

Проблемы создания перспективной двухосной тележки маневрового тепловоза

А. С. КОСМОДАМИАНСКИЙ¹, В. И. ВОРОБЬЕВ², М. Ю. КАПУСТИН¹, О. В. ИЗМЕРОВ², Д. Н. ШЕВЧЕНКО¹

¹ Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта» (ФГАОУ ВО РУТ (МИИТ)), Москва, 127994, Россия

² Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО БГТУ), Брянск, 241035, Россия

Аннотация. Анализ возможного варианта двухосной тележки маневрового тепловоза выявил недостаточность имеющегося научного задела для рационального выбора конструктивных решений. Установлена необходимость проведения исследования неровностей подъездных путей промышленных предприятий для определения влияния динамической нагрузки осей тепловоза на сцепные свойства и исследования их горизонтальной динамики методами моделирования с экспериментальной проверкой результата на уже выпускающихся тепловозах с целью определения типовых вариантов узлов поперечной связи между тележкой и кузовом. Для варианта тягового привода с жестким зубчатым колесом при оценке нагруженности узлов под действием динамического момента в приводе невозможно принять допущение о безударном характере процессов в тяговой передаче и пренебречь проскальзыванием колес по рельсу, что делает задачу корректного моделирования динамических процессов в приводе нерешаемой, а использовать ранее известные эмпирические закономерности для проектирования устройств подвески тяговых электродвигателей не удастся по условиям компоновки узлов. Предложено использовать более изученный вариант тягового привода с упругим зубчатым колесом и подвеской типа «серьга» и варианты подвески, сохраняющие работоспособность при малой длине между осями верхнего и нижнего шарниров, а также допускающие ее унификацию с маятниковой подвеской. На данные решения получен патент на изобретение и два патента на полезную модель.

Ключевые слова: тележка тепловоза; подвеска тягового электродвигателя; динамика; надежность; методы исследования; конструирование

Введение. В последнее время в отечественной и зарубежной практике маневровые и промышленные тепловозы с гидropередачей заменяются тепловозами с электропередачей и числом осей от 2 до 4, что позволяет снизить затраты на топливо и ремонт. Соответственно, возникает задача создания двухосной тележки маневрового тепловоза с электропередачей, максимально унифицированной с трехосной бесчелюстной тележкой с диаметром колес 1050 мм.

На зарубежных железных дорогах для поездов небольшого веса используются, наряду с шестиосными, четырехосные магистральные тепловозы с электропередачей, что позволяет применять для маневровых тепловозов уже освоенные производством тележки. Особенность российского тепловозостроения состоит

в том, что для широкой колеи магистральные четырехосные тепловозы с электропередачей практически не используются, поэтому для маневровых и промышленных тепловозов с электропередачей двухосные тележки создаются специально. Вследствие этого возникает проблема оценки степени достаточности имеющегося научного задела для рационального выбора конструктивных решений. Эта статья является попыткой решить данную проблему на примере проектируемого тепловоза с двухосными тележками.

Объект исследования. Рассматриваемый конструктивный вариант тележки тепловоза (рис. 1), проектируемого в инициативном порядке Брянским машиностроительным заводом (БМЗ), представляет собой двухосную тележку с базой 2500 мм с несбалансированным одноступенчатым рессорным и опорно-осевым подвешиванием асинхронных тяговых электродвигателей (ТЭД). Сравнение конструкции тележки (рис. 1) с ранее созданной тележкой тепловоза ТЭМ21 [1] показывает, что при ее разработке ставилась задача упрощения и удешевления производства, в частности, за счет унификации с трехосной тележкой для выпускаемых БМЗ грузовых и маневровых тепловозов.

На это указывают следующие изменения:

- исключена вторая ступень подвешивания «Флексикоил» и установлены резинометаллические опоры кузова;
- изогнутые боковины тележек заменены прямыми;
- одноповодковые буксы заменены двухповодковыми, унифицированными с буксами ТЭМ18;
- наклонные тяги заменены шкворневым узлом.

Рассмотрим рациональность выбора конструктивных решений в данном варианте.

Рессорное подвешивание, опоры кузова и передача силы тяги. Проектируемый тепловоз создается как часть унифицированного ряда маневровых тепловозов с трех- и двухосными тележками, призванного заменить разные по тяговым свойствам, роду службы и конструкции тепловозы ТЭМ2, ЧМЭ3, ТЭМ18Д, ТЭМ18ДМ, ТЭМ18В, ТЭМ9, ТГМ23, ТГМ4 и ТГМ6. Общим для указанных тепловозов является эксплуатация на путях, отличающихся повышенной величиной

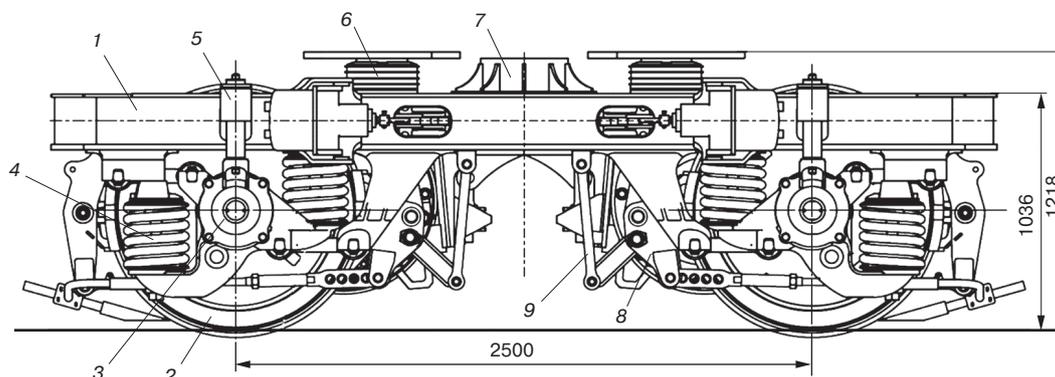


Рис. 1. Рассматриваемый вариант тележки проектируемого тепловоза:

1 — рама тележки; 2 — колесная пара; 3 — букса; 4 — пружина буксового подвешивания; 5 — гаситель; 6 — опора кузова; 7 — шкворневой узел; 8 — ТЭД; 9 — подвеска

Fig. 1. Considered option of the bogie of the designed locomotive:

1 — bogie frame; 2 — wheelset; 3 — axle box; 4 — axle box suspension spring; 5 — damper; 6 — body support; 7 — pivot node; 8 — traction electric motor (TEM); 9 — suspension

вертикальных неровностей (станционные пути, подъездные пути предприятий, малодеятельные ветки и пр.). Известно, что «при индивидуальном рессорном подвешивании наблюдаются неодинаковые динамические прогибы и динамические силы на осях тепловоза» [2]. Если в промышленных тепловозах с групповым приводом осей (ТГМ6Д, ТГМ8КМ) перераспределение нагрузок по осям за счет упругого скольжения приводит к перераспределению тяговых нагрузок на оси, имеющие меньшее упругое скольжение, то при индивидуальном тяговом приводе оно ведет к ухудшению тяговых свойств тепловоза за счет увеличения вероятности срыва в бокование динамически разгруженной оси, в зависимости от свойств системы поосного регулирования силы тяги.

