

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И ЭКОЛОГИЯ

УДК 629.4.027.4

DOI 10.46973/0201-727X_2023_1_224

*И. А. Гайшинец, С. В. Доронин, И. И. Доронина, М. В. Яранцев***БУКСОВЫЙ УЗЕЛ ЛОКОМОТИВА ДЛЯ УСТАНОВКИ ОСЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ПО РАДИУСУ КРИВОЙ**

Аннотация. При прохождении железнодорожной тележки криволинейных участков пути возникают значительные силы давления гребней колес на наружную рельсовую нить, которые приводят к повышенному сопротивлению движению и интенсивному боковому износу контактирующих поверхностей. Причиной этому является образование больших величин углов набегания колес на рельсы, поэтому для их устранения применяют управляемые устройства, обеспечивающие радиальную установку осей колесных пар в кривой. Однако недостатки, имеющиеся в известных системах управляемого разворота колесных пар, не дают возможности в полной мере использовать такие системы на тяговом подвижном составе. Для решения данной проблемы в работе представлена модернизированная конструкция буксового узла электровоза. Оценка работоспособности предложенного узла проводилась по результатам прочностного расчета с использованием метода конечных элементов в наиболее неблагоприятных режимах работы буксы. Анализ показал, что модернизированный узел соответствует требованиям к прочности конструкции.

Ключевые слова: вписывание в кривые, износ гребня, колесная пара, радиальная установка, буксовый узел, модернизация, прочностной расчет.

Для цитирования: Буксовый узел локомотива для установки осей колесных пар по радиусу кривой / И. А. Гайшинец, С. В. Доронин, И. И. Доронина, М. В. Яранцев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 1. – С. 224–233. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_1_224.

Введение

Колесная пара подвижного состава является важной составной частью рельсового транспортного средства, обеспечивающая передачу нагрузок на верхнее строение пути. Увеличение объемов перевозок привело к усложнению условий взаимодействия колеса с рельсом. Вследствие этого главными причинами для обточка колесной пары стал повышенный износ гребня, на долю которого приходится большая часть всех обточек [1, 2].

Как показывают исследования [3], при вписывании подвижного состава в кривые участки пути тележка занимает перекосное положение. Одновременно с этим явлением в каждой тележке поворачиваются оси колесных пар, образуя с поперечной осью тележки углы разворота. Перекашивание тележек и разворот осей колесных пар происходит в направлении противоположном вращению центра масс тележки вокруг центра кривой. При этом в кривых малого радиуса данные углы достигают больших значений, как следствие, гребень колеса первой по ходу колесной пары с большим усилием воздействует на наружный рельс, что ведет к интенсивному износу.

В попытке устранить причину вышеуказанной проблемы многие ученые все больше обращают внимание на создание специальных устройств, обеспечивающих радиальную установку колесных пар (РУКП) в рельсовой колее. Они позволяют расположить оси колесных пар так, чтобы угол набегания колеса на рельс был равен нулю или был близким к нулю. Испытания тележек с управляемыми системами РУКП показывают превосходные результаты в уменьшении износа гребня по сравнению с неуправляемыми и полууправляемыми механизмами [4].

Отличительной особенностью тележек данного типа является наличие привода, осуществляющего передачу разворачивающего момента на колесную пару или тележку. Такие системы можно разделить на три группы: пневматические, гидравлические и механические. Первые две группы используют рабочую жидкость или газ, которые требуют наличие трубопровода, что увеличивает сложность конструкции тележки; помимо этого, эксплуатация в суровых климатических условиях с низкими температурами понижает надежность системы из-за возможности его обрыва. В механических системах поводковая связь заменяется шарнирно-рычажной передачей, которая значительно повышает массу и требуемый разворачивающий момент. К тому же необходимо наличие свободного места, которого

практически нет в локомотивной тележке. Многими исследованиями подтверждается, что управление положением рамы тележки для уменьшения износа гребней колес менее эффективно, так как требуется большой управляющий момент в отличие от разворота колесной пары [3, 4].

Приведенные недостатки существующих устройств управляемого разворота осей колесных пар в радиальное положение не дают возможности в полной мере использовать такие системы на тяговом подвижном составе. Поэтому необходимо разработать такое устройство, которое обеспечит прямое управление колесной парой и будет достаточно компактной для его размещения в локомотиве. Для этого была осуществлена модернизация буксового узла электровоза (непосредственно связанная с колесной парой), в котором выделяются две части с возможностью поступательного смещения относительно друг друга с помощью самотормозящего винтового механизма.

