Транспортное машиностроение. 2024. № 4(28). С. 13-25. ISSN 2782-5957 (print)
Transport Engineering. 2024. no. 4(28). P. 13-25. ISSN 2782-5957 (print)

Транспортные системы
Transport systems

Научная статья
Статья в открытом доступе
УДК 629.4.021
doi: 10.30987/2782-5957-2024-4-13-25

СРАВНЕНИЕ ТЯГОВЫХ ПРИВОДОВ С ОПОРНО-ОСЕВЫМ И ОПОРНО-РАМНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ ДВИГАТЕЛЯ

Александр Анатольевич Пугачев[1]✉, Владимир Иванович Воробьев[2], Олег Васильевич Измеров[3], Евгений Владимирович Николаев[4]
[1,2,3] Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия
[4] Российский университет транспорта, Москва, Россия
[1] alexander-pugachev@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0002-1836-0923
[2] vladimvorobiev@yandex.ru
[3] izmerov@yandex.ru
[4] work-omc@yandex.ru

Аннотация

Рассмотрена проблема поиска критериев выбора между опорно-осевым и опорно-рамными приводами для локомотивов в условиях импортозамещения. Проведен анализ изменения критериев выбора конструкции тягового привода в зависимости от изменений требований к локомотивам. Произведено сравнение типов привода по их технологической доступности, массогабаритным показателям, влиянию на сцепные свойства локомотива и повреждаемость путевой структуры, с учетом создания новых конструкций тяговых приводов интегрированного типа с бесколлекторными тяговыми электродвигателями, имеющими повышенную частоту вращения. Установлено, что для локомотивов с коллекторными тяговыми электродвигателями целесообразно применять опорно-рамный привод с осевым редуктором или полым карданным валом, а при использовании бесколлекторных тяговых двигателей опорно-осевой тяговый привод интегрированной компоновки на грузовых локомотивах с диаметром колеса 1250 мм для улучшения сцепных свойств на 12…15% целесообразно заменять на предложенный авторами привод агрегатного типа, имеющий упругое звено в валопроводах, или на опорно-рамные приводы с осевым редуктором, а при диаметре колеса 1050 мм – опорно-рамные приводы с полым валом на оси. На предложенные решения подана заявка на получение патента на полезную модель.

Ключевые слова: привод, локомотив, машины, дугостаторный асинхронный двигатель, динамика, автоколебания, надежность, конструирование.

Ссылка для цитирования:
Пугачев А.А. Сравнение тяговых приводов с опорно-осевым и опорно-рамным подвешиванием двигателя / А.А. Пугачев, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, Е.В. Николаев // Транспортное машиностроение. – 2024. - № 4. – С.13-25. doi: 10.30987/2782-5957-2024-4-13-25.

Original article
Open Access Article

COMPARISON OF TRACTION DRIVES WITH AXIAL SUPPORT AND FRAME SUPPORT SUSPENSION OF THE ENGINE

Aleksandr Anatolyevich Pugachev[1]✉, Vladimir Ivanovich Vorobyev[2], Oleg Vasilyevich Izmerov[3], Evgeny Vladimirovich Nikolaev[4]
[1,2,3] Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia
[4] Russian University of Transport, Moscow, Russia
[1] alexander-pugachev@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0002-1836-0923
[2] vladimvorobiev@yandex.ru
[3] izmerov@yandex.ru
[4] work-omc@yandex.ru

© Пугачев А. А., Воробьев В. И., Измеров О. В., Николаев Е. В., 2024

Abstract

The problem of finding criteria for choosing between axial support and frame support drives for locomotives in the conditions of import substitution is considered. The changes in the criteria for choosing a traction drive design depending on the changes in requirements for locomotives are analyzed. The types of drives are compared according to their technological simplicity, weight and size indicators, the effect on the coupling properties of the locomotive and the damage to the track structure, taking into account the production of new traction drive designs of an integrated type with collector-free traction electric motors having an increased rotation frequency. It was found that for locomotives with collector traction motors, it is advisable to use a frame support drive with an axial gearbox or a hollow driveshaft, and when using collector-free traction motors , the axial support traction drive of an integrated layout on freight locomotives with 1250 mm wheel diameter to improve coupling properties by 12...15 %, it is advisable to replace it with the one proposed by the authors, which is an aggregate-type drive with an elastic link in the shaft lines, or with frame support drives with an axial gearbox, and with a wheel diameter of 1050 mm – frame support drives with a hollow shaft on the axis. An application for a patent has been submitted for the proposed solutions.

Keywords: drive, locomotive, machines, arc-stator asynchronous motor, dynamics, self-oscillation, reliability, design.

Reference for citing:
Pugachev AA, Vorobyev VI, Izmerov OV, Nikolaev EV. Comparison of traction drives with axial support and frame support suspension of the engine. Transport Engineering. 2024;4:13-25. doi: 10.30987/2782-5957-2024-4-13-25.

Объект исследования и характеристика проблемы

Тяговые приводы железнодорожных экипажей можно разделить на приводы с опиранием (обычно частичным) тягового электродвигателя (ТЭД) на ось колесной пары (опорно-осевые или ООП) и приводы с опиранием ТЭД на раму кузова или тележки (опорно-рамные или ОРП) [1]. К концу 70-х годов прошлого века в нашей стране единое мнение о перспективности ОРП для всех типов магистральных локомотивов, обоснованное в [2], определившее направления работ в этой области до 90-х годов. При этом в зарубежной практике продолжалось развитие ООП как за счет модернизации традиционной конструктивной схемы, так и применением новой конструктивной схеме, в которой ТЭД интегрирован с тяговой передачей (использовавшейся также для ОРП [3]). Необходимость импортозамещения тяговых приводов интегральной схемы вновь поставила проблему рационального выбора между ООП и ОРП при разработке требований к локомотивам и их проектированию. Предлагаемая статья представляет собой попытку решения данной проблемы.

Анализ критериев оценки

Сравнительная оценка конструкций служит задаче рационального выбора решений [4] и требует определить критерии выбора. Различие между ООП и ОРП определяется кинематикой: в ОРП, в отличие от ООП, требуется наличие в явном или неявном виде компенсирующего механизма (далее – КМ) для передачи крутящего момента от подрессоренных элементов к неподрессоренным, что требует дополнительных расходов на изготовление, обслуживание и ремонт КМ, увеличения веса и габаритов колесно-моторного блока (далее – КМБ). Для определения недостающей информации (унинформации) при выборе между приводом с КМ и без него ответить на следующие вопросы:

– насколько ухудшатся свойства тягового привода из-за применения КМ?

– насколько ухудшатся свойства тягового привода и локомотива без КМ?

– чем можно компенсировать недостатки ООП и во что это обойдется?

Ответы на эти вопросы не оставались неизменными, меняясь по мере развития теории, практической реализации и выявления проблем в эксплуатации.

