



Резервирование в тяговом приводе локомотива



Евгения МИЛОВАНОВА
Evgenia A. MILOVANOVA

Алексей МИЛОВАНОВ
Alexey A. MILOVANOV



Алексей МИЛОВАНОВ
Alexey I. MILOVANOV

Милованова Евгения Алексеевна – кандидат технических наук, доцент Иркутского государственного университета путей сообщения (ИрГУПС), Иркутск, Россия.

Милованов Алексей Алексеевич – кандидат технических наук, доцент ИрГУПС, Иркутск, Россия.

Милованов Алексей Игоревич – кандидат технических наук, доцент ИрГУПС, Иркутск, Россия.

Redundant Locomotive Traction Drive

(текст статьи на англ. яз. –
English text of the article – p. 94)

Основной целью представленной работы является исследование возможности применения на железнодорожном транспорте (в частности, при разработке перспективных конструкций и элементов тягового электропривода локомотива) новых технических решений для передаточных механизмов. Предложена конструкторская разработка зубчатой передачи с высокими показателями технологичности при изготовлении и эксплуатации. Обоснована возможность реализации на базе этой зубчатой передачи компоновочной схемы тягового привода с параллельными потоками мощности.

Ключевые слова: железная дорога, локомотив, зубчатая передача, тяговый привод, компоновочная схема, параллельные потоки мощности, резервирование.

Из теории электропривода [1] известен ряд прогрессивности реализуемых схем взаимодействия электрических двигателей с потребителями энергии – исполнительными механизмами: от группового электропривода к индивидуальному однодвигательному; от индивидуального однодвигательного к индивидуальному многодвигательному. В последнем варианте обеспечивается возможность эффективного энергосбережения за счёт взаимного резервирования в процессе движения электродвигателей, включённых в пакет тягового привода, путем создания тягового усилия параллельными потоками мощности.

В практике отечественного производства железнодорожных подвижных транспортных средств принята схема индивидуального однодвигательного электропривода: один двигатель обслуживает одну колесную пару [2].

Значительные мощности (800–900 кВт), реализуемые при обеспечении движения, диктуют необходимость применения до-

полнительных технических средств для создания нормальных условий работы тяговых двигателей, прежде всего это касается системы охлаждения.

Существенным конструктивным недостатком известных схем являются стесненные габариты [2] тягового привода, обусловленные в том числе конструкцией механической передачи вращательного движения от вала двигателя к оси колесной пары, выполненной в виде ступени зубчатых колес с внешним зацеплением. При этом ремонтпригодность передачи соответствует самому низкому уровню технологичности в эксплуатации: при достижении определенной степени износа зубчатой шестерни она подлежит замене на шестерню первой категории, то есть практически неремонтпригодна. Повышение требований к увеличению веса состава вызывает рост нагрузки на зуб, приводит к интенсификации отказов передачи.

РАЗРАБОТКА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

К обоснованию выбора схемы передачи были привлечены сведения о создании ротационных механизмов, использующих разнообразные виды зацепления в передаче для повышения ее надежности, ремонтпригодности, долговечности, расширения диапазона реализуемых передаточных отношений. В качестве основного прототипа выбрана передача Нечаева [3, 4] с внутренним зацеплением торцевых зубьев. Такое конструктивное исполнение позволяет значительно увеличить передаточное отношение ступени зацепления при уменьшении ее габаритов и металлоемкости по сравнению с открытой зубчатой передачей, имеющей эвольвентный профиль рабочей поверхности зуба. Этот результат в передаче Нечаева обеспечен тем, что выпуклый рабочий профиль зубьев шестерни, выполненных в виде выступов на торцевой поверхности венца малого (ведущего) колеса зацепления, ограничен параметрами «улитки Паскаля», а у зубьев ответного (ведомого) колеса плоские рабочие поверхности. Линия зацепления передачи имеет форму участка внешней петли «улитки Паскаля», что дает возможность при относительно высоких значениях передаточного отношения ступени зацепления обеспечить высокое значение коэффициента перекрытия.