Поскольку данную проблему необходимо решить при сохранении унификации буксовых узлов с другими выпускаемыми, перераспределение осевой нагрузки может быть осуществлено за счет возможности поворота рамы тележки в вертикальной плоскости при сокращении числа резинометаллических опор с четырех до двух, как это сделано на тепловозе ТЭМ103, созданном в 2005 г. ОАО ХК «Лугансктепловоз» (ранее — Ворошиловградский тепловозостроительный завод «ВЗОР») [3]. При этом, как и в случае двухступенчатого рессорного подвешивания, необходимо компенсировать возникающую при реализации силы тяги неравномерность распределения нагрузок на ось, что достигается применением низкоопущенного шкворня. На тепловозе ТЭМ103 для установки низкоопущенного шкворня существенно увеличена толщина боковины рамы тележки в средней части, что снижает технологичность изготовления рамы. Более технологичным решением является выполнение шкворневого устройства на опорной тумбе, как это сделано на тепловозе 2ТЭ25А [4]; это решение позволило не менять конструкцию боковины рамы.

При высоком расположении шкворня и четырех опорах кузова перераспределение нагрузки при проезде

неровностей может быть обеспечено путем применения пневматического рессорного подвешивания в буксовой ступени, что и было реализовано Ворошиловградским тепловозостроительным заводом (рис. 2) на опытном тепловозе с бесчелюстной трехосной тележкой [5, 6]. Штатный комплект буксовых пружин был заменен на укороченную пружину 3 со статическим прогибом 41 мм и двухгофровую пневмооболочку Н-5 1. Данное решение позволило реализовать статический прогиб в сумме 150 мм, сбалансировать четырехточечное или трехточечное подвешивание за счет перетока воздуха между оболочками и отказаться от буксовых гасителей, поскольку демпфирование вертикальных колебаний происходит при дросселировании потока воздуха между оболочками и дополнительным резервуаром. Амплитуды динамических нагрузок на буксы снизились по сравнению со штатным вариантом в 1,3–1,5 раза (тепловоз успешно эксплуатировался на Юго-Восточной железной дороге). По данным [6], экономическая эффективность применения пневмоподвешивания будет складываться из снижения износа бандажей и элементов верхнего строения пути и сокращения расходов в эксплуатации и изготовлении тепловоза.

Недостатком пневматического рессорного подвешивания является усложнение ремонта и обслуживания тепловоза на промышленных предприятиях со слаборазвитой эксплуатационной базой. По этой причине имеет смысл устанавливать его на тепловозе опционально по требованию заказчика.

Для окончательного выбора решения по применению рессорного пневмоподвешивания необходимо установить, в какой степени перераспределение нагрузок по осям, вызванное прохождением неровностей пути, будет ухудшать сцепные свойства тепловоза при выбранных алгоритмах поосного регулирования силы тяги. Однако использование для этой цели методов математического моделирования затруднено тем,

что вертикальные неровности на подъездных путях как источник возмущения изучены в гораздо меньшей степени, чем на путях магистральных линий. Так, в [7] утверждается, что «неисправности на железнодорожных подъездных путях промышленных предприятий как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости по величине гораздо больше, чем на магистральных дорогах», и ускорения буксы вагона при движении со скоростями до 40 км/ч могут достигать величин 55g. При этом необходимо учесть, что форма неровностей пути, ввиду податливости подрельсового основания, зависит от осевой нагрузки и свойств экипажа, и данные о неровностях пути, полученные для вагонов, могут оказаться некорректными для модели, воспроизводящей свойства тепловоза.

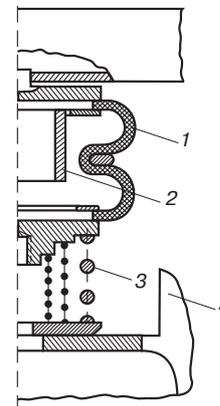
Из изложенного выше следует вывод о том, что для вновь создаваемых маневровых и промышленных тепловозов с электропередачей, помимо изучения вертикальной динамики тепловоза для определения его воздействия на путь и плавности движения, возникла необходимость проведения исследований неровностей подъездных путей промышленных предприятий с учетом дополнительной просадки пути под действием осевой нагрузки для определения динамической нагрузки осей тепловоза и влияния последней на сцепные свойства в диапазоне скоростей его работы на подъездных путях (обычно до 40 км/ч).

Возвращающие устройства. На проектируемом тепловозе предполагается применить шкворень без упругой связи кузова с тележками. В результате исследований, проведенных ВНИТИ (сегодня — АО «ВНИКТИ») [2] для экипажной части тепловоза ТЭМ7, было установлено, что при отсутствии упругой связи и короткой базе двухосной тележки (2100 мм) динамические качества в прямых участках пути оказываются неудовлетворительными при скорости выше 70–80 км/ч. Для обеспечения удовлетворительных качеств экипажа с тележками таких размеров требуется введение тормозного момента 40–50 кНм, что должно привести к значительному увеличению рамных сил в кривых. В итоге была признана целесообразность применения упругой поперечной связи кузова с тележками, улучшающей динамические качества тепловоза при движении в прямых участках пути (максимальные рамные силы Y_p не превышают 27 кН [2]). Двухосные тележки с жестким шкворнем применяются в настоящее время для тепловозов с конструкционной скоростью в основном до 80–85 км/ч (ТЭМ103, ТГМ6). Упругая поперечная связь кузова с тележками может быть практически реализована в виде шкворневого соединения, унифицированного с тележкой тепловоза 2ТЭ25КМ (высокое расположение шкворня) или 2ТЭ25А (низкое расположение шкворня).

Таким образом, вследствие недостаточной изученности влияния динамических качеств экипажа на

Рис. 2. Пневмоподвешивание опытного тепловоза с бесчелюстной трехосной тележкой:
1 — оболочка (двухгофровая пневмооболочка Н-5);
2 — упор; 3 — пружина;
4 — букса

Fig. 2. Pneumatic suspension of an experimental locomotive with non-pedestal triaxial bogie:
1 — shell (two-ribbed pneumatic shell N-5);
2 — support; 3 — spring;
4 — axle box



сцепные свойства тепловоза имеющиеся на данный момент результаты не позволяют свести процедуру выбора оптимальных решений экипажной части маневрового тепловоза к последовательности строго формализованных действий. Сокращение сроков разработки и доводки новых отечественных тепловозов требует принятия обоснованных критериев выбора параметров связи между тележкой и кузовом в зависимости от осевой формулы и конструкционной скорости, определенных заказчиком. Иными словами, установлена необходимость проведения исследований горизонтальной динамики рельсовых экипажей с целью определить типовые варианты узлов поперечной связи между тележкой и кузовом, заведомо обеспечивающие требуемые динамические свойства экипажа, что позволит унифицировать конструктивные решения маневровых тепловозов и, соответственно, снизить затраты на их проектирование, производство и эксплуатацию.