До 60-х годов прошлого века теоретическая база выбора между ООП и ОРП только зарождалась; так, в изначально ОРП рассматривался как возможность применять спаренные ТЭД. В конце 50-х в ООП были обнаружены высокие динамические нагрузки. Выбор ОРП производился из следования зарубежным аналогам, выявленные проблемы – низкая нагрузочная способность КМ и кинематическое несовершенство на тихоходной стороне передачи (муфта Альстом) снижение передаточного числа u и расчетной силы тяги F_p из-за увеличения централи для размещения полого вала (для тепловоза ТЭП60 u= 2,36,

F_p = 124 кН). В период 60-80-х было установлено, что из-за высоких ускорений остова ТЭД при ООП (до 25 g), повреждаемость коллекторных ТЭД выше, чем при ОРП (для 2ТЭ10Л- в 3,5 раз в сравнении с ТЭП60). При жесткой тяговой передаче в ООП неподрессоренная масса $m_н$ возрастает до 30,5 % [2], при этом динамический момент $M_д$ доходит до 186 % от тягового [2], ухудшается сцепление колеса с рельсом [2], развивается неравномерный износ рельсов [2]. Износ тяговой передачи ведет к вибрациям остова и выходу из строя элементов магнитной системы. Был сделан вывод о целесообразности применения ОРП для всех магистральных локомотивов с диаметром колес $D_к$ = 1050 мм, что нашло отражение в типоразмерном ряде ГОСТ 22602-77. Ожидалось, что ОРП повысит коэффициент тяги на 12…15 %. Для ОРП с осевым редуктором тепловоза 2ТЭ121 с $D_к$= 1250 мм $m_н$ = 4200 кг, что было на 30% ниже, чем с ООП. Для пассажирских локомотивов применялся ОРП как с КС на тихоходной стороне (ВЛ40, ТЭП70, ТЭ125), так и на быстроходной (ЧС1-ЧС8, ЧС200). На серийных грузовых тепловозах и опытных грузовых электровозах было внедрено упругое самоустанавливающееся зубчатое колесо (УСЗК). В связи с тем, что ОРП с КМ на тихоходной стороне удалось успешно реализовать только в виде конструкции с полым валом, что при использовании коллекторных ТЭД, требовало использования промежуточного зубчатого колеса или двухступенчатого редуктора, а нагрузочная способность цилиндрических РМШ, изготавливаемых методом запрессовки, была невысокой, был сделан вывод, что ОРП с КМ на быстроходной стороне «явится наилучшим практическим решением для перспективных локомотивов». В период после 1990 года появилась возможность использования быстроходных бесколлекторных ТЭД, устойчивых к воздействию высоких ускорений и созданы отечественные конструкции сферических РМШ с более высокой нагрузочной способностью, что вновь сделало актуальным вопрос о выборе между ООП и ОРП. Но в этот период объемы экспериментальных исследований снизились, и выбор типа привода определялся ранее накопленным опытом и предложениями зарубежных партнеров, что вызвало противоречия между требованиями к приводу и практикой. Несмотря на успешное применение ОРП с КС на быстроходной стороне на пассажирском электровозе ЭП1, в распоряжении МПС №747-р было указано, что все перспективные пассажирские локомотивы должны иметь ОРП с КС на тихоходной стороне, а все грузовые – ООП. Вопреки этому были выпущены грузовые тепловозы 2ТЭ70 с ОРП, продолжался выпуск ЭП1. Пассажирский электровозов ЭП2к был создан на основе тепловоза ТЭП70, ЭП20 – на основе решений фирмы *Alstom*, на электровозах 2ЭС10 и 2ЭВ120 использован ООП с жестким большим зубчатым колесом (ЖЗК), как и у фирм-партнеров *Siemens* и *Bombardier*. При этом выяснилось, что ряд импортных деталей и узлов нетехнологичны и их воспроизведение в новых сериях локомотивов в процессе импортозамещения затруднительно, а зачастую и нецелесообразно.

Из изложенного следует, что единых рациональных и теоретически обоснованных критериев выбора между опорно-осевым и опорно-рамным приводом для общего случая до настоящего времени не найдено. Рассмотрим в сравнении свойства тяговых приводов применительно к современным локомотивам.

Общий анализ свойств тяговых приводов

Анализ зарубежных источников не позволил обнаружить исчерпывающих данных для однозначного выбора между ООП и ОРП. Так, в [5] утверждается, что «привод с полым валом в течение срока службы электровоза обходится на 37 % дороже, чем опорно-осевой», однако указывается, что для конкретных приводов «картина может быть иной», сообщается о распространенном мнении, что при ООП выше коэффициент сцепления из-за отсутствия упругого звена, однако 60 лет назад отечественными исследованиями установлено, что фрикционные автоколебания при боксовании, возникающие при наличии упругого звена, повышают коэффициент сцепления. Корректная оценка стоимости жизненного цикла ООП и ОРП в наших условиях пока невозможна в связи с быстрым изменением экономической ситуации,

в связи с чем авторы предлагают сравнивать ООП и ОРП по технико-технологическим показателям, влияющим на ценность продукта и возможность его изготовления: технологической доступности производства и эксплуатации (возможность изготовления в отечественных условиях, сложность обслуживания, необходимость в специальном оборудовании), требования физических ресурсов (дополнительной массы и пространства для компоновки) и дополнительных потребительских свойств (влияние на тяговые свойства и состояние пути). Для сравнения возьмем приводы примерно равного технологического уровня, обеспечивающие сопоставимую долговечность и надежность в эксплуатации, а именно ООП фирмы *Siemens* (Германия), примененный на отечественном электровозе 2ЭС10, ОРП с КС на тихоходной стороне *GEALAIF*, (ЭП20), созданного совместно с фирмой *Alstom* (Франция), и ОРП с КС на быстроходной стороне отечественного тепловоза 2ТЭ121. Применение при интегрированной компоновке ООП быстроходного ТЭД с максимальной частотой вращения 3425 мин$^{-1}$ потребовало уменьшения внутреннего диаметра подшипников на быстроходной части привода и разделения нагрузки, действующей на быстроходную шестерню, на две опоры, для чего пришлось пойти на опирание одного из концов вала ротора на подшипник осевого редуктора, потребовавшее введения мембранной муфты и шлицевого соединения. Это повышает ресурс подшипников в 3-4 раза по сравнению с консольным размещением быстроходной шестерни. Ограниченная компенсирующая способность мембранной муфты и опирание моторно-редукторного блока на два моторно-осевых подшипника (МОП), на корпусе ТЭД и на корпусе редуктора (т.е. параллельность осей зубчатых колес обеспечивается длинной размерной цепью, включающей размеры деталей оси, корпуса ТЭД и корпуса редуктора), требует повышения точности обработки корпусных деталей по сравнению с ОРП с КМ на быстроходной стороне, а перекос зубьев передачи все равно возникает из-за изгиба оси колесной пары. Сборка и балансировка ТЭД отдельно от редуктора невозможна, наличие мембранной муфты увеличивает число деталей, определяющих базирование ротора ТЭД, что усложняет балансировку. Согласно [6], сборка и обслуживание МОП производится по технологии «*Siemens AG*» на предприятиях компании представителями компании «*Siemens* AG». Обслуживание и ремонт привода усложняется в связи с невозможностью сборки и балансировки ТЭД отдельно от редуктора. Сходное устройство имеет и тяговый привод опытного электровоза 2ЭВ120 разработки компании *Bombardier* (Канада). Такая компоновка ООП позволяет минимизировать габариты и вес, при u = 6,29, что важно в зарубежном электровозостроении, где тележки проектируются для бесколлекторных ТЭД, требуемая осевая нагрузка F_o колеблется от 160 до 250 кН. Отечественные тележки с $D_к$ = 1250 мм созданы с возможностью применения коллекторных ТЭД и F_o = 250 кН, в связи с чем требования к габаритам и весу менее жесткие.