При этом существенным достоинством является то, что изготовление плоского профиля зубьев ведомого колеса передачи Нечаева не связано с какими-либо технологическими трудностями в силу простой геометрической формы, а значит и несложной технологии механической обработки поверхностей. В то же время изготовление малых колес передачи при масштабных переходах, обусловленных изменением величины передаваемой нагрузки, в каждом новом случае представляет собой самостоятельную, достаточно сложную инженерную задачу. Это вызвано отсутствием в перечне механической оснастки, предназначенной для изготовления зубчатых колес различных размеров, унифицированных средств, пригодных для выполнения рабочей поверхности зуба, ограниченной параметрами «улитки Паскаля».

Кроме того, не обеспечено в полной мере выполнение требований к ремонтпригодности передачи. Восстановительный ремонт изношенных рабочих поверхностей торцевых зубьев большого (ведомого) колеса передачи не вызывает значительных трудностей (основная операция в этом случае — шлифовка), в то же время восстановление с помощью той же операции (другие практически невозможны) изношенной рабочей поверхности (профилированной по параметрам «улитки Паскаля») зубьев малого колеса затруднено, как и при изготовлении, отсутствием унифицированных средств, способных помочь соблюдению рабочего профиля при шлифовке.

Техническое решение «Торцевая зубчатая передача с внутренним зацеплением» [5] позволяет добиться существенного упрощения и унификации технологического процесса изготовления рабочих звеньев передачи в широком диапазоне их типоразмеров и передаточных отношений. При этом создаются условия для повышения надежности, ремонтпригодности, долговечности передачи.

Все подобные задачи в торцевой зубчатой передаче с внутренним зацеплением решаются тем, что рабочая поверхность зубьев шестерни (малого колеса), выполненных в виде выступов на торцевой поверхности ее венца, представляет собой боковую поверхность тела вращения, на-



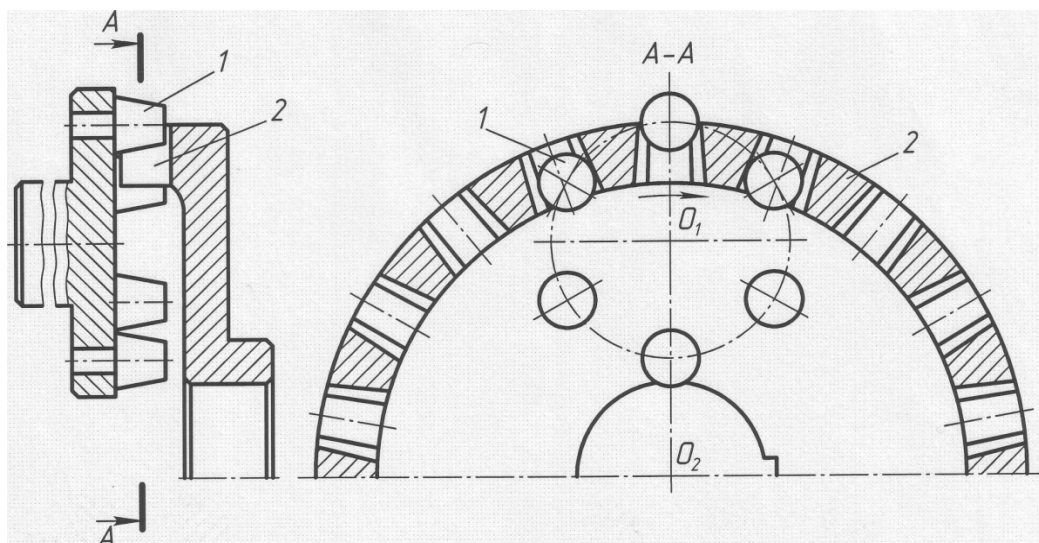


Рис. 1. Кинематическая схема торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением.