Колесно-моторный блок (КМБ). В отличие от тепловоза 2ТЭ25А в проектируемом варианте КМБ вместо конических моторно-осевых подшипников качения применены радиальный с цилиндрическими роликами и в качестве радиально-упорного — роликовый сферический двухрядный, передача выполнена без упругих элементов, а конструкция подвески ТЭД аналогична маятниковой подвеске ТЭД электровозов (рис. 3). Указанные отличия свидетельствуют о том, что проектировщики ставили перед собой задачу упростить изготовление и ремонт КМБ. При отсутствии упругих элементов в передаче оценка динамических нагрузок в последней методами математического моделирования затруднена по следующим причинам:

- недостаточно исследованы виброударные процессы в тяговой передаче и величина контактной жесткости в зоне соприкосновения зубьев передачи, которую необходимо учитывать ввиду высокой крутильной жесткости валов и изгибной жесткости зубьев;
- недостаточно изучено влияние скольжения колеса по рельсу на величину динамических моментов в тяговой передаче, если указанные моменты становятся выше предельных по условиям сцепления.

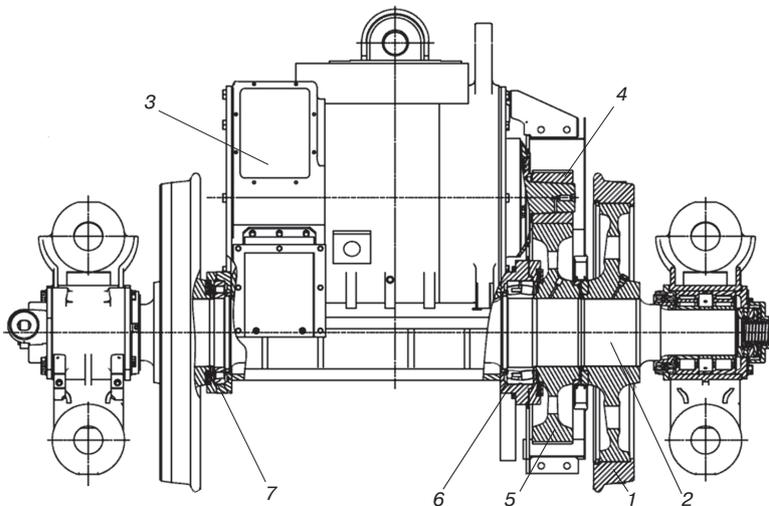


Рис. 3. КМБ проектируемого тепловоза:

- 1 — колесо; 2 — ось;
- 3 — ТЭД; 4 — малое зубчатое колесо;
- 5 — большое зубчатое колесо;
- 6, 7 — моторно-осевые подшипники

Fig. 3. Wheel-motor block (WMB) of the designed locomotive:

- 1 — wheel; 2 — axis;
- 3 — TEM; 4 — small gear wheel;
- 5 — large gear wheel;
- 6, 7 — motor-axial bearings

Проверим необходимость учета указанных факторов для оценки величины динамического момента в рассматриваемом тяговом приводе. При допущениях безударного режима работы тяговой передачи и пренебрежимо малого скольжения между колесами и рельсом максимальный момент на валу ТЭД M_d может быть определен по упрощенному методу, изложенному в [8] на основе формулы

$$M_d = \frac{I_p(i+1)}{c} \ddot{x}_{кп}, \quad (1)$$

где $I_p = 22 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ — момент инерции ротора ТЭД (по диаметру ротора и длине пакета стали); $i = 4,41$ — передаточное отношение; $c = 1 \text{ м}$ — расстояние от оси колесной пары до точки подвеса; $\ddot{x}_{кп}$ — максимальные вертикальные ускорения оси колесной пары. Поскольку расчет служит для проверки условий безударности и отсутствия скольжения, погрешностями при определении I_p и тем, что шарнир подвески расположен несколько выше оси колесной пары, пренебрегаем. В связи с тем, что экспериментальные исследования с тяговым приводом и асинхронным ТЭД проводились только с упругим зубчатым колесом (УЗК), величину максимальных вертикальных ускорений можно определить по ранее полученным АО «ВНИКТИ» результатам экспериментального исследования аналога тягового привода с УЗК на тепловозе 2ТЭ25А. Для этого рассмотрим процесс удара при проезде колесом единичной неровности в виде угла перелома в стыке рельсовых звеньев. Пренебрегая рассеянием энергии вследствие трения в подрельсовом основании пути при деформации последнего и приведенной массой рельса, допустим, что кинетическая энергия необрессоренных масс при вертикальном перемещении перед ударом равна потенциальной энергии деформированного пути:

$$\frac{m_n v_b^2}{2} = \frac{k_n x_{кп}^2}{2}, \quad (2)$$

где m_n — необрессоренная масса тягового привода; v_b — вертикальная составляющая скорости необрессоренных масс; $x_{кп}$ — максимальное перемещение колесной пары при деформации пути, которую для упрощения будем считать упругой; k_n — жесткость пути. Сила, действующая на необрессоренную массу привода при максимальной деформации пути, рассчитывается из выражения $F = m_n \ddot{x}_{кп} = k_n x_{кп}$, откуда с учетом (2) имеем

$$\ddot{x}_{кп} = x_{кп} \frac{k_n}{m_n} = v_b \sqrt{\frac{k_n}{m_n}}. \quad (3)$$

Исходя из опыта экспериментальных исследований тепловозов и электровозов на участке пути протяженностью 100 км и более, можно ожидать, что наибольшие ускорения необрессоренной массы тягового привода будут зарегистрированы при максимально возможных величинах вертикальной скорости колесной пары и жесткости пути. Это означает, что для проектируемого тепловоза и ранее исследованного аналога указанные величины будут одинаковыми, т. е. $v_{ба} = v_b$ и $k_{па} = k_n$, и тогда получим

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{кп} &= \ddot{x}_{кпа} \sqrt{\frac{m_{на}}{m_n}} = \ddot{x}_{кпа} \sqrt{\frac{m_{на} + m_{ва}}{m_n + m_b}} = \\ &= \ddot{x}_{кпа} \sqrt{\frac{m_{кп} + m_{гэд} \left(\frac{a}{c}\right)^2 + \frac{I_c}{c^2}}{m_{кп} + m_{гэд} \left(\frac{a}{c}\right)^2 + \frac{I_c + I_p(i+1)^2}{c^2}}}, \quad (4) \end{aligned}$$

где $\ddot{x}_{кпа}$ — максимальные вертикальные ускорения оси колесной пары аналога; $m_{на}$ — необрессоренная масса тягового привода аналога; m_n и $m_{на}$ — поступательно движущиеся необрессоренные массы исследуемого тягового привода и его аналога соответственно; m_b и $m_{ва}$ — вращающиеся необрессоренные массы исследуемого привода и его аналога соответственно;

$m_{\text{кп}}$ — масса колесной пары с буксами, поводками и большим зубчатым колесом; $m_{\text{тэд}}$ — масса ТЭД; I_c — момент инерции статора ТЭД; $a = 0,539$ м — расстояние от вала ТЭД до точки подвеса.