Модернизированная конструкция буксы

Конструкция измененного узла (рис. 1) состоит из рамы буксы 1, связанной поводками с рамой тележки, и опирается на корпус 5 через ползун 6. «Гайка» самотормозящего винтового механизма имеет форму двух приливов на передней крышке 3; винты 2 проходят через «гайку» и двумя шарнирами присоединены к раме буксы 1 с возможностью вращения вокруг своей оси. Упорные подшипники 4, расположенные на винтах 2, передают продольные силы на поводки через раму буксы 1. При движении в кривых от приводного устройства винты 2 начинают вращаться, перемещая переднюю крышку 3 вместе с корпусом буксы 5 вдоль продольной оси рамы тележки. Противоположно направленное смещение центров букс на концах колесной пары приводит к повороту оси в радиальное положение. При движении состава по прямолинейному участку пути передняя крышка 3 вместе с корпусом 5 находится в среднем фиксированном положении.

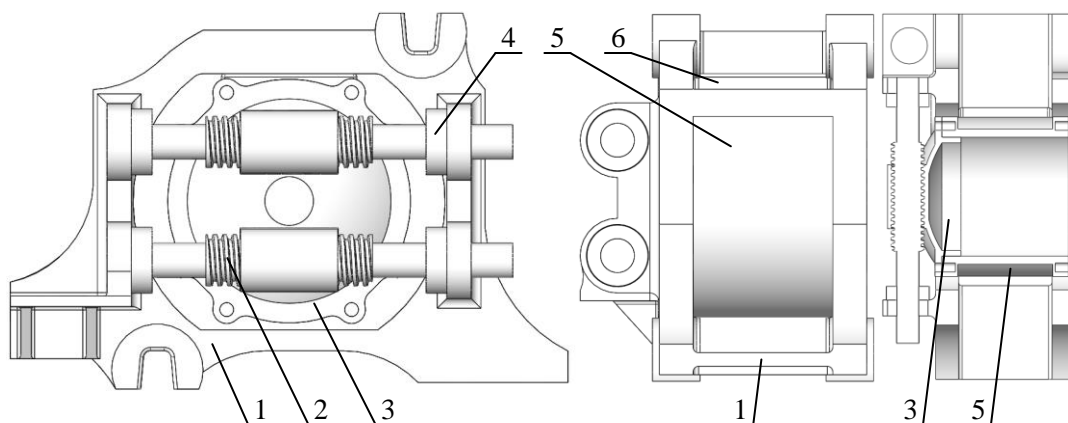


Рис. 1. Конструкция модернизированного буксового узла:

1 – рама буксы; 2 – винт; 3 – передняя крышка; 4 – упорный подшипник; 5 – корпус буксы; 6 – ползун

В предлагаемой конструкции буксового узла болтовое соединение передней крышки и корпуса буксы не воспринимает основные нагрузки. Передача сил от винтов осуществляется через эллиптическую часть передней крышки, располагающейся внутри корпуса буксы. Благодаря своей форме крышка не проворачивается вокруг своей оси.

Винтовая передача, реализуемая в данной конструкции, была выбрана по причине ее основных преимуществ: компактность, простое изготовление, высокая нагрузочная способность, поступательное перемещение «гайки» с высокой точностью. Ее использование вместе с электромеханическим приводом обеспечивает низкий расход энергии и высокую надежность при малых габаритах.

Количество мест для установки винта в новой конструкции ограничено. Другим возможным местом для его размещения является нижняя часть рамы. Однако несоосное расположение винта и продольной оси корпуса будут создавать момент, при котором корпус буксы начнет вращаться вокруг оси колесной пары при передаче тяговых сил и управляющих воздействий [5].

Использование двух винтов на боковой поверхности корпуса обуславливается несколькими преимуществами, недоступными при одновинтовом исполнении. Во-первых, увеличивается площадь контакта и равномерного распределения нагрузки по всей поверхности резьбового соединения с последующей передачей ее на приливы рамы буксы. Другим достоинством является возможность установки датчиков (кроме типовых), подводимых через технологическое отверстие в передней крышке, необходимых для оценки состояния подвижного состава и управления процессами движения [5].

Важной особенностью модернизированной конструкции буксового узла локомотива является то, что управляемый момент, передаваемый на ось колесной пары для ее установки в радиальное положение, не зависит от жесткости упругих поводков. Вследствие этого управляемое воздействие на каждую буксу становится меньше продольной нагрузки на буксу в тяговом режиме работы локомотива и уменьшает накопление повреждений от системы РУКП в традиционных тележках [3].

Со всеми перечисленными преимуществами данный буксовый узел не лишен недостатков. С введением новых элементов увеличивается неподдрессоренная масса, сложность конструкции и обслуживания. Винтовая пара нуждается в защите от пыли, снега, грязи, которые негативно влияют на ее работу. Принудительный разворот колесной пары требует применение микропроцессорной системы управления, а для связи электродвигателя с винтами необходим редуктор.