пример, усеченного конуса (цилиндра, бочкообразного тела); в сечениях зуба, перпендикулярных оси вращения шестерни, эта рабочая поверхность ограничена окружностью. Сопрягающаяся с зубом шестерни рабочая поверхность зуба ведомого колеса имеет плоский профиль. Причем необходимо соблюдение требования к зацеплению, заключающегося в том, что общая нормаль к сопряженным поверхностям должна проходить через полюс зацепления, и это обеспечивается тем, что линия зацепления имеет форму участка внутренней петли «улитки Паскаля».

На рис. 1 представлена кинематическая схема предлагаемой передачи, где 1 – зуб шестерни, 2 – зуб колеса. Рекомендуемое минимальное число зубьев шестерни – шесть; при передаточном отношении, равном 3, коэффициент перекрытия принимает значение 1,3.

Построение профиля зуба колеса при зубе шестерни, имеющем форму тела вращения, иллюстрирует рис. 2. При построении использован метод обращения движения.

Обозначения на рис. 2:

O_1, O_2 – центры шестерни и колеса;
 W_1 – начальная окружность шестерни;
 W_2, W_3 – внешняя и внутренняя окружности венца колеса;

P – полюс зацепления;

O_p, O_1''', O_1'', O_1' – последовательные положения центра шестерни в относитель-

ном движении при условно неподвижном колесе;

$P1, P2, P3, P4$ – общие нормали к взаимодействующим рабочим поверхностям зуба шестерни и колеса при относительном движении;

a, b, c, P – точки взаимодействия рабочих поверхностей зуба шестерни и колеса при положениях центра зуба шестерни в 1, 2, 3, 4 ($abcP$ образуют участок внутренней петли «улитки Паскаля»).

После поворота на угол α_1 луч O_21 занимает положение O_24 ; O_1 – положение O_2 ; a – положение a' ; дуга $1'4'$ равна дуге O_1O_1' , $O_1a = O_1'a'$.

После поворота на угол α_2 луч O_22 занимает положение O_24 ; O_1 – положение O_1'' ; b – положение b' ; дуга $2'4'$ равна дуге O_1O_1'' , $O_1b = O_1''b'$.

После поворота на угол α_3 луч O_23 занимает положение O_24 ; O_1 – положение O_1''' ; c – положение c' ; дуга $3'4'$ равна дуге O_1O_1''' , $O_1c = O_1'''c'$.

Pa – прямая в плоскости рабочего профиля зуба колеса. Точки b' и c' накладываются на отрезок Pa' .

Если зуб шестерни имеет форму усеченного конуса или цилиндра, взаимодействие с зубом колеса осуществляется в линейном контакте. При бочкообразном зубе шестерни контакт с зубом колеса – точечный.

Проверка результатов геометрических построений была осуществлена с помощью модели зубчатой передачи с внутренним

