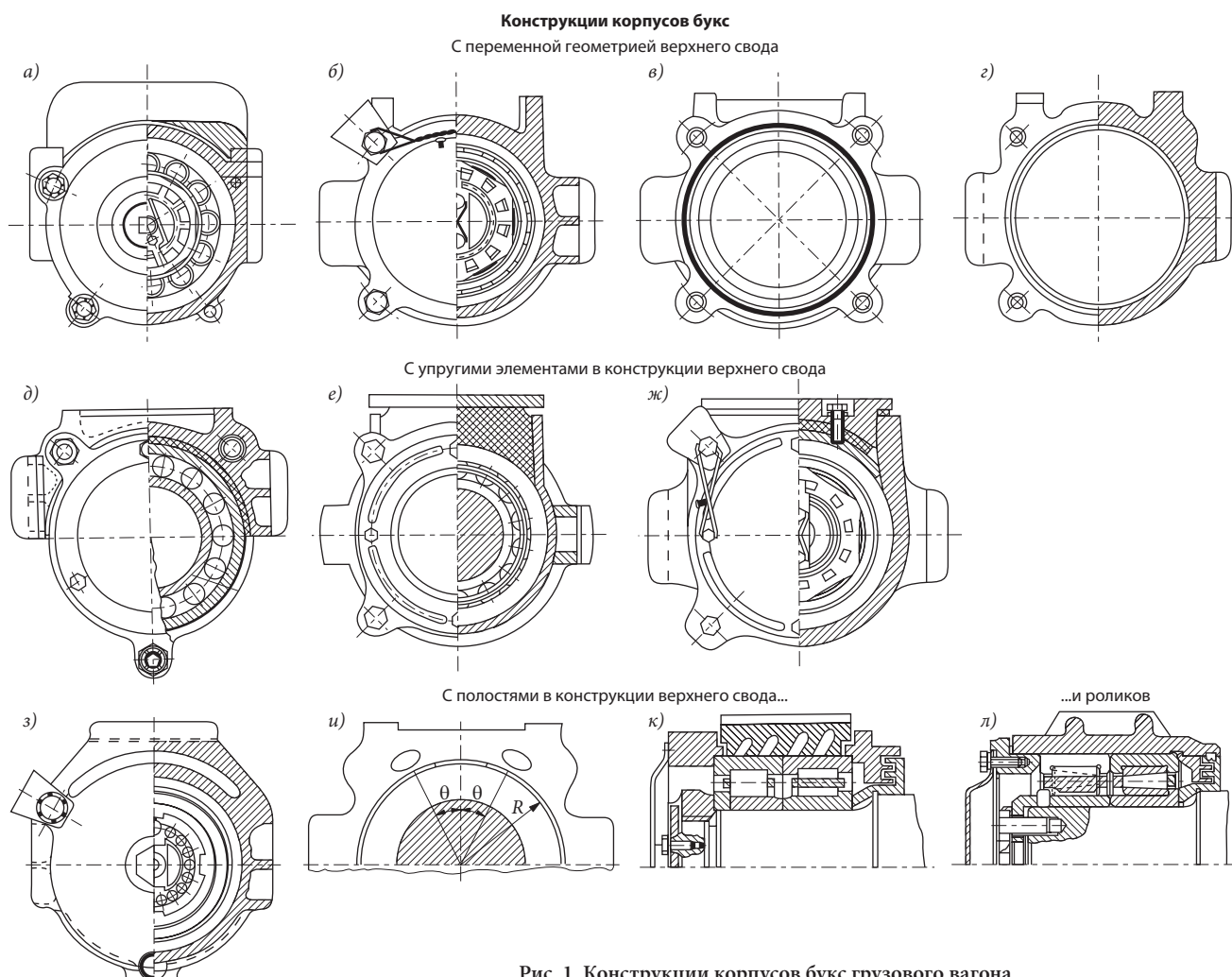


Рис. 1. Конструкции корпусов букс грузового вагона

ности роликовых подшипников, а именно повышенную жесткость, малые зазоры и др.