Для ОРП *GEALAIF* требования к точности обработки корпусных деталей несколько ниже, поскольку осевых подшипников нет, а подшипниковые опоры большого зубчатого колеса расположены только на корпусе редуктора. Детали КМ на тихоходной стороне не требуют высокой точности обработки и могут изготавливаться отечественными предприятиями. На электровозе ЭП20 соединение валов ТЭД и редуктора производится путем затяжки 24 болтов с нормированием усилия затяжки, попарно диаметрально-противоположных, через специально предусмотренный люк в корпусе редуктора, с проворотом двигателя и редуктора после затяжки каждого болта, что также трудоемко. При сопоставимой сложности с ООП интегрированной компоновки, основным недостатком ОПР с КМ на тихоходной стороне становится необходимость увеличения централи тяговой передачи из-за размещения полого карданного вала между осью и корпусом ТЭД с возможностью вертикального перемещение оси относительно рамы тележки. Повышение быстроходности ТЭД и уменьшение их габаритов пока не позволяет разместить ТЭД на грузовых локомотивах даже при $D_к$= 1250 мм при требуемом передаточном числе при данном типе ОРП без промежуточного зубчатого колеса. Так, в ООП электровоза 2ЭС10 размер централи ре-

дуктора составляет 560 мм, диаметр оси между подшипниковыми узлами – 238 мм, расстояние от центра оси до края корпуса – 143 мм (при расстоянии от центра вала ТЭД до края пакета статорного железа равно 414 мм это соответствует толщине корпуса в районе оси 3 мм, и она не может быть уменьшена). Зазор между осью и корпусом равен 24 мм, в то время как зазор между полым валом и осью принимается равным 35 мм плюс толщина полого вала и зазор между полым валом и ТЭД. Подрессоривание редуктора требует увеличения клиренса до 180 мм и уменьшению диаметр большого зубчатого колеса примерно на 30 мм. Таким образом, при использовании тепловозного ТЭД необходимо принимать $D_к$= 1250 мм (2ТЭ70), электровозного – $D_к$= 1350 мм (ВЛ84), либо применять промежуточные зубчатые колеса или двухступенчатую передачу. Авторами предложено использовать дугостаторные асинхронные ТЭД [7, 8], где полый вал расположен в выемке корпуса ТЭД. Дугостаторные ТЭД пока не используются на локомотивах, но это возможно в дальнейшей перспективе.

ОРП к КМ на быстроходной стороне технологически наиболее доступен из рассмотренных. Редуктор является самостоятельным узлом, и не содержит посадочных поверхностей, сопрягаемых с корпусом ТЭД. Выкатывание всего КМБ без разобщения ТЭД и редуктора возможно при наличии съемного приспособления. Технологии изготовления резинокордных и зубчатых муфт освоены в России. Одна и та же конструкция КМ может быть применена при разных значениях передаточного числа, зазор между ТЭД и осью минимален. При этом ОРП с КМ в виде внутри ротора ТЭД для размещения последнего требует увеличения диаметра роторных подшипников ТЭД, что ограничивает максимальную частоту вращения ротора и возможности снижения массы ТЭД. Зарубежные фирмы применяют в современных конструкциях двойную муфту между ТЭД и редуктором (привод тепловоза *ER20 CF* фирмы *Siemens* [9], $D_к$= 1100 мм, осевая сила тяги до 60 кН), что создает дополнительные ограничения осевого габарита ТЭД. Возможно применение ТЭД с осевым магнитным потоком и дисковым ротором.

Таким образом, технологическая доступность привода в общем зависит как от наличия компенсирующего механизма, так от принципа его компоновки – простая, переходная, интегрированная или агрегатная (рис. 1). Существенное различие в степени сложности между опорно-осевым приводом и опорно-рамным с полым валом наблюдается только в группе простой компоновки. Сравнивать простой опорно-осевой привод необходимо не с опорно-рамным приводом с осевым редуктором, а с приводом без передаточного механизма, созданным и испытанным во ВНИКТИ. На сложность технической реализации привода влияет диаметр колеса. Так, при $D_к$= 1050 мм создание привода с валом в полом роторе затруднено из-за уменьшения внутреннего диаметра пакета электротехнической стали ротора. Применение промежуточных зубчатых колес при $D_к$= 1050 мм ведет к необходимости применения сложных многопоточных схем или двухступенчатых передач [10, 11].

Из этого можно сделать вывод, что решающим фактором выбора между опорно-осевым и опорно-рамным приводом в настоящее время является не само по себе введение в конструкцию передаточного механизма, увеличивающего число деталей, а изменение свойств привода в результате такого введения. Рассмотрим эти изменения более подробно.

Зависимость массы привода от его типа

Как указывалось, выше, в приводе с карданным валом в полом роторе частота вращения ТЭД ограничена из-за увеличения диаметра роторных подшипников. Сравним массы бесколлекторных ТЭД электровозов бывшего СССР с валом в полом якоре (ЭП10, ДС3) и ТЭД приводов интегрированного типа (табл. 1). Крутящий момент на валу указан для продолжительного режима работы. Как видно из табл. 1, увеличение частоты вращения ТЭД на 25…30 % позволяет снизить массу ТЭД на 10…20 % (по вариантам с наименьшей массой в опорно-осевом и опорно-рамном

приводе), или на 200…400 кг. Необходимость увеличить поперечную жесткость редуктора с помощью оребрения повышает массу редуктора, но несколько уменьшаются габариты самого редуктора за счет сокращения централи, что ведет, наоборот, к уменьшению его массы.