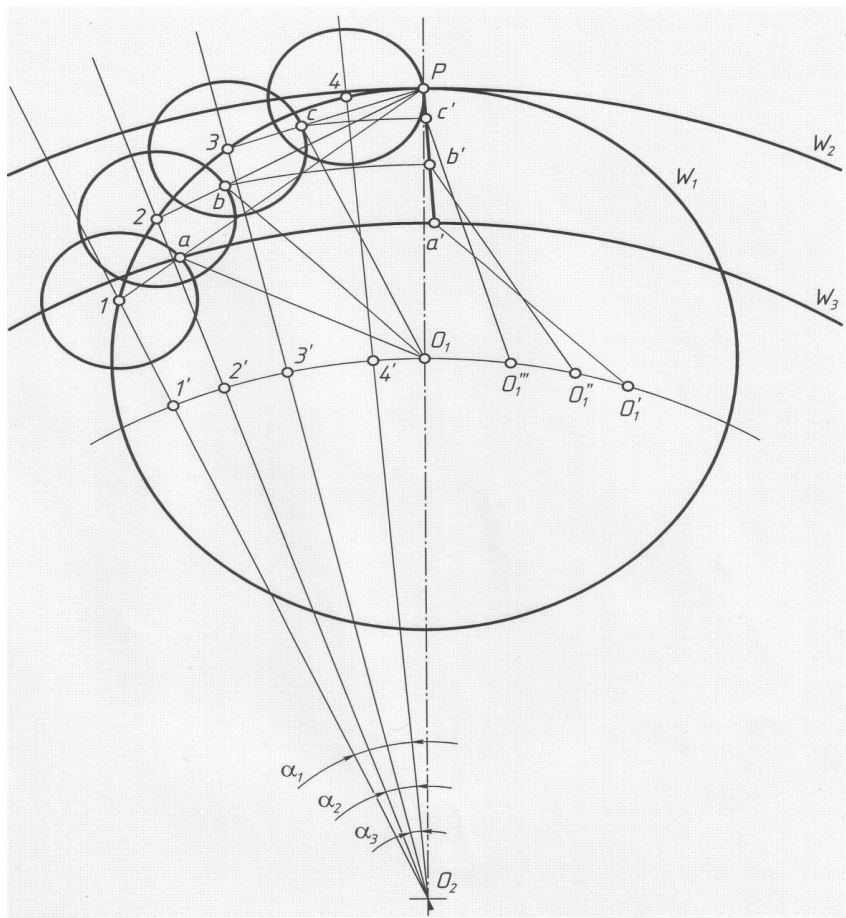


Рис. 2. Схема построения профиля зуба колеса при зубе шестерни, имеющем форму тела вращения.

зацеплением и передаточным отношением 2,95. Форма профиля зубьев ведомого колеса получена графическим построением. Результаты модельных исследований свидетельствуют, что в торцевой зубчатой передаче с внутренним зацеплением, при постоянном передаточном отношении для зубьев шестерни цилиндрической формы, сопряженным профилем зуба колеса предлагаемой передачи служит плоскость.

Техническим результатом практической реализации торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением [5] является существенное упрощение технологии и снижение стоимости производства высоконадежной и ремонтпригодной механической передачи, применение которой возможно в широком диапазоне нагрузок и передаточных отношений. В ходе реального проектирования был осуществлен сравнительный прочностной расчет для ступени зубчатого зацепления силового привода электровоза ВЛ-80 и торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением и тем же передаточным отношением. Результаты расчета свидетельствуют о существенном преимуществе предлагаемой передачи по запасу прочности при сохранении сравнимых кинематических параметров ступени зацепления. Перечень технологических операций при изготовлении и восстановительном ремонте ограничен наиболее обеспеченными оснасткой и станочным оборудованием видами работ: сверление, токарная обработка, плоское фрезерование, шлифовка.

Конструкция передачи создает условия для равномерного износа рабочих поверхностей элементов зацепления. Для зубьев шестерни это достигается, например, самым простым приемом: способ монтажа зуба шестерни на ее венце при регламентном обслуживании, согласованном с интенсивностью износа рабочей поверхности, меняет его положение поворотом

Конструкция передачи создает условия для равномерного износа рабочих поверхностей элементов зацепления. Для зубьев шестерни это достигается, например, самым простым приемом: способ монтажа зуба шестерни на ее венце при регламентном обслуживании, согласованном с интенсивностью износа рабочей поверхности, меняет его положение поворотом