При переводе тележек модели 18-100 на роликовые подшипники сначала была применена букса с двухрядными сферическими подшипниками. Особенностью этого буксового узла явилось наличие на верхней опорной поверхности корпуса буксы сферического вкладыша, который взаимодействовал с плоской опорной поверхностью в буксовом проеме боковой рамы тележки ЦНИИ-ХЗ. При оснащении корпуса буксы сферическим вкладышем конструкторы преследовали цель обеспечения равномерной передачи вертикальной нагрузки от боковины на подшипниковый узел как в продольном, так и в поперечном направлении. Сферическая опорная поверхность к тому же

должна была компенсировать неравномерность передачи нагрузок, вызываемую возможной непараллельностью опорных поверхностей и маятниковыми колебаниями боковых рам тележки, которые существенно влияют на ресурс роликовых подшипников. Верхняя опорная поверхность вкладыша выполнена плоской, что обеспечивало хорошее взаимодействие с плоской опорой буксового проема.

На УВЗ была изготовлена партия вагонов на тележках модели 18-100 с рассматриваемыми буксовыми узлами и проведены их эксплуатационные испытания. Во время планового осмотра этой партии вагонов, проведенного в 1953 г. после пробега 60 – 130 тыс. км (с момента постройки), было выявлено до 11 % поврежденных подшипников. При разборке и осмотре теле-

жек был обнаружен значительный износ сферических вкладышей на буксах, опорных поверхностях боковых рам и даже надрессорных балок. Экспертная оценка выявленных фактов позволила констатировать, что применение сферических вкладышей на опорной поверхности букс приводит к резкому снижению момента трения в соединении букс с боковой рамой и, как следствие, к усилению колебаний влияния колесных пар и обгона боковых рам. Кроме того, применение роликовых подшипников повышенной жесткости резко увеличивает угловые, продольные и поперечные смещения букс в пределах зазоров в буксовом проеме боковины. Уменьшение этих зазоров может привести к угловому заклиниванию буксы в буксовом проеме, вызывающему значительную перегрузку роликов

подшипника, а чрезмерное увеличение зазоров — к потере устойчивости движения и повышенному динамическому воздействию тележки на путь.

Обнаруженный чрезмерный износ сферических вкладышей стал причиной того, что они были сняты с букс, а ВНИИЖТ провел исследования, направленные на дальнейшее совершенствование роликовых буксовых узлов. На первом этапе исследовали характер распределения нагрузок, действующих на ролики в буксах со сферическими вкладышами. При испытании корпусов букс было выявлено, что их тонкий потолок под сферическим вкладышем чрезмерно деформируется и вызывает перегрузку центрального ролика. Срок службы подшипников при этом не превышал 35 % расчетной величины. После удаления сферического вкладыша внешняя нагрузка стала передаваться через кольцевой прилив корпуса буксы, что привело к перераспределению нагрузки между роликами. Срок службы подшипников при этом достиг 50 % расчетного.

Использование буксы с корпусом в виде полого цилиндра, верхний свод которого (адаптер) имеет переменную толщину (20 — 28 мм), а вертикальные силы передаются на боковые ребра (рис. 1, а), привело к более равномерному распределению нагрузки между роликами и увеличению зоны нагружения подшипника. Такой корпус снабжен боковыми и вертикальными приливами для ограничения смещений относительно боковой рамы тележки.

Между корпусом адаптера и верхним сводом корпуса буксы имеется зазор, который не препятствует деформации свода. Верхняя опорная поверхность адаптера выполнена плоской, что обеспечило благоприятные условия взаимодействия с плоской опорой буксового проема боковины в тележке модели 18-100. В целом данный буксовый узел по конструктивной схеме

во многом похож на соответствующий узел компании SKF, что, по видимому, и помешало его использованию на грузовых вагонах железных дорог СССР.

В тот же период были разработаны и испытаны другие конструкции корпусов букс для роликовых подшипников. Конструкция, представленная на рис. 1, б, выполнена с двумя прямоугольными приливами по краям свода в зоне нагружения роликов. Эти приливы располагаются по всей длине корпуса и служат опорными поверхностями для передачи нагрузки от боковой рамы. По бокам букса также снабжена приливами, которые взаимодействуют с челюстными направляющими боковой рамы тележки. Следует отметить, что авторы данной конструкции решали в основном локальную задачу обеспечения рационального распределения только вертикальной нагрузки между роликами подшипника, пренебрегая неудовлетворительным решением конструкции верхнего опорного соединения и горизонтальных ограничителей, взаимодействующих с челюстными направляющими.