Поскольку в случае проектируемого тягового привода отдельные величины из формулы (4) неизвестны, примем допущение, что соотношение необрессоренных масс для вариантов привода с асинхронным ТЭД с жестким и упругим большим зубчатым колесом не настолько будет отличаться от соотношения для аналогичных вариантов для привода с коллекторным ТЭД, чтобы повлиять на вывод о необходимости учета ударного режима работы тяговой передачи и скольжения колес по рельсу. Используя величины масс и моментов инерции для привода с коллекторным ТЭД, указанные в [6], из (4) получаем, что жесткое зубчатое колесо (ЖЗК) увеличивает необрессоренную массу такого привода на 10%. На основании этого принимаем величину расчетных максимальных ускорений оси проектируемого тепловоза на 10% меньше, чем экспериментально полученная АО «ВНИКТИ» максимальная величина ускорения остова ТЭД тепловоза 2ТЭ25А, измеренная над осью колесной пары, $\ddot{x}_{\text{кпа}} = 130$ м/с² (ускорение буксы в данном случае не рассматриваем, поскольку при ударе на его величину будут влиять возбуждаемые ударом собственные колебания колесной пары). То есть $\ddot{x}_{\text{кп}} = 118$ м/с². Подставив указанное значение $\ddot{x}_{\text{кп}}$ в формулу (1), получаем $M_d = 14$ кНм, что близко к максимальному значению M_d , полученному в [6] для привода с ЖЗК и коллекторным ТЭД ($M_d = 13$ кНм). Величина $M_d = 14$ кНм в 1,5 раза превышает значение вращающего момента ТЭД тепловоза 2ТЭ25А в продолжительном режиме, а также значения крутящего момента, предельные по условиям сцепления колеса с рельсом (отношение осевой нагрузки к осевой силе тяги при этом составляет 0,57).

Таким образом, при моделировании динамического момента в рассматриваемом приводе невозможно принять допущение о безударном характере процесса и пренебречь проскальзыванием колес по рельсу, что делает задачу создания корректной математической модели на данный момент нерешаемой, учитывая то обстоятельство, что исследования мгновенных значений коэффициента сцепления для динамических процессов с частотами порядка десятков герц пока никем не проводились. Те же причины затрудняют исследования путем математического моделирования таких явлений, как влияние динамических моментов в приводе на тягово-сцепные качества маневрового тепловоза и интенсивность износа колес и рельсов. Экспериментальное исследование последних явлений также в настоящее время затруднено ввиду отсутствия апробированных методик измерения мгновенных величин скольжения колеса по рельсу.

Поскольку усилия в подвеске ТЭД зависят от динамического момента на валу ротора, то перечисленные выше причины затрудняют их корректное определение методом математического моделирования и выбор рациональной величины жесткости подвески, при которой эти усилия при прохождении неровностей пути не являются определяющими нагруженностью узлов по сравнению с усилиями от других факторов (сила тяги, автоколебания при боксовании). Жесткость пружинной траверсы для отечественных тепловозов с коллекторными ТЭД, равная 4 кН/мм, определена эмпирическим путем. Экспериментальными исследованиями КМБ с ЖЗК, начиная с [9], не выявлено возможностей снижения динамических нагрузок в его элементах путем уменьшения жесткости подвески или снижения предварительного натяга упругих элементов. По данным экспериментальных исследований АО «ВНИКТИ», максимальное усилие, действующее на подвеску тепловоза 2ТЭ25А, составляет 140 кН, и при жесткости набора плоских шайб амортизатора подвески 4 кН/мм это усилие будет создавать деформацию, равную 35 мм. Исходя из того, что деформация сжатия резиновых амортизаторов при максимальных кратковременных нагрузках, согласно [10], не должна превышать 0,15 от толщины резинового слоя, а амортизаторы для восприятия знакопеременного усилия должны располагаться по обе стороны опоры, получаем требуемую суммарную толщину пакета резиновых элементов, равную 470 мм, т. е. более чем втрое больше, чем толщина амортизаторов подвески электровозов ВЛ80 и ВЛ10, и более чем в 1,5 раза больше расстояния между балочками пружинной подвески коллекторных ТЭД тепловозов. Это затрудняет размещение подвески в ограниченных габаритах тележки. Возможность уменьшить размеры амортизатора трудно реализовать вследствие того, что к настоящему времени не выработано научно обоснованного критерия выбора максимальной жесткости подвески, которая не вызовет недопустимо высокого воздействия на раму тележки. При повышении жесткости подвески путем замены плоских резиновых шайб на сферические резинометаллические шарниры на электровозе 2ЭС6 с жесткой зубчатой передачей имели место случаи выхода ее из строя (выдавливания резины из шарниров и излом поводка подвески, приведший к крушению поезда на участке Называевская — Омск [11]), что не наблюдалось ранее на электровозах серии ВЛ.

Таким образом, имеющихся эмпирических данных о динамических свойствах тяговых приводов с ЖЗК недостаточно для того, чтобы избежать ошибок при проектировании их узлов и деталей.

Перейдем к рассмотрению возможности корректного проектирования тягового привода с УЗК. Проведенные во ВНИТИ исследования динамики тягового привода с разными вариантами подвески типа

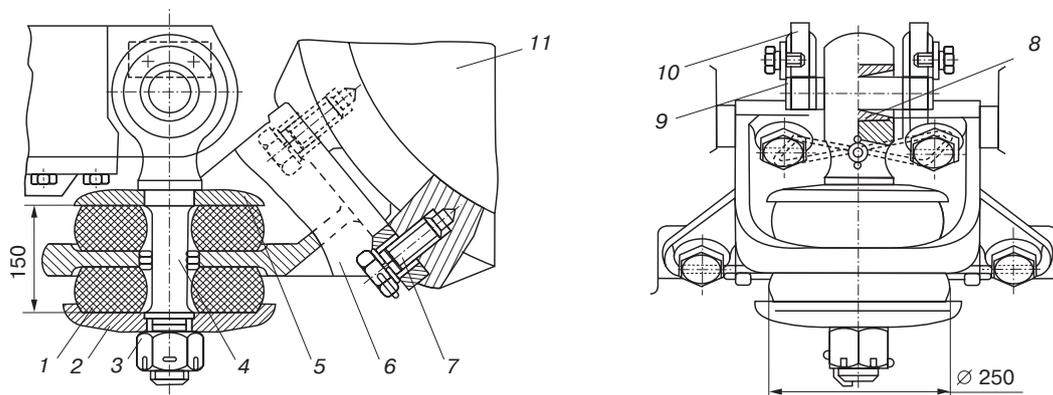


Рис. 4. Маятниковое подвешивание ТЭД отечественных электровозов:

1 — резиновые шайбы; 2 и 5 — стальные шайбы; 3 — гайка; 4 — подвеска; 6 — кронштейн ТЭД; 7 — болты; 8 — втулка; 9 — валик; 10 — кронштейн рамы тележки; 11 — остов ТЭД

Fig. 4. TEM pendulum suspension of domestic electric locomotives:

1 — rubber washers; 2 and 5 — steel washers; 3 — nut; 4 — suspension; 6 — TEM bracket; 7 — bolts; 8 — bolster; 9 — roller; 10 — bogie frame bracket; 11 — TEM body

«серьга» на тепловозе 2ТЭ10В на участке Рязск — Рязань показали, что повышение жесткости подвески не ухудшило нагруженность деталей тягового привода по сравнению с вариантом с траверсной подвеской. Чтобы оценить возможность возникновения проблем с надежностью узлов проектируемого тепловоза, рассмотрим особенности и условия работы аналогичной подвески на электровозах с коллекторными ТЭД (рис. 4).