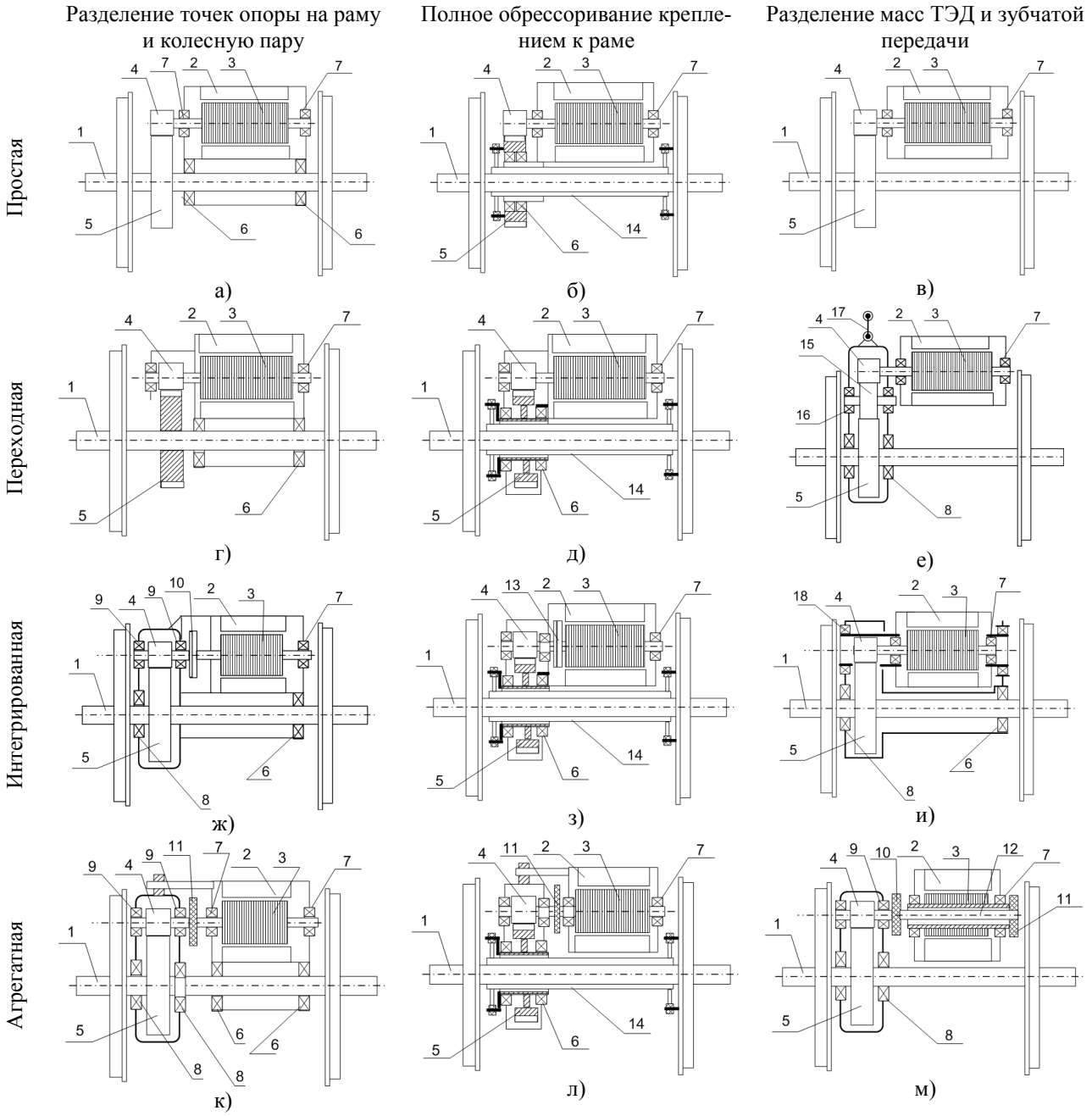


Рис. 1. Табличная классификация групп конструктивных решений для редукторных приводов: 1 – колесная пара; 2 – статор ТЭД; 3 – ротор ТЭД; 4 – малое зубчатое колесо; 5 - большое зубчатое колесо; 6 – моторно-осевой подшипник; 7- подшипник ротора ТЭД; 8 – осевой подшипник редуктора; 9 – подшипник оси малого зубчатого колеса; 10 – дисковая муфта; 11 – упруго-компенсирующая муфта; 12 – торсионный вал; 13 – мембранная муфта; 14 – полый вал; 15 – промежуточное зубчатое колесо; 16 – подшипник промежуточного зубчатого колеса; 17 – тяга; 18 – подшипник опоры на вал ТЭД

Fig. 1. Tabular classification of structural solution groups for gearbox drives: 1 – wheel pair; 2 – TED stator; 3 – TED rotor; 4 – small gear wheel; 5 – large gear wheel; 6 – motor-axial bearing; 7 –TED rotor bearing; 8 – reduction gear axial bearing; 9 – small gear axle bearing; 10 – disk coupling; 11 – elastic-compensating coupling; 12 – torsion shaft; 13 – membrane coupling; 14 – hollow shaft; 15 – is an intermediate gear; 16 – is an intermediate gear bearing; 17 – push-pull rod; 18 – bearing of support on TED shaft

ОРП позволяет применить продольное сверление оси, чем снизить ее массу от 50 до 200 кг. При ОРП с КМ на тихоходной части также увеличивается за счет существенной массы КМ, различной в зависимости от наличия дискового тормоза

(при отсутствии дискового тормоза на колесах возможно применение резинокордных дисковых муфт (РКМ), которые имеют минимальную массу).

Таблица 1

Параметры ТЭД локомотивов

Table 1

Parameters of TEM locomotives

Серия	ЭП10	ДС3	2ЭС10	ЭП20	2ЭС5С
ТЭД	НТА-1200	СТА-1200У1	1ТВ-2822	ДТА-1200А	ДТА-1100
Мощность, кВт	1200	1200	1050	1200	1050
Масса, кг	2600	2400	2980*	1960	2200
Частота вращения, мин$^{-1}$	2680	2900	3425	3532	3561
Момент, Нм	8629	10400	6810	5948	6200
Расход воздуха, м^3/мин	90	80	90	90	-

* в сборе с частью редуктора.

Рассмотрим возможности применения ТЭД с параметрами СТА-1200У1 для электровозов на примере 2ЭС5С. Максимальная частота вращения ротора ТЭД:

$$n_{\max} = \frac{25 V_к F_{ро}}{3\pi M_р \eta}; \qquad (1)$$

где $V_к$ = 120 км/ч – конструкционная скорость локомотива; $F_{ро}$ = 66,25 кН – сила тяги одной оси в расчетном (в данном случае продолжительном) режиме; $M_р$= 10,4 кН - крутящий момент СТА-1200У1 в продолжительном режиме; η = 0,98 – расчетный КПД передачи. При указанных значениях величин n_{max} =2100 мин$^{-1}$, не вызывая проблем с выбором роторных подшипников. При $D_к$= 1050 мм и модуле 9 интегрированная или агрегатная компоновка позволяет получить u = 6,54 и повысить n_{max} до 3400 мин$^{-1}$, но число зубьев малого зубчатого колеса потребуется уменьшить до 13, возможность такого решения требует дальнейшего изучения.