Оценка прочности новой конструкции буксы

Так как буксовый узел подвергся конструктивным изменениям, то необходимо оценить его прочность [6]. Построение трехмерной модели и выполнение прочностного расчета модернизированной буксы производилось в современной системе автоматизированного проектирования *SolidWorks*, разработанной компанией «*Dassault Systemes*». В данном программном комплексе интегрирован расчетный модуль *Simulation*, позволяющий решать различные инженерные задачи методом конечных элементов (МКЭ). Это дает возможность оценить работоспособность конструкции еще на стадии проектирования до момента изготовления и испытания опытных образцов.

МКЭ занял лидирующее положение благодаря возможности моделировать широкий круг объектов и явлений. Основная идея МКЭ состоит в том, что любую непрерывную величину (например, перемещение) можно представить в виде набора более простых функций, разбив область определения на конечное число элементов. При этом искомая непрерывная величина определена в точках, ограничивающих эти элементы.

Перед проведением прочностного расчета к новой конструкции прикладываются граничные условия, включающие в себя нагрузки, крепления, условия взаимодействия деталей, описывающие поведение модели в реальных условиях эксплуатации. Для определения максимальных напряжений, влияющих на работоспособность модели, были использованы три наиболее тяжелых режима работы буксы с различными сочетаниями одновременно действующих нагрузок:

1 – учет максимальных продольных ударных сил (Iб [6]);

2 – учет сил, действующих при движении в кривых участках пути с максимальным разрешенным непогашенным ускорением (IIа);

3 – учет сил, действующих при трогании с места (IIб).

Для трех рассматриваемых режимов были рассчитаны основные нагрузки, действующие на буксовый узел. В обозначениях сил нижний индекс указывает на краткое наименование, верхний – на вертикальное (в), поперечное (б) и продольное (п) направление действия.

Статическая нагрузка $P_{ст}^в$, передаваемая на один буксовый узел, определяется по формуле:

$$P_{ст}^в = \frac{(m_k + n_{тс} \cdot m_{тп}) \cdot g}{n_{бс}}, \quad (1)$$

где m_k – масса кузова секции, т;

$m_{тп}$ – масса подрессоренной части тележки, т;

$n_{бс}$ – число буксовых узлов в секции локомотива;

$n_{тс}$ – число тележек в секции локомотива;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Центробежная сила $F_{ц}^б$ образуется при движении электровоза в кривых участках пути. Величина центробежной силы, с учетом возвышения наружного рельса, на одну буксу определяется по формуле:

$$F_{ц}^б = \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{h_p}{2s_k} \right) P_{ст}^в, \quad (2)$$

где v – максимальная допустимая скорость движения локомотива по участку кривой, м/с [7];
 R – радиус кривой, м;
 h_p – возвышение наружного рельса, м;
 s_k – половина расстояния между точками контакта колес с рельсами, м.

Под действием центробежной силы происходит перераспределение вертикальной нагрузки. Она нагружает одну и разгружает другую шейку колесной пары. Вертикальная нагрузка от центробежной силы на одну буксу определяется по формуле:

$$F_{\text{ц}}^{\text{в}} = F_{\text{ц}}^{\text{б}} \frac{h_k}{2s_{\text{б}}}, \quad (3)$$

где $s_{\text{б}}$ – половина расстояния между центрами букс одной колесной пары, м;
 h_k – расстояние от оси колесной пары до центра тяжести секции электровоза, м.

Помимо центробежной силы в горизонтальной плоскости действует сила давления ветра $F_{\text{в}}^{\text{б}}$, прикладываемая в центре боковой проекции кузова. Она определяется по формуле:

$$F_{\text{в}}^{\text{б}} = \frac{\omega S}{n_{\text{бс}}}, \quad (4)$$

где ω – давление ветра, перпендикулярное боковой стене локомотива, кН/м²;
 S – площадь боковой проекции кузова, м².

Вертикальная нагрузка на одну шейку колесной пары от давления ветра $F_{\text{в}}^{\text{б}}$ определяется по формуле (3), где $F_{\text{ц}}^{\text{б}}$ заменяется на $F_{\text{в}}^{\text{б}}$, h_k на $h_{\text{в}}$ – расстояние от оси колесной пары до равнодействующей давления ветра, м.

Вертикальные кососимметричные силы $F_{\text{кс}}^{\text{б}}$ состоят из четырех равных по абсолютной величине вертикальных сил тележки, из которых две, расположенные по диагонали, действуют вверх, а две другие – вниз. Значения кососимметричных сил принимают равными 10 % от вертикальной нагрузки на буксовый узел [6].