Значительная величина необрессоренной массы электровозов (5,5–6 т) снижает вертикальные ускорения колесной пары, тем самым снижая величину динамической составляющей усилий в тяговой передаче и подвеске. Так, по результатам исследований ВЭЛНИИ (сегодня — АО «ВЭЛНИИ»), динамический момент в тяговой электропередаче электровоза переменного тока ВЛ80^К при движении на участке Батайск — Каменоломни Северо-Кавказской железной дороги со скоростью 80 км/ч достигал величин всего в 1,3 раза выше статического, в то время как, по данным исследований ВНИТИ, для коллекторных двигателей тепловозов в зимних условиях динамический момент в 1,8 раза превышал статический в длительном режиме тяги. Следовательно, опыт применения маятниковой подвески на электровозах с коллекторными ТЭД нельзя механически переносить на тепловозы с асинхронными ТЭД.

Исходя из того, что при УЗК вращающиеся массы ротора ТЭД можно относить к обрессоренным, оценим приближенно требуемую толщину пакета резиновых шайб маятниковой подвески тепловоза. Для защиты рамы тележки от воздействия вибраций с частотой собственных колебаний необрессоренных масс частота собственных колебаний ТЭД на подвеске f_c должна быть не менее чем вдвое ниже, чем частота собственных колебаний необрессоренных масс на упругом основании пути, составлявшая (по данным исследований ВНИТИ) при движении тепловоза

по пути с рельсами Р50 и деревянными шпалами на песчаном балласте порядка 20–25 Гц. Отсюда жесткость подвески, изолирующей раму тележки от колебаний необрессоренных масс, может быть оценена по формуле

$$c_n = 4\pi^2 f_c^2 m_{np} = 4\pi^2 f_c^2 \left[m_{гэд} \left(\frac{c-a}{c} \right)^2 + \frac{I_c}{c^2} \right], \quad (5)$$

где $f_c = 12$ Гц; m_{np} — приведенное значение необрессоренной массы с учетом моментов инерции статора и ротора.

Используя данные [6] для коллекторных ТЭД, получим $c_n = 6,1$ кН/мм. Деформация такой подвески при приложении усилия 140 кН составит 23 мм, откуда общая высота резинового слоя пакета шайб из условия предельной относительной деформации, равной 0,15, должна составлять 153 мм. Однако на проектируемом тепловозе общая высота амортизатора с арматурой предположительно сокращается до 100 мм, что равноценно высоте резинового слоя примерно 30 мм (рис. 5, а). Допустимая деформация такого амортизатора составит всего 4,5 мм, что при усилии 140 кН потребует жесткости амортизатора, равной 31 кН/мм. Частота собственных колебаний ТЭД на подвеске при этом увеличивается до 27 Гц и становится близкой к частоте возмущения от колебаний колесной пары на упругом основании пути. Таким образом, применение плоских амортизаторов в данном случае будет не снижать, а усиливать воздействие возмущений от пути на раму тележки, особенно если учесть, что приведенная масса асинхронного ТЭД ниже, чем коллекторного, и частота собственных колебаний ТЭД на подвеске будет смещаться в сторону частот возмущений на более жестком пути в зимнее время, для которого характерны собственные колебания необрессоренных масс с

частотами 30–40 Гц и более высокими значениями вертикальных ускорений ТЭД.

В связи с этим предлагается использовать подвеску ТЭД с более жесткими в радиальном направлении сферическими резинометаллическими шарнирами, применяемую на тепловозе 2ТЭ25А. Как видно из рис. 5, б, при верхнем расположении шкворня данная подвеска может быть вписана в габариты тележки. Для сокращения габарита верхнего шарнира подвески этот шарнир можно развернуть взаимно перпендикулярно нижнему, как это сделано, например, на тепловозе HS4000 «Кестрел» [12].

При нижнем расположении шкворня может оказаться, что разместить подвеску достаточной длины, как на 2ТЭ25А, не удастся, а маятниковая подвеска (см. рис. 4) имеет ряд недостатков: требуется большое усилие для закручивания гайки при затяжке резиновых элементов, пары трения не защищены, большое удельное давление на трущихся поверхностях из-за биконической внутренней поверхности втулки. В этом случае возможно реализовать подвеску на базе следующих решений.

Рассмотрим вариант, изображенный на рис. 6. Нижний сайлентблок 3 смонтирован на оси с возможностью осевого перемещения в пределах 1–1,2 мм от максимальной амплитуды поперечных перемещений колесной пары относительно рамы тележки, резиновая втулка нижнего сайлентблока 3 имеет сферическую форму, а верхний сайлентблок 4 имеет резиновую втулку цилиндрической формы, длина которой t_b составляет не менее $2/3$ от величины межцентрового расстояния по шарнирам подвески L (известно, что в буксовых поводках для придания поперечной жесткости длина резиновой втулки более длинного из поводков выбирается равной не менее $2/3$ межцентрового расстояния; эта эмпирически найденная закономерность и используется).

При поперечном перемещении кронштейна 7 относительно рамы тележки 9 внутренняя втулка нижнего сайлентблока 3 скользит по оси 5. Возникающая при этом сила трения не приводит к перекосу поводка 2 относительно оси 5, поскольку длина резиновой втулки t_b верхнего сайлентблока 4 составляет не менее $2/3$ от величины межцентрового расстояния по шарнирам подвески L . Отсутствие перекоса поводка 2 приводит к отсутствию перекоса нижнего сайлентблока 3, поэтому давление внутренней обоймы сайлентблока 3 на ось 5 распространяется равномерно по длине контакта сайлентблока 4 и оси 5, что предотвращает разрушение слоя смазочной жидкости 10 и заклинивание сайлентблока 4 на оси 5. Поскольку резиновая втулка сайлентблока 3 имеет сферическую форму, непараллельность осей 5 и 6 сайлентблоков 3 и 4 вследствие неодинаковой высоты неровностей правого и левого рельсов пути также не вызывает неравномерного распределения давления внутренней обоймы сайлентблока 3 на ось 5 по длине контакта сайлентблока 4 и оси 5.