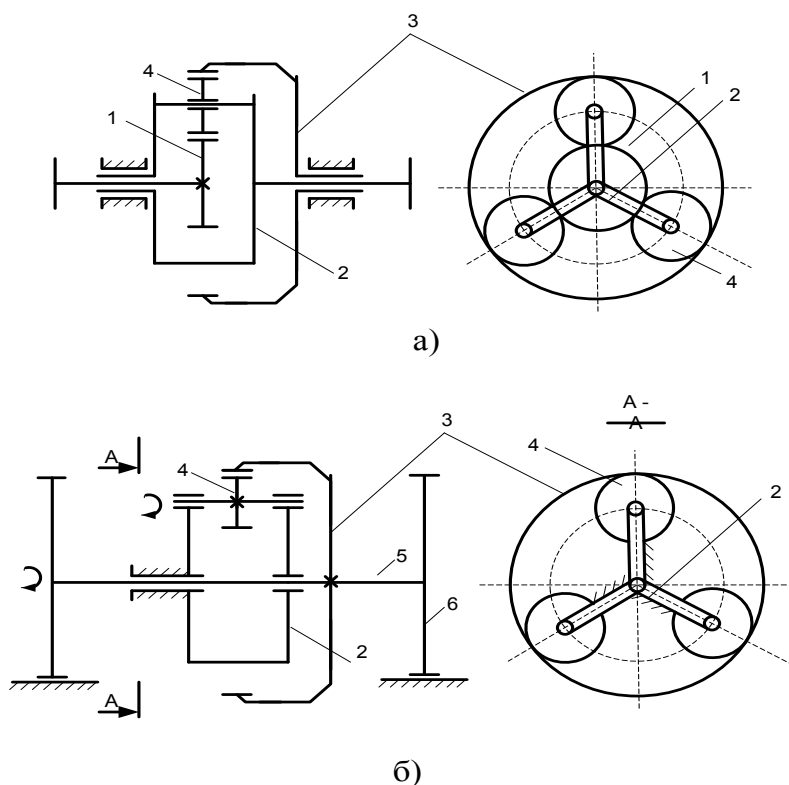


Рис. 3. Построение схемы передаточного механизма.
 Обозначения: 1 – ведущее центральное колесо; 2 – водило; 3 – исполнительное центральное колесо; 4 – сателлит (на рис. 3а), шестерня (на рис. 3б); 5 – ось колёсной пары; 6 – колёсная пара.

относительно собственной оси тела вращения зуба.

Обеспечение возможности равномерного распределения износа рабочих поверхностей в непрерывном процессе работы передачи (без остановок на регламентное обслуживание) достигается тем, что конструкционная посадка для размещения ножки зуба шестерни в гнезде ее венца делается такой, чтобы момент трения скольжения в кинематической паре «зуб шестерни – зуб колеса» лишь незначительно (на 5–10%) превосходил противоположный ему момент трения покоя в кинематической паре «ножка зуба шестерни – гнездо в ее венце». В этом случае при работе передачи обеспечено качество без скольжения в относительном движении зуба шестерни и зуба колеса, при котором выполняется условие равномерного распределения интенсивности износа их рабочих поверхностей [6]; зуб шестерни при этом фактически становится «третьим телом» – промежуточным звеном между венцом шестерни и колесом.

Для снижения коэффициента трения в кинематической паре «ножка зуба шестерни – гнездо в ее венце» между боковой (рабочей) поверхностью ножки зуба и поверхностью гнезда может размещаться промежуточный слой металла, например свинца, собственная пластичность которого превосходит пластичность материала зуба шестерни и ее венца. Создание этого слоя, выполняющего роль твердой «смазки», на боковой поверхности ножки зуба обеспечивается обычно путем плазменного напыления или гальванпокрытием.

При реализации технического решения «Шестерня для торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением» [6] появляется возможность использования полного кругового профиля зуба шестерни в качестве рабочей поверхности, что повышает долговечность и работоспособность передачи. Кроме того, повышением роли трения сцепления в паре «зуб шестерни – зуб колеса» снимается необходимость надежного обеспечения зоны их взаимодействия