При работе тягового электродвигателя (ТЭД) возникают силы тяги, которые догружают или разгружают часть тележки. Максимальная сила тяги $F_{\text{т}}^{\text{п}}$, приходящаяся на один буксовый узел, образуется при трогании с места.

При работе ТЭД на маятниковую опору действует вертикальная сила, вычисляемая по формуле:

$$F_{\text{мотэд}}^{\text{в}} = \frac{M_{\text{э}} \cdot R_{\text{зк}}}{l_{\text{од}} \cdot r_{\text{ш}}}, \quad (5)$$

где $M_{\text{э}}$ – электромагнитный момент ТЭД, кНм;
 $R_{\text{зк}}$ – радиус зубчатого колеса, м;
 $l_{\text{од}}$ – расстояние между точками опор двигателя, м;
 $r_{\text{ш}}$ – радиус делительной окружности шестерни, м.

В тележке электровоза оба тяговых двигателя расположены встречно друг другу. Усилия $F_{\text{мотэд}}^{\text{в}}$, возникающие при работе ТЭД, будут направлены в противоположные стороны и создадут момент, вызывающий увеличение нагрузки передней и уменьшение задней колесной пары на величину $F_{\text{тэдкп}}^{\text{в}}$, вычисляемую по формуле:

$$F_{\text{тэдкп}}^{\text{в}} = \frac{F_{\text{мотэд}}^{\text{в}} \cdot b_{\text{пд}}}{2a_{\text{т}}}, \quad (6)$$

где $b_{\text{пд}}$ – расстояние между подвесками двух двигателей, м;
 $a_{\text{т}}$ – половина базы тележки, м.

Продольные силы инерции, действующие на буксовый узел при соударениях с единицами подвижного состава, вычисляются по формуле:

$$F_{\text{ин}}^{\text{п}} = F_N^{\text{п}} \frac{m_{\text{эл}}}{M_{\text{л}}}, \quad (7)$$

где $F_N^{\text{п}}$ – сила, приложенная к упорам автосцепных устройств, кН;
 $m_{\text{эл}}$ – масса узла или элемента экипажа, т;
 $M_{\text{л}}$ – масса локомотива, т.

Продольная сила, приложенная по осям автосцепки, принимается равной 2500 кН [6]. Так как буксовый узел жестко связан с колесной парой, то учитывалась неподрессоренная масса, приходящаяся на одну буксу.

Дополнительные вертикальные силы на опорах кузова от действия продольной силы инерции кузова, передаваемой на тележку, вычисляется по формуле:

$$F_{\text{инк}}^{\text{в}} = F_{\text{инк}}^{\text{п}} \frac{h_{\text{о}}}{2B}, \quad (8)$$

где $h_{\text{о}}$ – расстояние от центра тяжести кузова до плоскости опор на тележку, м;
 B – половина базы кузова, м.

Дополнительные вертикальные силы на опорах кузова при трогании с места $F_{\text{тск}}^{\text{в}}$, приходящиеся на тележку, определяются с учетом силы тяги $F_{\text{т}}^{\text{п}}$ по формуле:

$$F_{\text{тскт}}^{\text{в}} = n_{\text{бс}} F_{\text{т}}^{\text{п}} \frac{h_{\text{о}}}{2B}. \quad (9)$$

Расчет силы диссипации и упругости производился на основе упрощенной модели подвижного состава с двумя степенями свободы, двигающегося по жесткому пути [8]. В результате моделирования получили максимальные значения силы диссипации $F_{\text{дис}}^{\text{в}}$, равное 30 кН, и упругости $F_{\text{упр}}^{\text{в}}$ – 15 кН, приходящиеся на один буксовый узел.

Горизонтальная поперечная динамическая нагрузка определяется умножением суммы всех поперечных сил на коэффициент горизонтальной динамики $K_{\text{дгор}}$ по формуле:

$$F_{\text{дин}}^{\text{б}} = (F_{\text{ц}}^{\text{б}} + F_{\text{в}}^{\text{б}}) \cdot K_{\text{дгор}}. \quad (11)$$

Полученные значения расчетных нагрузок сведены в табл. 1, в которой знак «✓» указывает на включение значения в расчет. На рис. 2 показана расчетная схема приложения поперечных 1, продольных 2 и вертикальных 3 сил.