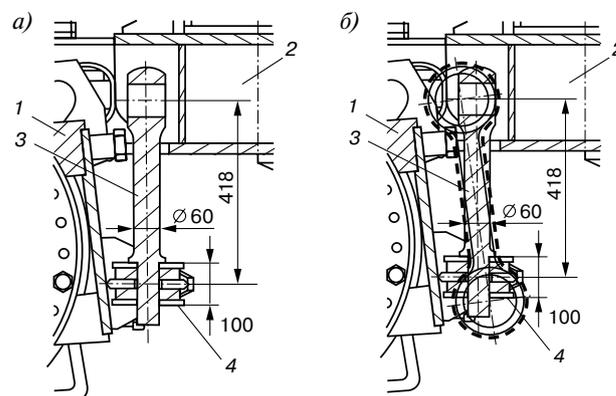


Рис. 5. Возможная компоновка подвески на проектируемом тепловозе:

а — вероятный вариант; б — наложение подвески 2ТЭ25А (пунктирная линия) на вариант а; 1 — ТЭД; 2 — рама тележки; 3 — тяга; 4 — резиновые шайбы

Fig. 5. Possible layout of the suspension on the designed diesel locomotive:

а — likely option; б — overlay of 2TE25A suspension (dashed line) for option а; 1 — TEM; 2 — bogie frame; 3 — traction; 4 — rubber washers

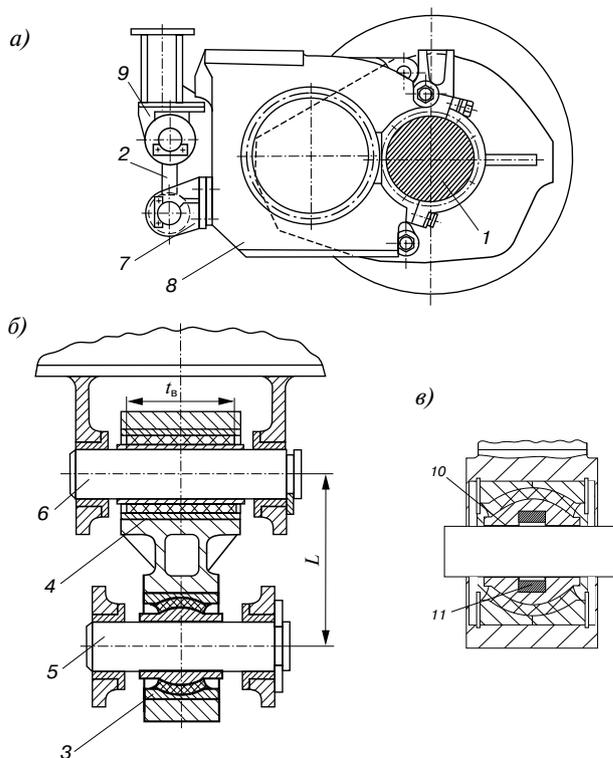


Рис. 6. Подвеска ТЭД со сферическим и цилиндрическим шарнирами: а — общий вид; б — поперечный разрез в плоскости осей шарниров; в — устройство нижнего шарнира; 1 — колесная пара; 2 — поводок; 3 — нижний сайлентблок; 4 — верхний сайлентблок; 5, 6 — оси; 7 — кронштейн; 8 — ТЭД; 9 — рама тележки; 10 — слой смазочной жидкости; 11 — постоянные магниты

Fig. 6. Suspension of TEM with spherical and cylindrical hinges: а — general view; б — transverse section in the plane of the hinge axes; в — device of the lower hinge; 1 — wheelset; 2 — leash; 3 — lower silent block; 4 — upper silent block; 5, 6 — axis; 7 — bracket; 8 — TEM; 9 — bogie frame; 10 — layer of lubricating fluid; 11 — permanent magnets

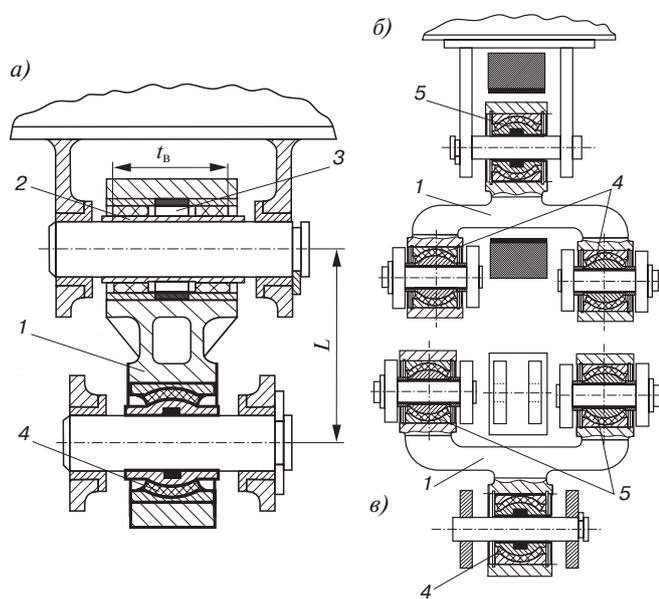


Рис. 7. Конструкция шарниров:

a — поперечный разрез в плоскости осей шарниров; *б* — с тремя шарнирами для пружинной траверсной подвески; *в* — с тремя шарнирами для маятниковой подвески; 1 — подвеска; 2 — верхний цилиндрический шарнир; 3 — дистанционное кольцо; 4 — нижний сферический шарнир; 5 — верхний сферический шарнир

Fig. 7. Hinge design:

a — cross section in the plane of the axes of the hinges; *б* — with three hinges for a spring traverse suspension; *в* — with three hinges for a pendulum suspension; 1 — suspension; 2 — upper cylindrical hinge; 3 — distance ring; 4 — lower spherical hinge; 5 — upper spherical hinge

Постоянные магниты 11 удерживают смазочную жидкость в зазоре между сайлентблоком 3 и осью 5, предотвращая возникновение сухого трения и задигов контактирующих поверхностей оси и сайлентблока. На данное решение получен патент на изобретение [13].

В варианте, представленном на рис. 7, *a*, резиновая втулка и наружная обойма верхнего цилиндрического резинометаллического шарнира 2 выполнены составными из двух частей, между которыми помещено дистанционное кольцо 3, что упрощает монтаж шарнира. На рис. 7, *б* представлена трехшарнирная конструкция подвески, позволяющая сократить расстояние между осями шарниров подвески по вертикали. На данные варианты получены патенты на полезные модели [14, 15].

Вариант на рис. 7, *б* позволяет обеспечить взаимозаменяемость предложенной подвески с пружинной траверсной подвеской ТЭД. Вариант на рис. 7, *в* обеспечивает совместимость с маятниковой подвеской (рис. 4), для чего два шарнира размещены сверху. Для снижения износа оси подвижного шарнира между ним и кронштейном могут быть размещены кожухи в виде резиновых или резинокордных мембран, которые защищают трущиеся поверхности от попадания

пыли и влаги. Конструкция обеспечивает простоту демонтажа подвески под тепловозом.

Таким образом, анализ рассмотренного варианта двухосной тележки маневрового тепловоза показывает, что основные трудности проектирования и вероятные ошибки выбора варианта конструктивного решения и расчетных параметров узлов и деталей возможных альтернативных решений связаны с недостаточным объемом научной информации о явлениях, определяющих надежность и долговечность работы узлов экипажной части, а также отсутствием у конструкторов необходимой научной информации по некоторым вышеизложенным вопросам.

Все перечисленное указывает на необходимость проведения исследований динамико-прочностных свойств экипажной части тепловоза, конечной задачей которых являлось бы не только решение отдельных проблем, но и совершенствование методов проектирования основных систем экипажной части (рессорное подвешивание, устройства связи тележки с кузовом, колесно-моторный блок).

Выводы. 1. Анализ конструкции возможного варианта двухосной тележки маневрового тепловоза позволил выявить недостаточность имеющегося научного задела для рационального выбора конструктивных решений.

2. В процессе анализа различных вариантов рессорного подвешивания тепловоза выявлена необходимость проведения исследований неровностей подъездных путей промышленных предприятий, возникающих под тепловозом, для определения динамической разгрузки его осей и влияния последней на сцепные свойства.