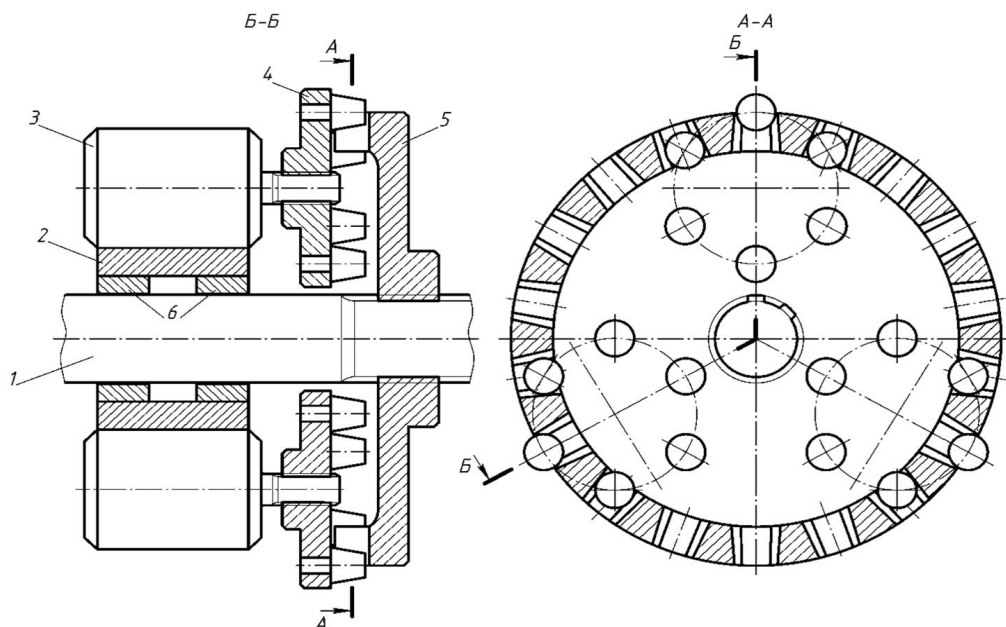


Рис. 4. Компоновочная схема тягового привода с опорно-осевым подвешиванием пакета тяговых двигателей.

Обозначения на схемах рис. 4 и рис. 5: 1 – ось колесной пары; 2 – ступица пакета тяговых двигателей; 3 – тяговый двигатель; 4 – шестерня зубчатого зацепления; 5 – зубчатое колесо; 6 – подшипники скольжения; 7 – опорная рама тележки; 8 – букса; 9 – механизм синхронизации перемещений тяговых двигателей в радиальном направлении относительно оси колесной пары.

смазкой. Нет сомнений, что реализация таких технических решений относится к области нанотехнологий, например, при нанесении покрытий на рабочие поверхности зубьев.

КОМПОНОВОЧНАЯ СХЕМА ТЯГОВОГО ПРИВОДА С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ПОТОКАМИ МОЩНОСТИ

В техническом решении «Компоновочная схема тягового привода железнодорожного подвижного транспортного средства с параллельными потоками мощности» [7] задача создания таких потоков облегчается тем, что механическая передача вращательного движения от вала двигателя к оси колесной пары выполняется в виде параллельных ступеней торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением при общем ведомом зубчатом колесе. Оси роторов тяговых двигателей расположены на дуге окружности, концентричной оси колесной пары; при этом количество тяговых двигателей равно числу ступеней передачи, а суммарная их мощность соответствует мощности, потребной для осуществления

движения транспортного средства с заданными параметрами.

Практическая реализация этой схемы обеспечивается тем, что механизм (см. рис. 3б) построен на основе преобразования простейшей планетарной передачи (см. рис. 3а) [8–11].

В ходе преобразования схемы на рис. 3а:

- удалено ведущее центральное колесо 1;
- водило 2 закреплено неподвижно относительно оси 5 колесной пары 6;
- исполнительное центральное колесо 3 жёстко связано с осью 5;
- оси вращения звеньев 4 неподвижны вместе с водилом 2, при этом, утратив роль сателлитов на схеме рис. 3а, звенья 4 стали шестернями в преобразованной схеме передаточного механизма на рис. 3б.

В компоновке тягового привода подвижного транспортного средства с параллельными потоками мощности пакет тяговых электродвигателей выполняет в схеме на рис. 3б роль водила 2, неподвижного относительно оси 5 колесной пары 6.