Зависимость неподрессоренной массы от типа привода

В табл. 2 приведены величины неподрессоренные массы локомотивов, приходящейся на одну ось $m_н$, в зависимости от $D_к$, типа ТЭД (коллекторный – КД и бесколлекторный – БД) и привода (ООП, ОРП с осевым редуктором – ОРП-ОР, ОРП с полым валом на оси – ОРП-ПВ).

Таблица 2

Величины неподрессоренные массы локомотивов

Table 2

Values of unsprung masses of locomotives

Серия	ВЛ10М	ВЛ80СК	2ЭС6	2ЭС10	2ЭС5	2ТЭ121	ВЛ84	ТЭП75
$D_к$, мм	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1350	1250
Привод	ООП	ООП	ООП	ООП	ООП	ОРП-ОР	ОРП-ПВ	ОРП-ПВ
ТЭД	КД	КД	КД	БД	БД	КД	КД	КД
$m_н$, кг	6320	6300	7040	5588	5500	4200	3800	3400
Серия	ЭП1М	ЧС6	ТЭП70У	ЭП20	2ТЭ10Л	2ТЭ116	2ТЭ25А	ТЭП60
$D_к$, мм	1250	1250*	1220	1250*	1050	1050	1050	1050
Привод	ОРП-ОР	ОРП-ОР	ОРП-ПВ	ОРП-ПВ	ООП	ООП	ООП	ОРП-ПВ
ТЭД	КД	КД	КД	БД	КД	КД	БД	КД
$m_н$, кг	3900	3250	2760	2946	5700**	4460	3900	2500

* – безбандажные колеса.

** – с учетом моментов инерции ТЭД в приводе с жесткой передачей.

Как видно из табл. 2, в локомотивах с $D_к$ = 1250 мм ООП интегрированной схемы снижают $m_н$ на 15…25 % по сравнению с ООП и КД, т.е. на 700…1400 кг. ОРП с КМ

на быстроходной стороне снижает $m_н$ в 1,5…1,7 раза, (на 2100…2800 кг), с учетом вращающихся масс в приводах без упругого звена – примерно вдвое. При АТД приводах ОРП с КМ на быстроходной стороне снижают $m_н$ на 30…40 %, или 1300…1600 кг. Для ОРП переход к КМ на тихоходной стороне при $D_к$=1250 мм снижает $m_н$ на 15…25 % или 500…800 кг, а для ВЛ84 с $D_к$ = 1350 мм мм снижение $m_н$ незначительно. При дисковых тормозах (ЭП20) итоговая $m_н$ возрастает на 200 кг. Для локомотивов с $D_к$=1050 мм при ООП применение упругого звена в тяговой передаче снижает $m_н$ на 30 % при коллекторных ТЭД, а при бесколлекторных ТЭД до величины $m_н$ неподрессоренной массы пассажирских электровозов (ЭП1, ЧС1-ЧС8), что указывает на возможность создания пассажирских тепловозов с ООП.

Влияние типа привода на тяговые свойства локомотива

Влияние вертикальных статических сил. Расчет данных сил и их влияния на перераспределение нагрузок по осям тележки описан в ряде отечественных работ. Перераспределение нагрузок по осям компенсируется за счет конструкции рессорного подвешивания тележки, устройств передачи силы тяги и применения догружающих устройств. Согласно расчетам, для экипажной части тепловоза 2ТЭ116 с ООП коэффициент использования сцепного веса – 0,832, с ОРП и КМ на быстроходной стороне – 0,86, с ОРП и КМ на тихоходной стороне – 0,875. Применение ОРП с КМ на тихоходной стороне снижает перераспределение нагрузок по осям на 3…5 %.

Влияние динамического момента. Возникновение динамической составляющей при проезде неровностей пути рассмотрено в отечественных работах, например, в [2]. Наибольшие коэффициенты динамики $K_д$ для приводов разного типа с коллекторным ТЭД, полученные на грузонапряженных участках железных дорог общего назначения, приведены в таблице 3 ($M_т$ – тяговый момент, $M_д$ – динамический).

Таблица 3

Наибольшие коэффициенты динамики $K_д$ для приводов

Table 3

The highest dynamics coefficients ($K_д$) for drives

Серия	2ТЭ10Л	2ТЭ116	2ТЭ121*	ВЛ80к	ВЛ84	ТЭ125
$M_т$, Нм	5020	4976	7300	8500	12400	4976
$M_д$, Нм	8000…9000	4100	5750…6200	8200**	6500…6800	390
$K_д$	1,6…1,8	0,83	0,79…0,83	0,97	0,52…0,55	0,08

* – участок Воркута-Сосногорск Северной железной дороги.

** – при скорости 80 км/ч.

Наибольшие значения $K_д$ (до 1,6…1,8) характерны для ООП с ЖЗК, а наименьшие – для ОРП с КМ на тихоходной стороне, при сосредоточении доли статического прогиба в первой ступени (ТЭ125) $K_д$ незначителен. ООП с упругими звеньями и ОРП с КМ на быстроходной стороне равноценны. Косвенным доказательством высоких значений $K_д$ для ООП электровозов с ЖЗК является волнообразный износ рельсов. Для примерной оценки $M_д$ в приводах новых локомотивов примем допущение, что при прохождении вертикальной неровности пути не происходит ударов в зубчатом зацеплении и колесо не проскальзывает по рельсу:

$$M_д = (u+1)\frac{\ddot{x}J}{c}, \qquad (2)$$

где $\ddot{x}$ – вертикальное ускорение колесной пары; J – момент инерции ротора ТЭД; c – расстояние от оси колесной пары до точки подвеса ТЭД. Принимая для упрощения c одинаковой для разных приводов и исходя из равенства кинетической энергии необрессоренной массы и потенциальной энергии деформации верхнего строения пути при прохождении рельсового стыка, когда вертикальная составляющая скорости движения колесной пары мгновенно изменяется на некоторую величину, получим соотношение приведенных к оси

колесной пары динамических моментов в приводах с разными передаточными числами, моментами инерции ротора ТЭД и величиной неподрессоренной массы:

$$\frac{M_{\text{дпр1}}}{M_{\text{дпр2}}} = \frac{(u_1+1)^2 J_1}{(u_2+1)^2 J_2}\sqrt{\frac{m_{н2}}{m_{н1}}}, \qquad (3)$$

где $m_{н1}$, $m_{н2}$ – неподрессоренные массы локомотивов со сравниваемыми приводами. Соотношение моментов инерции роторов ТЭД определим упрощенно, взяв в качестве ротора полый цилиндр с размерами, соответствующими размерам пакета стали ротора:

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{l_1(R_1^4 - r_1^4)}{l_2(R_2^4 - r_2^4)} \qquad (4)$$