3. Установлена необходимость проведения исследований горизонтальной динамики тепловозов с двухосными тележками методами математического моделирования с экспериментальной проверкой результатов на уже выпускающихся тепловозах с целью определения типовых вариантов узлов поперечной связи между тележкой и кузовом. Унификация данных узлов позволит упростить снабжение сервисных локомотивных депо комплектующими изделиями и снизить затраты на ремонт и обслуживание.

4. Установлено, что при отсутствии упругого звена в тяговой передаче для количественной оценки динамических нагрузок в последней требуется учитывать ударное взаимодействие зубьев зубчатой передачи и проскальзывание колес по рельсу. Без этого невозможно выполнить корректное моделирование динамических процессов в приводе, поскольку исследования мгновенных значений коэффициента сцепления для динамических процессов ранее не проводились, а апробированные методики измерения мгновенных величин упругого скольжения в контакте колеса и рельса отсутствуют. Использование ранее известных

эмпирических закономерностей для проектирования маятниковой подвески ТЭД невозможно по условиям компоновки подвески, соответствующей таким закономерностям.

5. С целью сокращения возможных ошибок при проектировании нового индивидуального тягового привода маневровых тепловозов в условиях недостаточного научного задела предлагается выбирать уже апробированный на магистральных тепловозах вариант с упругим зубчатым колесом и подвеской с шарнирными подвижными связями, не имеющей специальных амортизирующих элементов. Предложены варианты такой подвески, при которых обеспечивается перемещение ТЭД относительно рамы тележки при малой длине между осями верхнего и нижнего шарниров, а также возможность ее унификации с маятниковой и пружинной траверсной подвесками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория и конструкция локомотивов: учеб. для студентов вузов ж.-д. транспорта / Г. С. Михальченко [и др.]. М.: Маршрут, 2006. 584 с.
2. Повышение надежности экипажной части тепловозов / А. И. Беляев [и др.]. М.: Транспорт, 1984. 248 с.
3. Тепловоз маневровый ТЭМ103. Руководство по эксплуатации: 2070.00.00.000 РЭ. Ч. 1. Описание и работа. Луганск: Луганск-тепловоз, 2005. 127 с.
4. Зайцев Г. К. Устройство, эксплуатация и ремонт тепловозов серии 2ТЭ25А (2ТЭ25К). М.: ОАО «РЖД», 2014. 400 с.
5. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / под ред. С. М. Куценко. Харьков: Вища школа, 1978. 97 с.
6. Евстратов А. С. Экипажные части тепловозов. М.: Машиностроение, 1987. 136 с.
7. Рыбачок В. М. Комплексная система реализации резервов по повышению безопасности работы железнодорожных путей промышленных предприятий: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06. СПб: ПГУПС, 2008. 25 с.
8. Иванов В. Н. Конструкция и динамика тепловозов. М.: Транспорт, 1974. 336 с.
9. Евстратов А. С., Добрынин Л. К. Исследование динамики тяговых электродвигателей тепловозов ТЭ3 и ТЭ7 // Новости машиностроения. 1959. № 6. С. 6–8.

10. Потураев В. Н. Резиновые и резиноталлические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 299 с.

11. Корнев А. М., Липунов Д. В. Модернизация системы подвешивания тягового электродвигателя электровоза постоянного тока 2ЭС6 // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: материалы Третьей Всероссийской науч.-техн. конф. с междунар. участием (Омск, 10–11 ноября 2016 г.) / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск: ОмГУПС, 2016. С. 237–242.

12. Бирюков И. В., Беляев А. И., Рыбников Е. К. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. М.: Транспорт, 1986. 256 с.

13. Узел подвешивания тягового электродвигателя: пат. на изобретение № 2549427 Рос. Федерация: МПК В61С 9/50 / А. А. Пугачев [и др.]; патентообладатель Брянский гос. техн. ун.-т. № 2014107284/11; заявл. 25.02.2014; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 12.

14. Узел подвешивания тягового электродвигателя: пат. на полезную модель № 176428 Рос. Федерация: МПК В61С 9/38 / В. Г. Новиков [и др.]; патентообладатель Брянский гос. техн. ун.-т. № 2017120580; заявл. 13.06.2017; опубл. 18.01.2018, Бюл. № 2.

15. Узел подвешивания тягового электродвигателя: пат. на полезную модель № 176843 Рос. Федерация: МПК В61С 9/38 / Д. Я. Антипин [и др.]; патентообладатель Брянский гос. техн. ун.-т. № 2017120584; заявл. 13.06.2017; опубл. 30.01.2018, Бюл. № 4.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

КОСМОДАМИАНСКИЙ Андрей Сергеевич,

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Тяговый подвижной состав», ФГАОУ ВО РУТ (МИИТ)

ВОРОБЬЕВ Владимир Иванович,

канд. техн. наук, доцент, кафедра «Подвижной состав железных дорог», ФГБОУ ВО БГТУ

КАПУСТИН Михаил Юрьевич,

канд. техн. наук, доцент, кафедра «Тяговый подвижной состав», ФГАОУ ВО РУТ (МИИТ)

ИЗМЕРОВ Олег Васильевич,

соискатель, кафедра «Подвижной состав железных дорог», ФГБОУ ВО БГТУ

ШЕВЧЕНКО Дмитрий Николаевич,

ассистент, кафедра «Тяговый подвижной состав», ФГАОУ ВО РУТ (МИИТ)

Статья поступила в редакцию 21.02.2020 г., актуализирована 25.03.2020 г., принята к публикации 27.04.2020 г.

Для цитирования: Проблемы создания перспективной двухосной тележки маневрового тепловоза / А. С. Космодамианский [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2020. Т. 79. № 3. С. 161–170. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-161-170>.

Problems of creating a promising biaxial bogie of a shunting diesel locomotive

A. S. KOSMODAMIANSKIY¹, V. I. VOROB'EV², M. Yu. KAPUSTIN¹, O. V. IZMEROV², D. N. SHEVCHENKO¹

¹ Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "Russian University of Transport" (FGAOU VO RUT (MIIT)), Moscow, 127994, Russia

² Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Bryansk State Technical University" (FGBOU VO BGTU), Bryansk, 241035, Russia

Abstract. Recently, in domestic and foreign practice, shunting and industrial diesel locomotives with hydraulic transmission are replaced by diesel locomotives with electric transmission and the number of axles from 2 to 4, which allows reducing the cost of fuel

and repair. Accordingly, the problem arises of creating a biaxial bogie of a shunting diesel locomotive with power transmission, as much as possible unified with a triaxial non-pedestal bogie with a wheel diameter of 1050 mm. The analysis of a possible version of a biaxial

shunting diesel locomotive revealed the insufficiency of the existing scientific backlog for a rational choice of design solutions. The need has been established to conduct research on irregularities of access tracks of industrial enterprises to determine the effect of dynamic unloading of diesel locomotive axles on coupling properties and to study its horizontal dynamics by modeling methods with experimental verification of the result on diesel locomotives already produced in order to determine typical options for cross-link nodes between the bogie and the body. For a traction drive with a rigid gear wheel, when assessing the load of nodes under the action of a dynamic moment in the drive, it is impossible to accept the assumption of the shockless nature of the processes in the traction drive and neglect the wheel slippage along the rail, which makes it impossible to correctly model dynamic processes in the drive, and to use previously known empirical regularities for the design of suspension devices for traction electric motors fail according to the layout of the nodes. In order to reduce possible errors in the design of a new individual traction drive for shunting diesel locomotives in conditions of insufficient scientific reserve, it is proposed to choose the option with an elastic gear wheel and suspension with articulated movable links already tested on mainline diesel locomotives that do not have special shock-absorbing elements. Variants of such a suspension are proposed, in which the traction motors are moved relative to the bogie frame with a short length between the axes of the upper and lower hinges, as well as the possibility of its unification with pendulum and spring traverse suspensions. A patent for an invention and two patents for a utility model were obtained for the proposed solutions.