Предлагаемая компоновочная схема может быть выполнена в двух вариантах: с опорно-осевым (см. рис. 4) и опорно-



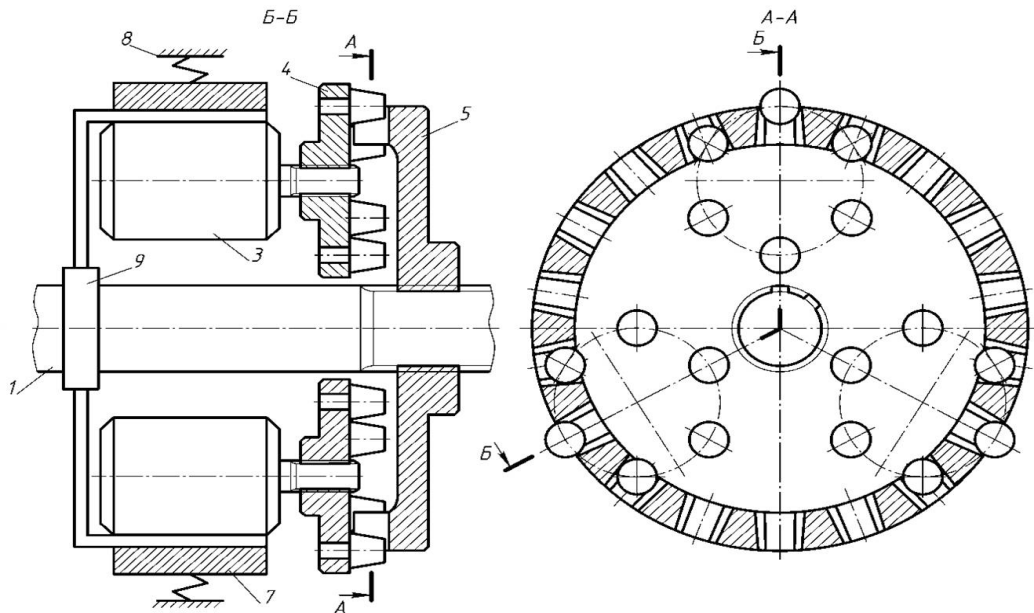


Рис. 5. Компонентная схема тягового привода с опорно-рамным подвешиванием пакета тяговых двигателей (обозначения показаны на рис. 4).

рамным (см. рис. 5) подвешиванием пакета тяговых двигателей. Выбор схемы для реализации определяется требованиями, предъявляемыми к назначению транспортного средства. В случае применения схемы с опорно-осевым подвешиванием опасность разрушения двигателя и оси колёсной пары значительно уменьшается по сравнению с известными промышленными аналогами [2] за счет уравнивания в передаточных ступенях и без того малых (обусловленных особенностями конструкции передачи) радиальных составляющих усилий давления в паре «зуб шестерни—зуб колеса».

В случае применения схемы с опорно-рамным подвешиванием используется способность конструкции передачи допускать радиальные перемещения шестерни относительно колеса в процессе работы. Для пакета тяговых двигателей берутся известные [12] приемы синхронизации в механических колебательных системах путем включения в конструкцию механизма синхронизации перемещений двигателей в радиальном направлении относительно оси колёсной пары. Значения кинематических характеристик перемещений определяются жёсткостью системы подвешивания.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Логическим развитием компонентной схемы тягового привода являются разработка мер по повышению эффективности использования переменного тока в качестве энергоносителя, применение короткозамкнутых асинхронных двигателей — наиболее выгодных и универсальных при эксплуатации электропривода [13]. Как попытка выполнения этих намерений техническим решением «Тяговый привод локомотива с асинхронными двигателями» [14] предусмотрены дополнительные элементы в схемах рис. 4 и 5:

- на осях вращения шестерен 4, между ними и электродвигателями 3 последовательно расположены самодействующие (самоуправляющиеся) муфты — центробежная и предохранительная [15], или комбинированная муфта, сочетающая в себе их свойства;

- в состав электропривода включены устройства обеспечения запуска двигателей с облегченными условиями пуска (роторный, автотрансформаторный) [13]; действия муфт согласованы с работой этих устройств.