Первоначально расстояние между приливами на корпусе буксы составляло 275 мм, что обеспечивало их удовлетворительное взаимодействие с плоским приливом в буксовом проеме боковой рамы тележки модели 18-100. Толщина поперечного сечения верхнего свода корпуса буксы по вертикальной оси равнялась 20 мм, а под углом 30° — 24,5 мм. Для придания своду корпуса буксы одинаковой жесткости по его длине над лабиринтной частью была сделана выточка. Испытаниями установлено, что в таком корпусе ролики, находящиеся в центре действия радиальной нагрузки, нагружены несколько меньше, чем смежные с ними, причем наиболее нагруженная точка смещена от вертикальной оси на угол $\sigma = 25^\circ 42'$. При этом нагрузка, приходящаяся на расположенный в этом месте ролик, была у переднего подшипни-

ка меньше на 12 — 16 % по сравнению с расчетной, а у заднего на 13 — 15 %. Однако данный корпус буксы имеет существенный недостаток, который заключается в том, что центральный ролик несколько разгружен, а симметричные боковые ролики, смещенные на углы σ и 2σ , несут наибольшую нагрузку. При движении подшипника ролик сначала входит в зону нагружения под действием большой силы, после чего нагрузка уменьшается, затем снова достигает максимума и потом падает до нуля. Такой процесс качения роликов приводит к их дополнительному проскальзыванию. Известно, что ось ролика, вводимого в зону нагружения, занимает случайное положение относительно оси подшипника, определяемое расположением гнезда сепаратора. Если установка ролика происходит под действием небольшой, постоянно возрастающей нагрузки, то она проходит с меньшим воздействием на детали подшипника. Когда же ролик входит в зону нагружения под действием большой силы, которая затем падает и снова возрастает, то такое пульсирующее нагружение может привести к более интенсивному износу колец подшипника и сепаратора.

Для изменения характера распределения нагрузки между роликами во ВНИИЖТе предложили три направления совершенствования корпуса буксы:

- придание своду корпуса в средней части большей жесткости;
- выбор расстояния между приливами 220 — 230 мм и свода с переменным сечением;
- уменьшение расстояния между приливами.

Авторы пришли к выводу, что при уменьшении расстояния между приливами можно обеспечить такое распределение нагрузки, при котором наиболее нагруженным окажется ролик, находящийся в центре, т. е. в направлении вертикальной оси, но при этом уменьшится зона нагружения подшипника. В данном случае эта зона ог-

раничивается расстоянием между приливами на своде. В то же время с уменьшением угла нагружения подшипника его работоспособность и срок службы могут снизиться. В связи с этим данный вариант модификации корпуса буксы был отвергнут авторами без проведения расчетов и каких-либо испытаний.

Наиболее рациональным разработчики признали вариант с увеличением расстояния между приливами до 220 — 230 мм. Однако такая конструкция корпуса буксы требует выполнения конструктивных изменений в буксовом проеме боковой рамы тележки модели 18-100, что было признано нерациональным.

Для того чтобы сохранить рассматриваемую схему нагружения буксы и избежать разгрузки центрального ролика, были проведены исследования, целью которых была проверка эффективности увеличения толщины свода в средней части с 20 до 28 мм с устройством на своде ребер жесткости.

Стендовые испытания, проведенные во ВНИИЖТе, показали, что при увеличении толщины сечения свода до 28 мм разгрузку центрального ролика устранить не удалось. Наиболее нагруженной в подшипнике по-прежнему оставалась точка, смещенная от вертикали на угол $\sigma = 25^\circ 42'$ или $2\sigma = 51^\circ 24'$. Лишь после того, как свод корпуса снабдили двумя ребрами жесткости, центральный ролик загрузился в большей степени, чем смежные с ним, расположенные под углами σ и 2σ , но оказался перегруженным на 20 % по сравнению с расчетным значением. Результаты этого исследования позволяют сделать вывод о том, что при данной схеме нагружения реализацией корпуса буксы с ребрами жесткости на своде можно изменить характер распределения нагрузки между роликами.