Keywords: diesel locomotive bogie; traction motor suspension; dynamics; reliability; research methods; construction

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-161-170>

REFERENCES

- Mikhail'chenko G.S., Kashnikov V.N., Kossov B.C., Simonov V.A. *Teoriya i konstruktsiya lokomotivov. Ucheb. dlya studentov vuzov zh.-d. transporta* [Theory and design of locomotives. Reference book for transport university students]. Moscow, Marshrut Publ., 2006, 584 p.
- Belyaev A.I., Bunin B.B., Golubyatnikov S.M. *Povyshenie nadezhnosti ekipazhnoy chasti teplovozov* [Improving the reliability of the carriage of diesel locomotives]. Moscow, Transport Publ., 1984, 248 p.
- Shunting diesel locomotive TEM103*. Operation instructions: 2070.00.00.000 OM. Part 1. Description and operation. Lugansk, Lugansk diesel locomotive Publ., 2005, 127 p. (in Russ.).
- Zaytsev G.K. *Ustroystvo, ekspluatatsiya i remont teplovozov serii 2TE25A (2TE25K)* [Design, operation and repair of diesel locomotives of the 2TE25A (2TE25K) series]. Moscow, JSC "RZhD" Publ., 2014, 400 p.
- Kutsenko S.M. *Pnevmaticheskoe resornoe podveshivanie teplovozov* [Pneumatic spring suspension of diesel locomotives]. Khar'kov, Vishcha shkola Publ., 1978, 97 p.
- Evstratov A.S. *Ekipazhnye chasti teplovozov* [Carriage parts of diesel locomotives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 136 p.
- Rybachok V.M. *Kompleksnaya sistema realizatsii rezervov po povysheniyu bezopasnosti raboty zheleznodorozhnykh putey promyshlennykh predpriyatiy*. Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk [Integrated system for the implementation of reserves to improve the safety of railways of industrial enterprises. Cand. tech. sci. diss. synopsis]. St. Petersburg, PGUPS Publ., 2008, 25 p.
- Ivanov V.N. *Konstruktsiya i dinamika teplovozov* [Design and dynamics of diesel locomotives]. Moscow, Transport Publ., 1974, 336 p.

■ E-mail: askosm@mail.ru (A.S. Kosmodamianskiy)

9. Evstratov A.S., Dobrynin L.K. *Issledovanie dinamiki tyagovykh elektrodvigatelye teplovozov TE3 i TE7* [Study of the dynamics of traction electric motors of diesel locomotives TE3 and TE7]. *Novosti mashinostroeniya* [News of mechanical engineering], 1959, no. 6, pp. 6–8.

10. Poturaev V.N. *Rezinovye i rezinometallicheskie detali mashin* [Rubber and rubber-metal parts of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 299 p.

11. Kornev A.M., Lipunov D.V. *Modernizatsiya sistemy podveshivaniya tyagovogo elektrodvigatelya elektrovoza postoyannogo toka 2ES6* [Modernization of the suspension system of the traction electric motor of a DC electric locomotive 2ES6]. *Ekspluatatsionnaya nadezhnost' lokomotivnogo parka i povyshenie effektivnosti tyagi poezdov*. Materialy Tret'ey Vserossiyskoy nauch.-tekhn. konf. s mezhdunar. uchastiem (Omsk, 10–11 noyabrya 2016 g.) [Operational reliability of the locomotive fleet and increasing the efficiency of train traction. Materials of the Third All-Russian scientific and technical conf. with the international participation (Omsk, November 10–11, 2016)]. Omskiy gos. un-t putey soobshcheniya [Omsk State University of Railway Transport]. Omsk, OmGUPS Publ., 2016, pp. 237–242.

12. Biryukov I.V., Belyaev A.I., Rybnikov E.K. *Tyagovye pere-dachi elektropodvizhnogo sostava zheleznykh dorog* [Traction gears of electric rolling stock for railways]. Moscow, Transport Publ., 1986, 256 p.

13. Vorob'ev V.I., Novikov V.G., Mikhail'chenkov G.S., Izmerov O.V., Pugachev A.A. *Uzel podveshivaniya tyagovogo elektrodvigatelya*. Pat. na izobreteniye № 2549427, zayavl. 25.02.2014; opubl. 27.04.2015, Byul. № 12 [Suspension unit of the traction motor. Utility patent no. 2549427, declared 25.02.2014, publ. 27.04.2015, Bull. no. 12].

14. Novikov V.G., Vorob'ev V.I., Izmerov O.V., Tikhomirov V.P. *Uzel podveshivaniya tyagovogo elektrodvigatelya*. Pat. na poleznuyu model' № 176428, zayavl. 13.06.2017; opubl. 18.01.2018, Byul. № 2 [Suspension unit of the traction motor. Utility patent no. 176428, declared 13.06.2017; publ. 18.01.2018, Bull. no. 2].

15. Antipin D.Ya., Vorob'ev V.I., Izmerov O.V., Kopylov S.O., Maslov M.A., Shorokhov S.G. *Uzel podveshivaniya tyagovogo elektrodvigatelya*. Pat. na poleznuyu model' № 176843, zayavl. 13.06.2017; opubl. 30.01.2018, Byul. № 4 [Suspension unit of the traction motor. Utility patent no. 176843, declared 13.06.2017; publ. 30.01.2018, Bull. no. 4].

ABOUT THE AUTHORS

Andrey S. KOSMODAMIANSKIY,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department "Traction rolling stock", FGAOU VO RUT (MIIT)

Vladimir I. VOROB'EV,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department "Railway rolling stock", FGBOU VO BG TU

Mikhail Yu. KAPUSTIN,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department "Traction rolling stock", FGAOU VO RUT (MIIT)

Oleg V. IZMEROV,

Applicant, Department "Railway rolling stock", FGBOU VO BG TU

Dmitriy N. SHEVCHENKO,

Assistant, Department "Traction rolling stock", FGAOU VO RUT (MIIT)

Received 21.02.2020

Revised 25.03.2020

Accepted 27.04.2020

For citation: Kosmodamianskiy A.S., Vorob'ev V.I., Kapustin M. Yu., Izmerov O.V., Shevchenko D.N. Problems of creating a promising biaxial bogie of a shunting diesel locomotive. *Vestnik of the Railway Research Institute*. 2020. 79 (3): 161–170 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-161-170>.