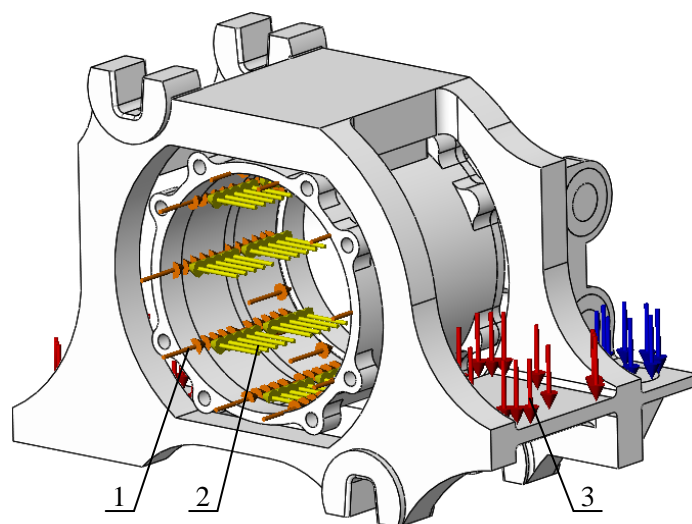


Рис. 2. Расчетная схема приложения нагрузок:
 1 – поперечные; 2 – продольные; 3 – вертикальные силы

Таблица 1

Сочетания нагрузок в различных расчетных режимах

Расчетные нагрузки	Символ	Значение, кН	Расчетные режимы		
			1	2	3
Вертикальная статическая нагрузка	$P_{ст}^B$	87,824	✓	✓	✓
Вертикальная нагрузка от центробежной силы	$F_{ц}^B$	4,864		✓	
Вертикальная нагрузка от давления ветра	$F_{в}^B$	3,125		✓	
Вертикальная нагрузка от силы диссипации	$F_{дис}^B$	30,000		✓	
Вертикальная нагрузка от силы упругости	$F_{упр}^B$	15,000		✓	
Вертикальная сила от кузова при действия продольной силы инерции кузова	$F_{инк}^B$	22,681	✓		
Вертикальная сила от кузова при трогании с места	$F_{тск}^B$	12,312			✓
Вертикальная сила от ТЭД при трогании с места	$F_{тстэд}^B$	5,116			✓
Вертикальная сила при кососимметричной нагрузке	$F_{кос}^B$	8,782		✓	
Горизонтальная продольная нагрузка от силы тяги	$F_{т}^H$	45,500			✓
Горизонтальная продольная нагрузка от сил инерции	$F_{ин}^H$	35,745	✓		
Горизонтальная поперечная нагрузка от центробежной силы	$F_{ц}^6$	6,295		✓	
Горизонтальная поперечная нагрузка от давления ветра	$F_{в}^6$	3,438		✓	
Горизонтальная поперечная динамическая нагрузка	$F_{дин}^6$	2,920		✓	

Условия закрепления рассматриваемой модели аналогичны реальным условиям ее работы в конструкции тележки: буксовые поводки передают тяговые и боковые усилия, поэтому в места их крепления в раме буксы были установлены ограничения продольных и поперечных перемещений 1. На внутренней цилиндрической части корпуса буксы добавлено ограничение вертикальных перемещений 2, имитирующие опору на осевые подшипники. К этой же грани подведены жесткие связи 3, удаленные на половину расстояния между центрами букс одной колесной пары, не допускающие поворот корпуса относительно винтов при действии нагрузок. Кинематические граничные условия показаны на рис. 3. Сетка конечных элементов (рис. 4) выполнена из объемных тетраэдров в соответствии с требованиями расчетной системы [9].

Традиционный буксовый узел электровозов изготавливают литьем из стали марки 25Л (с пределом текучести $\sigma_T = 235 \text{ Н/мм}^2$). Этот материал был использован в передней крышке, корпусе буксы и винтах. К упорным подшипникам применена сталь ШХ15 ($\sigma_T = 390 \text{ Н/мм}^2$). По причине высокой загруженности рамы и ползуна была выбрана сталь 30ХГСФЛ ($\sigma_T = 392 \text{ Н/мм}^2$). Материалы считаются однородными, изотропными, линейно-упругими [9, 10]. Механические свойства материалов имеют близкие значения – модуль упругости равен $0,205 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}^2$, коэффициент Пуассона – 0,30.