На основании результатов стендовых испытаний, проводившихся в 1960 г. в рамках этих исследований только с использованием вер-

тикальной нагрузки, были изготовлены корпуса букс для установки двух цилиндрических подшипников ЦКБ-1521 и ЦКБ-1522. Буксы имели толщину свода 23 мм в вертикальной диаметральной плоскости, а под углом $\sigma = 30^\circ$ — 25 мм. На своде корпуса по осям переднего и заднего подшипников были введены ребра жесткости толщиной 10 мм и высотой 21 мм (рис. 1, в).

Проведенные испытания показали, что в таком корпусе наиболее нагруженными оказались ролики подшипника, находящиеся в плоскости действия радиальной нагрузки. Наиболее нагруженный ролик переднего подшипника по сравнению с расчетным значением был все-таки недогружен на 38 %, а заднего — на 7 %. Отсюда был сделан вывод о том, что данный корпус буксы обеспечивает удовлетворительное распределение вертикальной нагрузки между роликами. Этот вариант был рекомендован как один из основных для тележек модели 18-100. В то же время для придания своду буксы равномерной жесткости по всей длине корпуса рекомендовалось перейти к изготовлению букс со съемными передней и задней крышками, так как проточка корпуса над лабиринтной частью не компенсирует повышенной жесткости свода над задним подшипником, а лишь несколько уменьшает ее.

В свое время в ЦНИИ МПС была разработана букса с арочным восприятием вертикальной нагрузки (рис. 1, з). Предложенная конструкция отличается от рассмотренной тем, что в цельнолитом корпусе буксы в зоне нагружения подшипников была образована полость на дуге 100° , отделяющая свод корпуса от нагружающей арки. Фактически нагружающая арка в данной буксе в определенной степени выполняет роль адаптера рассмотренной ранее буксы, показанной на рис. 1, а. Она, по мнению авторов, воспринимает статические и динамические нагрузки и передает их на боковые стенки буксы. В связи с

этим арка должна обладать достаточной прочностью. Свод корпуса под нагрузкой как бы обтягивает наружные кольца подшипников вокруг роликов, находящихся в зоне нагружения. В результате этого в работу вовлекается большое число роликов. Угол нагружения подшипника и характер распределения нагрузки между роликами можно регулировать величиной выреза по окружности, толщиной сечения свода и приданием своду переменной жесткости. В рассматриваемой конструкции внешняя нагрузка не передается непосредственно на свод корпуса, чем исключается краевое нагружение роликов при маятниковых качаниях боковых рам тележек.

Стендовые испытания модели корпуса буксы с арочным нагружением, проведенные в институте, показали, что при толщине сечения свода 20 мм и вырезе корпуса на дуге 100° число нагруженных роликов во всех трех режимах было равно семи, что составляет половину тел качения подшипников. Наиболее нагруженным оказался центральный ролик, а приходящаяся на него нагрузка была на 15 — 23 % меньше расчетного значения. Такое благоприятное распределение нагрузки между нагруженными роликами обеспечивает плавный вход ролика в зону нагружения.

В разное время отечественными учеными и конструкторами выдвигались различные предложения по модернизации корпуса буксы, которые можно разделить на три направления. Одно из них предусматривает установку упругого элемента в конструкции верхнего свода, компенсирующего неравномерность распределения нагрузки, а также отклонения геометрии опорных поверхностей от номинальных значений.

Такие способы модернизации были предложены ВНИИЖТом, ПКБ ЦВ, ГосНИИВом и КрВЗ (рис. 1, д, е, ж). Однако, как показала серия экспериментов и опытная эксплуатация, у такого рода конструкций

есть ряд существенных недостатков, а именно нестабильность свойств материала упругого элемента в эксплуатации, перегрев подшипника буксы вследствие его термоизоляции упругим элементом с низкой теплопроводностью, а также низкая прочность упругого элемента.

Другим направлением модернизации является варьирование жесткости элементов свода буксы за счет введения в его конструкцию полостей различной конфигурации (рис. 1, з, и, к, л). К этому направлению относятся работы, выполненные во ВНИИЖТе, ДИИТе и МИИТе. И, наконец, третьим направлением, к которому также относятся уже рассмотренные конструкции, является варьирование жесткости верхнего свода корпуса буксы за счет приливов, ребер жесткости, переменного сечения самого свода (рис. 1, а, б, в, г).