где l_1, l_2 – длины пакетов стали сравниваемых роторов, R_1, R_2 и r_1,r_2 – соответственно наружные и внутренние диаметры пакетов стали. Для сравнения возьмем тяговый привод электровозов постоянного тока 2ЭС10 с ТЭД 1ТВ2822 и 2ЭС6 с ТЭД ЭДП810У1. m_1 = 5588 кг, m_2 = 7020 кг, u_1= 6,294; u_2= 3,44; R_1= 0,25 м; r_1= 0 (т.к. пакет установлен непосредственно на вал); l_1= 0,35 м; R_2= 0,37 м; r_2= 0,16 м; l_2= 0,4 м. Подставив эти данные в (4) и (3), получим, что $M_{\text{дпр}}$ в интегрированном приводе 2ЭС10, приведенный к оси колесной пары, при отсутствии проскальзывания колес по рельсам, должен составить 0,54 от $M_{\text{дпр}}$ в приводе электровоза постоянного тока с коллекторным ТЭД 2ЭС6, т.е должен снизиться примерно на 45 %, при уменьшении момента инерции ротора ТЭД примерно впятеро. Однако осевая сила тяги у 2ЭС10 в часовом режиме составляет 71 кН против 58 кН у 2ЭС6, т.е. ближе к физическому пределу силы тяги по сцеплению, что увеличивает вероятность проскальзывания колес по рельсам. При сравнении привода 2ЭС10 с приводом электровоза переменного тока 2ЭС5к (m_2= 6300 кг, u_2= 4,19; R_2= 0,33 м; r_2= 0,16 м; l_2= 0,355 м) получаем снижение на 35 %. Таким образом, существенное снижение абсолютной величины момента инерции ротора в приводах с высокооборотными ТЭД не устраняет ухудшения сцепных свойств при жесткой передаче, из-за того, что приведенный момент инерции снижается медленнее, вследствие роста передаточного числа. Для решения данной проблемы необходимо переходить к агрегатной компоновке ООП (рис. 1к), либо применять ОРП, что также устраняет зависимость $M_д$ от жесткости пути.

Изменение динамической нагрузки на ось. Величина динамической разгрузки осей при прохождении вертикальных неровностей пути и одинаковых свойствах рессорного подвешивания определяет величиной $m_н$. Поэтому наихудшим будет ООП интегрированного типа, далее по мере улучшения свойств идут ООП агрегатного типа, ОРП с КМ на быстроходной части и ОРП с КМ на тихоходной части.

Автоколебания в приводе. Развитие фрикционных автоколебаний в процессе скольжения колеса по рельсу увеличивает коэффициент сцепления. Так, при испытаниях тепловоза 2ТЭ121-003 наблюдалось явление перемежающегося боксования с автоколебаниями колесной пары, коэффициент сцепления составил 0,25…0,27 при скольжении до 15 %. Второй максимум коэффициента сцепления при скорости скольжения колеса по рельсу около 10 км/ч [12] может быть также объяснен развитием автоколебаний и самоочисткой поверхности колеса и рельса при скольжении, данная гипотеза требует экспериментальной проверки. В ООП с ЖЗК автоколебания оси колесной пары не развиваются из-за ударного виброгашения в зубьях тяговой передачи, автоколебания ТЭД на подвеске не развиваются вследствие высокой жесткости последней, автоколебания надрессорного строения маловероятны вследствие мер по повышению коэффициента использования сцепного веса. Использование фрикционных автоколебаний для улучшения сцепных свойств возможно в опорно-осевом приводе агрегатной компоновки и опорно-рамных приводах.

Таким образом ООП интегрированного типа с ЖЗК ухудшает сцепление колеса с рельсом по сравнению агрегатным ООП и ОРП на 12…15 %.

Влияние типа привода на состояние пути

Конструкция тягового привода влияет на состояние пути в эксплуатации вследствие разной величины неподрессоренной массы и неравномерного износа рельс от воздействия динамического момента [13]. Сравнительная оценка неподрессоренных масс приведена авторами выше. Исходя из условия равенства кинетической энергии и потенциальной и пренебрегая рассеянием энергии, можно приближенно определить динамический прогиб рельса в зоне стыка при ударе:

$$x = V_{\text{в}}\sqrt{\frac{m_{\text{н}}}{k}}\ , \qquad (5)$$

где $V_в$- вертикальная составляющая скорости движения колесной пары при прохождении стыковой неровности; k – жесткость пути. Чем выше x, тем больше остаточная деформация балласта, тем выше темпы нарастания расстройства пути. Величина $m_н$, приходящаяся на одну ось, в настоящее время не нормирована в зависимости от эксплуатационных скоростей, расчетная величина $m_н$ при жесткой передаче может быть заниженной из-за отсутствия данных о моменте инерции ротора и статора ТЭД. Неравномерный износ рельс, как показано в [2], характерен для ООП с ЖЗК, где частота $М_д$ совпадает с частотой собственных колебаний $m_н$ на упругом основании пути. В [14] констатируется, что при использовании упругих зубчатых колес (УЗК) в ООП снизилась интенсивность износа бандажей, данный вывод можно распространить на агрегатный ООП и ОРП с КМ на быстроходной части. Таким образом, с точки зрения расходов на содержание пути наихудшим является ООП интегрированного типа, приемлемыми – ООП агрегатного типа и ОРП с КМ на быстроходной стороне, наилучшим – ОРП с КМ на тихоходной стороне.

Обобщение результатов

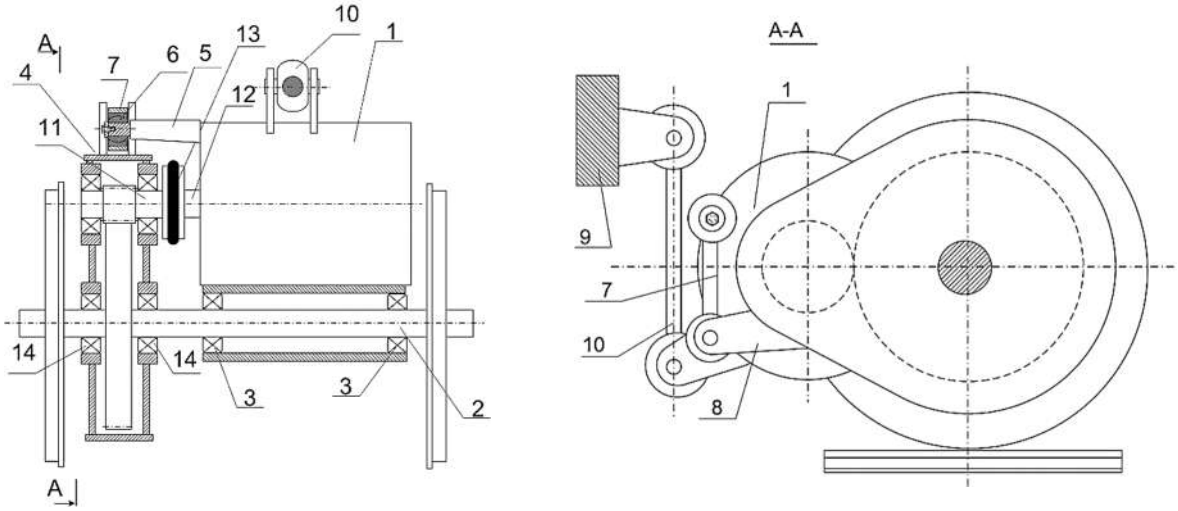
Изложенные результаты полностью подтверждают выводы о целесообразности применения ОРП с коллекторными ТЭД, при расположении КМ на быстроходной стороне для защиты ТЭД от вибраций при пересопряжении зубьев тяговой передачи. Это позволяет повысить мощность коллекторных ТЭД грузовых электровозов до 1000…1200 кВт в часовом режиме, т.е. до уровня мощности бесколлекторных ТЭД, при одновременном снижении неподрессоренной массы и повышении надежности коллекторных ТЭД в сравнении с опорно-осевым приводом.