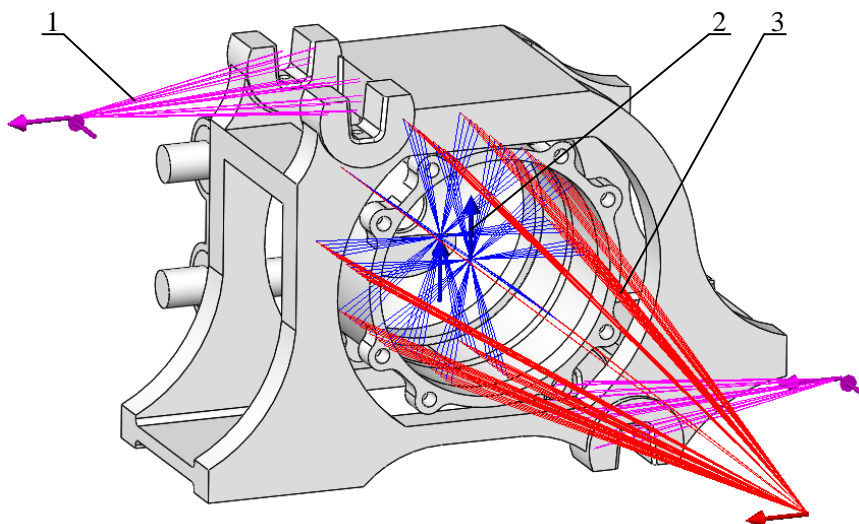


Рис. 3. Расчетная схема эксплуатационных ограничений:

1 – продольные и поперечные перемещения; 2 – вертикальные перемещения;
3 – закрепление оси колесной пары

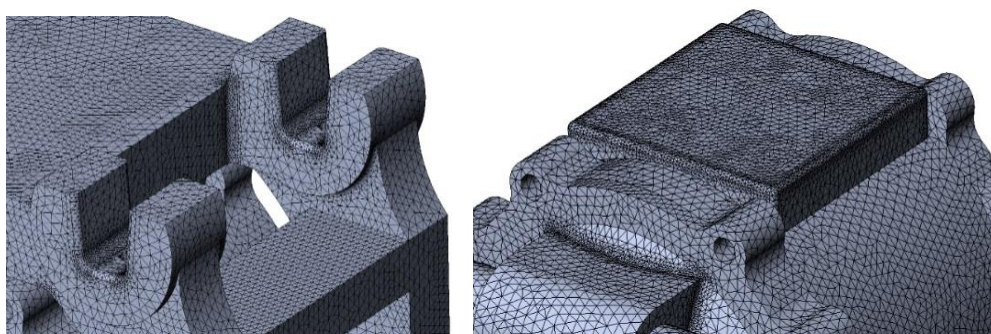


Рис. 4. Конечно-элементная сетка модернизированного буксового узла

С учетом того что в данной сборке присутствует резьбовое соединение, имеющее сложную геометрию, было принято решение заменить этот узел на цилиндрическую втулку и произвести расчет элемента отдельно для уменьшения времени вычислений и получения адекватных результатов.

Прочность конструкции оценивалась по допускаемым напряжениям по отношению к пределу текучести σ_T материала. Согласно [6] допускаемые напряжения для режима 1 составляют – $0,9\sigma_T$, для режима 2 и 3 – $0,6\sigma_T$.

В результате проведенного расчета были получены максимальные напряжения, возникающие в элементах буксового узла в трех расчетных режимах (табл. 2). Как показано на рис. 5 максимальные напряжения, сконцентрированные на ползуне, в местах крепления винтов и приливов под поводки не превышают допустимых, что говорит о выполнении требований к прочности конструкции. Материал для передней крышки и упорных подшипников можно заменить на менее прочный, так как коэффициент запаса по допускаемым напряжениям больше 1,5.

Таблица 2

Максимальные напряжения в элементах буксового узла

Деталь	Расчетный режим	Максимальные напряжения, Н/мм ²		Допустимые напряжения, Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²
Корпус буксы	1	36		211	235
	2	41			
	3	44			
Передняя крышка	1	84		211	
	2	82			
	3	73			
Винт (верхний нижний)	1	70	59	211	
	2	89	87	141	
	3	97	81		
Рама буксы	1	204		352	392
	2	190		235	
	3	145			
Ползун корпуса	1	197		352	
	2	207		235	
	3	158			
Упр. подшипники слева (верхний нижний)	1	14	24	351	390
	2	74	35	234	
	3	15	24		
Упр. подшипники справа (верхний нижний)	1	62	97	351	
	2	17	70	234	
	3	101	104		