Приведенные на рис. 1 конструкции в основном остались на стадии экспериментальных образцов или в лучшем случае прошли этап опытной эксплуатации. Для практического использования были рекомендованы два типа корпусов букс, представленных на рис. 1, в, з. Для их применения в грузовых вагонах не требовалась переделка боковых рам тележек модели 18-100. Однако вагоностроительной промышленностью был освоен серийный выпуск только букс с вертикальными приливами (рис. 1, б, в). Внедрение их несколько улучшило общую ситуацию с отказами буксовых узлов, однако этот вид отказов все же остается одним из основных в практике эксплуатации грузовых вагонов [1]. Для выяснения причин такой ситуации следует проанализировать схемы взаимодействия боковой рамы с буксой.

Известно, что в тележке модели 18-100 боковые рамы жестко, через опорное соединение устанавливаются на буксовые узлы. Это соединение не только передает вертикальные, горизонтальные и продольные нагрузки, но и в пределах

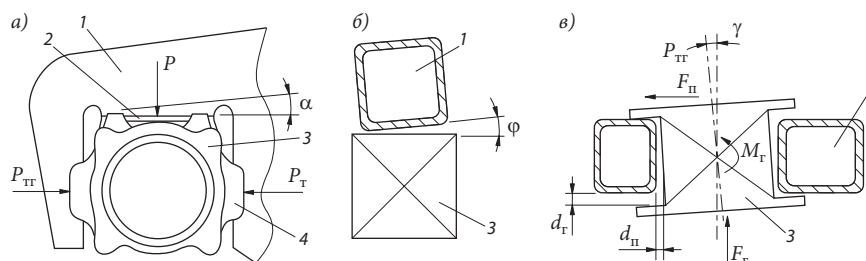


Рис. 2. Схемы взаимодействия боковой рамы и буксового узла:
 F_p, F_t — соответственно продольная и поперечная силы, действующие на буксу

зазоров обеспечивает ограниченную возможность самоустановки колесных пар с жестким ограничением их перемещений, участвует в гашении горизонтальных колебаний необрессоренных масс тележки за счет сил трения в опоре. На рис. 2, а показано взаимодействие элементов соединения в вертикальной плоскости. Боковая рама 1 через прямоугольную опорную поверхность 2 опирается на опорные приливы буксы 3, которая снабжена жесткими ограничителями 4. Через такое опорное соединение передаются вертикальная сила P и горизонтальные P_t и P_p .

Силовое воздействие от тормозной системы P_t тележки (одностороннее нажатие колодок на колеса) старается сдвинуть буксовый узел (на рис. 2, а влево), прижимая его к зацепу боковой рамы. Другое воздействие P_p реализуется при торможении вагонов на горке, при входе в кривые участки пути и стрелочные переводы. Под воздействием силы P_p буксовый узел сдвигается вправо. Разные диаметры колес в тележке, непараллельность опорных поверхностей боковой рамы (угол α) и другие причины часто приводят к тому, что буксовый узел занимает одно из крайних положений. При этом резко усложняются условия самоустановки колесных пар, неравномерно изнашиваются отдельные поверхности букс и боковых рам.

На рис. 2, б показано взаимодействие частей соединения в поперечной вертикальной плоскости. Из-за непараллельности опорных поверхностей боковой рамы 1 или ее маятниковых колебаний реали-

зуется краевое опирание на приливы буксы 3. При этом не только перегружается один из подшипников буксового узла, но и начинается интенсивный неравномерный износ опорных поверхностей.

Неравномерный износ ухудшает самоустановку колесных пар, что приводит к росту силовых взаимодействий, остроконечному накату и т. п.

На рис. 2, в представлена схема взаимодействия элементов соединения в горизонтальной плоскости. Боковая рама 1 устанавливается на буксу 3 с зазорами в поперечном направлении d_p , в продольном направлении d_t . При повороте на угол γ будет действовать момент трения M_t . Все эти параметры существенно влияют на динамические качества тележки. Так, снижение демпфирующих сил может привести к усилению колебаний влияния колесных пар и резко ухудшить динамику вагона. Чрезмерное уменьшение зазоров d_t и d_p может привести к ухудшению самоустановки колесной пары, заклиниванию буксы в проеме боковой рамы, что вызовет перегрузку подшипников с известными последствиями.