Для бесколлекторных ТЭД использование ООП интегрированного типа с ЖЗК на отечественных электровозах нерационально как с точки зрения сложности изготовления, так и с точки зрения задачи максимального повышения тяговых свойств. Авторами предложен и запатентован ряд ООП агрегатной схемы, снабженных упругой муфтой, например, рис. 2, где связь между осевым редуктором и ТЭД осуществляется с помощью шарниров и поводка. При этом ожидается снижение $m_н$ примерно на 800 кг за счет упругой связи ротора ТЭД, без существенного увеличения массы привода, уменьшение проката бандажа (для тепловозов он составил 12…15%) и улучшения коэффициент сцепления как за счет снижения уровня динамического момента в валопроводах, так и за счет фрикционных автоколебаний при боксовании. Агрегатный ООП не требует изменений в конструкции тележки электровоза и может быть вписан в существующие габариты. Упрощается изготовление и ремонт привода. На вариант привода рис. 2 авторами подана заявка на получение патента. Также возможно использование ОРП с КМ на быстроходной стороне, рот этом некоторое увеличение массы ТЭД вследствие снижения максимальной частоты его вращения возможно за счет применения бесколлекторных ТЭД с аксиальным магнитным потоком, в перспективе возможно применение ОРП с КМ на тихоходной стороне и дугостаторными асинхронными двигателями, имеющих вырез в статоре [8].

Для пассажирских локомотивов ОРП с КМ на тихоходной части не имеет решающих преимуществ перед ОРП с КМ на

быстроходной части, о чем свидетельствует эксплуатация электровозов ЧС200, при этом. При этом ОРП с КМ на быстроходной части технологически проще, чем ОРП с КМ на тихоходной части интегрированного типа.

Таким указание в технических требованиях так называемого «класса привода» по И.В. Бирюкову утратило смысл, ввиду неоднозначного определения эксплуатационных свойств. Более целесообразно либо нормировать отдельные показатели привода (неподрессоренную массу и т.п.), не связывая производителя в выборе вариантов реализации, либо, на основании технико-экономических исследований, более конкретно определять конструктивные решения.



а) б)

Рис. 2. Агрегатная компоновка опорно-осевого привода: а) общий вид; б) вид со стороны осевого редуктора; 1 – ТЭД; 2 – колесная пара; 3,14 – подшипники; 4 – осевой редуктор; 5 – кронштейн с пальцем; 6 – сферический шарнир; 7 – подвеска; 8 – кронштейн осевого редуктора; 9 – рама тележки; 10 – подвеска ТЭД; 11 – вал ТЭД; 12 – вал осевого редуктора; 13 – упруго-компенсационная муфта

Fig. 2. Axial Drive Assembly Arrangement: a) general view; b) view from the side of the axial reducer; 1 – TED; 2 – wheel pair; 3.14 – bearings; 4 – axial reducer; 5 – bracket with pad; 6 – spherical hinge; 7 – suspension; 8 – bracket of axial reducer; 9 – bed frame; 10 – TED suspension; 11 – TED shaft; 12 – shaft of axial reduction gear; 13 – elastic-compensating coupling

Выводы

1. В результате проведенного анализа логики конструкторских решений установлено отсутствие единых рациональных и теоретически обоснованных критериев выбора между ООП и ОРП.

2. Предложены технико-технологические показатели для сравнительной оценки тяговых приводов, включающие в себя технологическую доступность привода, требования физических ресурсов и создание дополнительных потребительских свойств.

3. Установлено, что современные конструкции ООП и ОРП с КМ на тихоходной стороне интегрированной компоновке менее технологичны и более сложны в изготовлении и ремонте по сравнению с ОРП с КМ на быстроходной стороне.

4. ООП интегрированной компоновки с ЖЗК имеет наименьшие габариты и массу по сравнению с другими типами приводов (на 200…400 килограммов), однако при его применении реализуемый коэффициент сцепления колеса с рельсом на 10…15 % ниже, чем при использовании ОРП.

5. Подтверждена целесообразность применения ОРП с КМ на быстроходной стороне для магистральных локомотивов с коллекторными ТЭД, с целью снижения вибрационных нагрузок на их узлы и повышения надежности и долговечности.

6. Предложено заменить ООП интегрированного типа на ООП агрегатного типа с упругой муфтой, либо на ОРП с КМ на быстроходной стороне, для улучшения сцепных свойств на 12…15 % и повышения технологичности.

7. Предложено вернуться к исследованиям возможности применения в каче-

стве ТЭД двигателей с аксиальным магнитным потоком и дугостаторных асинхронные двигатели с вырезом в статоре.

8. Предложено разрешить применять ОРП с КМ на быстроходной стороне на вновь разрабатываемых пассажирских электровозах для повышения степени унификации с грузовыми локомотивами.