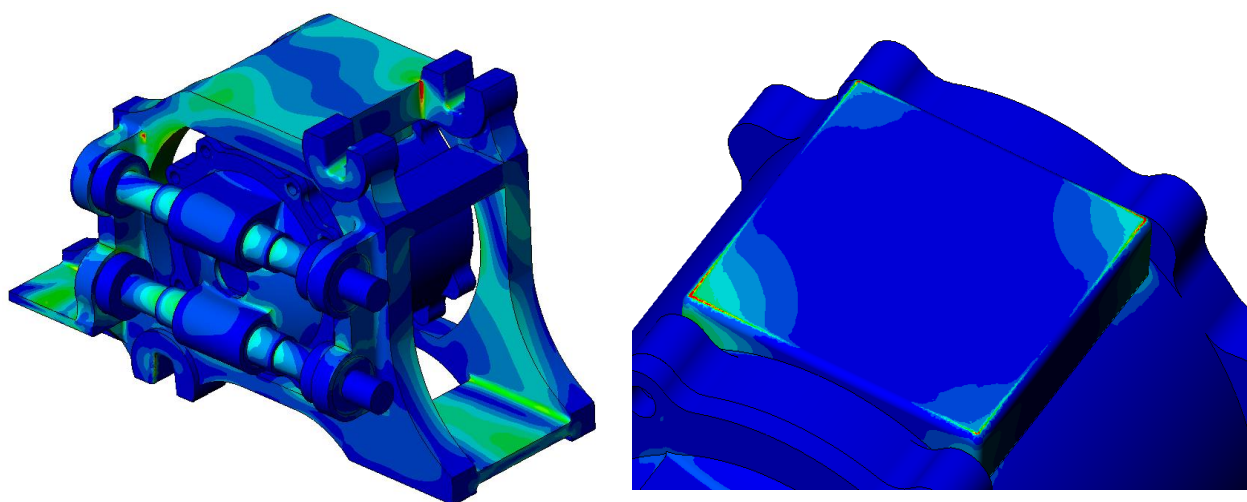


Рис. 5. Эпюра напряжений буксового узла во втором расчетном режиме

Заключение

В работе представлена модернизированная конструкция буксового узла электровоза с самотормозящим винтовым механизмом, предназначенная для установки оси колесной пары в радиальное положение. Она способствует уменьшению интенсивности бокового износа гребней колес и рельсов в кривых участках пути. Помимо этого, обеспечивает прямое управление колесной парой и значительно снижает требуемый управляющий момент. Оценка работоспособности узла, проводимая по результатам прочностного расчета с использованием метода конечных элементов в наиболее трудных режимах работы буксы, показала, что максимальные напряжения не превышают допустимых значений, указанных в [6].

Список литературы

- 1 **Гозбенко, В. Е.** Анализ и пути снижения износа рельсов и колес подвижного состава / В. Е. Гозбенко, Б. Тувшинтур // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – № 3(47). – С. 191–197. – ISSN 1813-9108.
- 2 **Глазунов, Д. В.** Способы снижения износа колесных пар подвижного состава / Д. В. Глазунов // Известия Уральского государственного горного университета. – 2019. – № 2(54). – С. 107–114. – DOI 10.21440/2307-2091-2019-2-107-114.
- 3 **Доронин, С. В.** Движение многосекционных локомотивов в кривых малого радиуса : монография / С. В. Доронин. – Хабаровск : Издательство ДВГУПС, 2009. – 220 с. – ISBN 978-5-262-00466-9.
- 4 **Гайшинец, И. А.** Тележки с управляемым механизмом радиальной установки колесных пар в рельсовой колее / И. А. Гайшинец, С. В. Доронин, И. И. Доронина // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2022. – № 1(30). – С. 3–9. – ISSN 2415-8658.
- 5 **Гайшинец, И. А.** Модернизация буксы электровоза для радиальной установки колесной пары в кривой / И. А. Гайшинец, С. В. Доронин, И. И. Доронина // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2022. – Т. 19. – № 3. – С. 498–504. – DOI 10.20295/1815-588X-2022-3-498-504.
- 6 **ГОСТ Р 55513–2013.** Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 26 августа 2013 г. № 536-ст. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 41 с.
- 7 О нормах допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм : утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 8 ноября 2016 № 2240р.
- 8 Механическая часть тягового подвижного состава / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак [и др.] ; под ред. И. В. Бирюкова. – Москва : Транспорт, 1992. – 440 с. – ISBN 5-277-01136-6.
- 9 **Kurowski, P.** Engineering Analysis with SolidWorks Simulation 2018 / P. Kurowski. – SDC Publications, 2018. – 596 p. – ISBN 978-1-63057-153-5.
- 10 **Алямовский, А. А.** SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов : за-