Обследование технического состояния опорных соединений в тележках 18-100 показало, что во многих случаях этот узел работает неудовлетворительно. Прямоугольная опорная поверхность боковой рамы тележки своими краями ложится на края приливов буксы, в результате чего возникает неравномерный износ обеих поверхностей. У 10 — 15 % обследованных тележек были обнаружены односторонние износы челюстей. Такой износ воз-

можен, если букса по каким-либо причинам постоянно прижата к одной из челюстей боковой рамы.

Работа опорного соединения тележки 18-100 осложняется еще и тем, что рамы и буксовые узлы обезличены. Тележка может эксплуатироваться с опорными поверхностями, имеющими разную степень износа, что существенно снижает ресурс этого соединения и ухудшает динамические качества тележки.

Таким образом, можно сделать вывод, что опорное соединение боковой рамы и буксового узла работает неудовлетворительно и его элементы подвергаются во время эксплуатации интенсивному неравномерному износу, существенно изменяющему динамические параметры узла, могущему приводить к перегрузке подшипников, подрезу гребней колесной пары. Этот узел требует модернизации, которая увеличила бы ресурс пар трения, снизила перегрузку подшипников и улучшила самоустановку колесных пар. При разработке вариантов модернизации должны улучшаться не отдельные элементы, а все опорное соединение боковой рамы и буксового узла как единая взаимосвязанная динамическая система со строго определенными параметрами.

Анализируя особенности взаимодействия буксы с боковой рамой тележки, связанную с этим потерю прочности ее элементов, а также оценивая способы модернизации ее конструкции, можно сделать следующие выводы:

- помимо вертикальной нагрузки в буксовом узле действует также

еще ряд сил и моментов, вызывающих его пространственное нагружение и перекосы опорных поверхностей, что ведет к их неравномерному износу;

- на работоспособность буксового узла существенно влияют состояние опорных поверхностей, динамика контакта корпуса буксы с боковой рамой тележки, отклонения формы элементов узла и характера их пространственного нагружения;

- основные способы модернизации направлены на равномерное распределение контактной нагрузки, компенсацию отклонений формы опорных поверхностей и стабилизацию параметров трения в опорных соединениях.

С учетом этих соображений на основе синтеза нечетких моделей прочности (FDMS-метода) было разработано семейство математических моделей прочности буксовых узлов [2]. Эти модели охватывают широкую гамму факторов, потенциально влияющих на отказы буксового узла грузовых вагонов. Модели анализировались в рамках FDMS-метода с учетом неопределенности исходной информации и неизвестной релевантности моделей прочности. По итогам анализа была выбрана математическая модель прочности буксового узла, наиболее релевантная практике эксплуатации и экспериментальным данным. На ее основе были проанализированы основные из приведенных выше конструкций корпусов букс. Их сравнительный анализ показал, что конструкции, основанные на приложении вертикальной нагруз-

ки со смещением в обе стороны от центра и переменной толщине верхнего свода корпуса буксы (см. рис. 1, а, з), наиболее эффективны по критериям усталостной прочности поверхностей катания колец буксового подшипника, что в общем согласуется с экспериментальными данными, полученными ранее ВНИИЖТом.

В заключение следует отметить, что существующая конструкция корпуса буксы хотя и является более прогрессивной, нежели некоторые, предлагавшиеся ранее, тем не менее далека от совершенства и требует доработки. Между тем работа с математическими моделями прочности буксовых узлов показала, что у «классической» роликовой буксы есть резервы повышения работоспособности за счет модификации конструкции корпуса. Это может поднять ее ресурс до уровня лучших образцов букс с кассетными коническими подшипниками. Полученные в результате анализа буксовых узлов с использованием FDMS-метода модели прочности обладают высокой релевантностью и могут быть использованы для дальнейшего совершенствования буксовых узлов грузовых вагонов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Морчиладзе И. Г. Метод ситуационной адаптации вагонов к международным перевозкам грузов. СПб.: ООО «Издательство ОМПресс», 2005. 216 с.
2. Соколов А. М. Метод синтеза нечетких моделей прочности для совершенствования соединений элементов конструкций подвижного состава. СПб.: ООО «Издательство ОМПресс», 2006. 208 с.

Редакция журнала

«Железные дороги мира»

приглашает на внештатную работу переводчиков с английского, немецкого и французского языков, имеющих опыт работы на железнодорожном транспорте и проживающих в Москве или Московской области.

Обращаться по телефону (495) 317-55-65 или по электронной почте zdm@css-rzd.ru.