9. На предложенные решения подана заявка на получение патента на полезную модель.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Механизмы и системы управления силовых передач транспортных машин: монография / О.В. Измеров, Н.М. Луков, А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, А.А. Пугачев, В.Г. Новиков, Г.П. Жилин, М.И. Борзенков, О.В Дорофеев // Орел, ОрелГТУ, 2008, 253 с.
2. Бирюков И.В.Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И.В. Бирюков, А.И. Беляев А.И, Е.К. Рыбников // М., Транспорт, 1986 – 256 с.
3. Поиск новых конструктивных схем редукторного и безредукторного тягового привода локомотива с частичным обрессориванием масс: статья / В.И. Воробьев, А.Г. Стриженок, О.В. Измеров. // «Вестник Брянского государственного технического университета» № 1 (49) 2016, Брянск, с. 16-21.
4. Техническая инновационика. Рациональный выбор технических решений при проектировании: монография / [О.В. Измеров и др.]; под ред. О.В. Измерова. – Орел: Госуниверситет - УНПК, 2013. – 340 с.
5. Sebald, M.B. Vergleich Tatzlagerantrieb und Kardanantrieb mit Hohlwelle (Сравнение привода с опорно-осевой подвеской и привода с карданным полым валом) [Текст] / M.B. Sebald // ETR (Eisenbahntechnische Rundschau). - 2005. - № 7/8. -S. 455-460.
6. Электровоз грузовой постоянного тока 2ЭС10 с асинхронными тяговыми электродвигателями. Руководство по эксплуатации. Часть 4. Описание и работа. Механическое оборудование и системы вентиляции. 2ЭС10.00.000.000 РЭ3.
7. В.И. Воробьев, А.А. Пугачев, О.В. Измеров, Е.В. Николаев. Поиск путей повышения тяговых свойств тепловозов и конструкция тягового привода. Вестник Брянского государственного технического университета № 12(109), Брянск, БГТУ, 2021 - С. 48-59.
8. Патент РФ на полезную модель № 206897. СПК B61C 9/00 (2021.08); B61C 9/48 (2021.08). Тяговый привод локомотива. / Воробьев В.И., Измеров О.В., Космодамианский А.С., Пугачев А.А., Капустин М.Ю., Стрекалов Н.Н., Самотканов А.В., Шевченко Д.Н., Николаев Е.В. Опубл. 30.09.2021, бюл. № 28.
9. Грузовой тепловоз ER20 CF для Литвы // Железные дороги мира, №5, 2009, с. 17-24.
10. Михайлов Г.И. Повышение надежности и несущей способности зубчатых тяговых передач / Г.И. Михайлов. – Казань: Алгоритм+, 2023. – 560 с.
11. Разработка устройств предотвращения боксования локомотива на основе объектного моделирования технических решений / А.С. Космодамианский, С.И. Баташов, Е.В. Николаев // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. – 2022. – № 4 (18). – С. 79 – 86.
12. Новые результаты в теории сцепления локомотива / Г.В. Самме // Транспорт Российской Федерации, № 3(28), 2010, С. 14-16.
13. Динамика колесной пары экипажа при одновременном действии на нее параметрического и кинематического возмущений / Нехаев В.А., Николаев В.А., Смалев А.Н., Серяков К.О. // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. – 2023. – № 4 (22). – С. 45 – 54.
14. Применение агрегатных тяговых приводов для локомотивов с повышенными тяговыми свойствами / Космодамианский А.С., Пугачев А.А., Воробьев В.И., Измеров О.В., Николаев Е.В. // Транспорт Урала, № 2(77), Екатеринбург, УрГУПС, 2023, С.41-48.

REFERENCES

1. Izmerov OV, Lukov NM, Kosmodamiansky AS, Vorobyov VI, Pugachev AA, Novikov VG, Zhilin GP, Borzenkov MI, Dorofeev OV. Mechanisms and control systems of power transmission of transport vehicles: monograph. Orel: Orel-GTU; 2008.
2. Biryukov IV, Belyaev AI, Rybnikov EK. Traction gears of electric rolling stock of railways. Moscow: Transport; 1986.
3. Vorobyov VI, Strizhenok AG, Izmerov OV. Search for new design schemes for gear and gearless traction drive of a locomotive with partial mass compression. Bulletin of Bryansk State Technical University. 2016;1(49):16-21.
4. Izmerov OV, editor. Technical innovation. Rational choice of technical solutions in the design: monograph. Orel: Gosuniversitet – UNPK; 2013.
5. Sebald MB. Vergleich Tatzlagerantrieb und Kardanantrieb mit Hohlwelle. ETR (Eisenbahntechnische Rundschau). 2005;7/8:455-460.
6. Direct-current freight locomotive 2ЭС10 with asynchronous traction motors. Operation manual. Part 4. Description and work. Me-

chanical equipment and ventilation systems. 2ЭС10.00.000.000 РЭ3.
7. Vorobyov VI, Pugachev AA, Izmerov OV, Nikolaev EV. Search for ways to improve the traction properties of locomotives and traction drive design. Bulletin of Bryansk State Technical University. 2021;12(109):48-59.
8. Vorobyov VI, Izmerov OV, Kosmodamiansky AS, Pugachev AA, Kapustin MYu, Strekalov NN, Samotkanov AV, Shevchenko DN, Nikolaev EV. RF patent for utility model No. 206897. SEC B61C 9/00 (2021.08); B61C 9/48 (2021.08). Locomotive traction drive. 2021 Sept 30.
9. Freight locomotive ER20 CF for Lithuania. Railways of the World. 2009;5:17-24.
10. Mikhailov GI. Improving the reliability and bearing capacity of gear traction gears. Kazan: Algorithm+; 2023.
11. Kosmodamiansky AS, Batashov SI, Nikolaev EV. Development of locomotive skid prevention devices based on object modeling of technical solutions. Automation and Modeling in Design and Management. 2022;4(18): 79-86.
12. Samme GV. New results in the theory of locomotive coupling. The Transport of the Russian Federation. 2010;3(28):14-16.
13. Nehaev VA, Nikolaev VA, Smalev AN, Seryakov KO. Dynamics of a vehicle wheel pair with simultaneous parametric and kinetic disturbances. Automation and Modeling in Design and Management. 2023;4(22):45-54.
14. Kosmodamiansky AS, Pugachev AA, Vorobyov VI, Izmerov OV, Nikolaev EV. Application of aggregate traction drives for locomotives with increased traction properties. Transport of the Urals. 2023;2(77):41-48.

Информация об авторах:

Пугачев Александр Анатольевич – доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой «Турбиностроение, электро- и теплоэнергетика» Брянского государственного технического университета, e-mail: alexander-pugachev@rambler.ru.
Воробьев Владимир Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического университета, e-mail: vladimvorobiev@yandex.ru.
Измеров Олег Васильевич, соискатель кафедры «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического университета, email: izmerov@yandex.ru.
Николаев Евгений Владимирович, старший преподаватель кафедры «Тяговый подвижной состав» Российского университета транспорта, e-mail: work-omc@yandex.ru.

Pugachev Aleksandr Anatolyevich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Turbine Engineering, Electrical and Thermal Power Engineering at Bryansk State Technical University, e-mail: alexander-pugachev@rambler.ru.
Vorobyev Vladimir Ivanovich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock at Bryansk State Technical University, e-mail: vladimvorobiev@yandex.ru.
Izmerov Oleg Vasilyevich - Competitior of the Department of Railway Rolling Stock at Bryansk State Technical University, email: izmerov@yandex.ru.
Nikolaev Evgeny Vladimirovich - Senior lecturer of the Department of Traction Rolling Stock of the Russian University of Transport, e-mail: work-omc@yandex.ru.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 01.02.2024; одобрена после рецензирования 21.03.2024; принята к публикации 26.01.2024. Рецензент – Волохов Г.М., доктор технических наук, главный научный эксперт динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 01.02.2024; approved after review on 21.03.2024; accepted for publication on 26.03.2024. The reviewer is Volokhov G.M., Doctor of Technical Sciences, Chief Scientific Expert of Rolling Stock and Infrastructure Dynamics and Strength of "Research and Development and Technological Institute of Rolling Stock", member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.