References

- 1 **Gozbenko, V. E.** Analysis and ways to reduce the wear of rails and wheels of the rolling stock / V. E. Gozbenko, B. Tovshintur // Modern technologies. System analysis. Modeling. – 2015. – No. 3(47). – P. 191–197. – ISSN 1813-9108.
- 2 **Glazunov, D. V.** Ways to reduce wear of wheelsets of carriage rolling stock / D. V. Glazunov // News of the Ural State Mining University. – 2019. – No. 2(54). – P. 107–114. – DOI 10.21440/2307-2091-2019-2-107-114.
- 3 **Doronin, S. V.** Movement of multi-section locomotives in curves of small radius : monograph / S. V. Doronin. – Khabarovsk : FESTU Publ., 2009. – 220 p. – ISBN 978-5-262-00466-9.
- 4 **Gaishinets, I. A.** Bogies with controlled radial wheelsets in a rail track / I. A. Gaishinets, S. V. Doronin, I. I. Doronina // Pacific Rim Countries Transportation System. – 2022. – No. 1(30). – P. 3–9. – ISSN 2415-8658.
- 5 **Gaishinets, I. A.** Modernization of electric locomotive axle box for radial installation of a wheelset in a curve / I. A. Gaishinets, S. V. Doronin, I. I. Doronina // Proceedings of petersburg transport university. – 2022. – Vol. 19. – No. 3. – P. 498–504. – DOI 10.20295/1815-588X-2022-3-498-504.
- 6 **GOST R 55513–2013.** Locomotives. Requirements for strength and dynamic qualities: national standard of the Russian Federation : official edition : approved and put into effect by Order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology dated August 26, 2013 No. 536-st. – Moscow : Standartinform, 2014. – 41 p.
- 7 On the norms of the rolling stock free speed on 1520 (1524) mm gauge track : approved by the Order of JSC «Russian Railways» dated November 08, 2016 No. 2240r.
- 8 Mechanical part of traction rolling stock / I. V. Biryukov, A. N. Savoskin, G. P. Burchak [et al] ; Ed. by I. V. Biryukov. – Moscow : Transport publ., 1992. – 440 p. – ISBN 5-277-01136-6.
- 9 **Kurowski, P.** Engineering Analysis with SolidWorks Simulation 2018 / P. Kurowski. – SDC Publications, 2018. – 596 p. – ISBN 978-1-63057-153-5.
- 10 **Alyamovskiy, A. A.** SolidWorks Simulation. Engineering analysis for professionals : tasks, methods, recommendations / A. A. Alyamovskiy.

дачи, методы, рекомендации / А. А. Алямовский. – Москва : ДМК Пресс, 2015. – 562 с. – ISBN 978-5-97060-140-2.

– Moscow : DMK Press Publ., 2015. – 562 p. – ISBN 978-5-97060-140-2.

I. A. Gaishinets, S. V. Doronin, I. I. Doronina, M. V. Yarantsev

LOCOMOTIVE AUXILIARY UNIT FOR AXLE INSTALLATION WHEELS BY CURVE RADIUS

Abstract. When a railway bogie passes through curved sections of the track, significant pressure forces of the wheel flanges on the outer rail thread arise, which lead to increased resistance to movement and intense lateral wear of the contact surfaces. The reason for this is the formation of large values of the angles of the wheel's collision on the rails; therefore, to eliminate them, controlled devices are used to ensure the radial installation of the wheelset axes in the curve. However, the shortcomings of the known systems of controlled turning of wheel sets do not allow the full use of such systems on traction rolling stock. To solve this problem, the paper presents a modernized design of the axle box of the electric locomotive. The performance evaluation of the proposed node was carried out according to the results of strength calculations using the finite element method in the most unfavorable operating modes of the box. The analysis showed that the modernized unit meets the requirements for structural strength.

Keywords: fitting into curves, flange wear, wheelset, radial installation, axle box assembly, modernization, strength calculation.

For citation: Locomotive auxiliary unit for axle installation wheels by curve radius / I. A. Gaishinets, S. V. Doronin, I. I. Doronina, M. V. Yarantsev // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 1. – P. 224–233. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_1_224.

Сведения об авторах

Гайшинец Илья Александрович

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС),
кафедра «Транспорт железных дорог»,
аспирант,
e-mail: ilya.ghs@yandex.ru

Доронин Сергей Владимирович

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС),
кафедра «Транспорт железных дорог»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: sd@festu.khv.ru

Доронина Ирина Ивановна

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС),
кафедра «Транспорт железных дорог»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: iidoronina@festu.khv.ru

Яранцев Максим Владимирович

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС),
кафедра «Транспорт железных дорог»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: yarantsevmaxim@gmail.com

Information about the authors

Gaishinets Iliya Aleksandrovich

Far Eastern State Transport University (FESTU),
Chair «Transport of Railways»,
Postgraduate Student,
e-mail: ilya.ghs@yandex.ru

Doronin Sergey Vladimirovich

Far Eastern State Transport University (FESTU),
Chair «Transport of Railways»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: sd@festu.khv.ru

Doronina Irina Ivanovna

Far Eastern State Transport University (FESTU),
Chair «Transport of Railways»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: iidoronina@festu.khv.ru

Yarantsev Maksim Vladimirovich

Far Eastern State Transport University (FESTU),
Chair «Transport of Railways»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: yarantsevmaxim@gmail.com