Запуск электродвигателей осуществляется при разомкнутой цепи «двигатель – передаточный механизм», замкнутость которой в процессе движения обеспечивает последовательное включение центробежной и предохранительной муфт. В процессе движения предохранительные муфты плавно регулируют потребление мощности для поддержания потребного скоростного режима движения транспортного средства; центробежные муфты помогают согласовать частоты вращения колёсной пары и роторов электродвигателей.

Возможность применения способов и средств автоматического управления агрегатами электропривода в предлагаемой схеме повышает ресурс энергосбережения при осуществлении перевозок в железнодорожной транспортной системе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Ожидаемый результат реализации последовательности технических решений, разработанных на теоретической базе общетехнических дисциплин, находит итоговое воплощение в создании схемы тягового привода с параллельными потоками мощности, одновременно помогая:

- решению проблемы стесненных габаритов электропривода;
- повышению уровня технологичности при изготовлении и обслуживании элементов механизма тягового привода;
- повышению надежности системы тяги за счёт резервирования при параллельной работе электродвигателей;
- расширению возможностей использования асинхронных электродвигателей для создания тягового усилия, обеспечивающего движение железнодорожного транспортного средства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ключев В. И. Теория электропривода. – М.: Энергоиздат, 1985. – 560 с.
2. Бирюков И. В., Савоськин А. Н., Бурчак Г. П. и др. Механическая часть тягового подвижного состава. – М.: Транспорт, 1992. – С. 282–296.
3. Авт. свидетельство 506714 СССР, МПК5 F16H 55/08. Зубчатая передача с торцовыми зубьями /

А. И. Нечаев. – № 1908398/25–28; заявл. 17.04.73; опубл. 15.03.76. Бюл. № 10. – 2 с.

4. Нечаев А. И., Синенко Е. Г., Сильченко П. Н. Торцовые зубчатые передачи и механизмы, построенные на их базе // Наука производству. – 2000. – № 3. – С. 47–50.

5. Патент 2354870, Российская Федерация, МПК7 F16H 1/10. Торцевая зубчатая передача с внутренним зацеплением / Тупицын А. А., Каргапольцев С. К., Милованов А. И и др.; заявитель и патентообладатель Иркутский гос. универ. путей сообщ. – № 2007144586/11; заявл. 04.12.2007; опубл. 10.05.2009. Бюл. № 13. – 7 с.

6. Патент 77374, Российская Федерация, МПК F16H 1/00. Шестерня для торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением / Тупицын А. А., Милованов А. И., Ревенский А. А.; заявитель и патентообладатель Иркутский гос. универ. путей сообщ. – № 2008115572/22; заявл. 21.04.2008; опубл. 20.10.2008. Бюл. № 29. – 1 с.

7. Патент 2412072, Российская Федерация, МПК7 B61C 9/00. Компоновочная схема тягового привода железнодорожного подвижного транспортного средства с параллельными потоками мощности / Милованова Е. А., Милованов А. А., Милованов А. И. и др.; заявитель Иркутский гос. универ. путей сообщ. – № 2009124142/11; заявл. 24.06.2009; приоритет 24.06.2009.

8. Милованова Е. А., Милованов А. А., Милованов А. И. и др. Компоновочная схема тягового привода с параллельными потоками мощности для железнодорожного подвижного транспортного средства // Труды междунар. форума «III тысячелетие – новый мир». Том 2. – М., 2009. – С. 16–17.

9. Милованова Е. А., Милованов А. А., Тупицын А. А. Кинематический анализ торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением для оценки перспективы ее применения в конструкции тягового привода локомотива // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2011. – № 2. – С. 57–61.

10. Милованова Е. А., Милованов А. И., Милованов А. А. Применение идеи «передачи Нечаева» при разработке компоновочной схемы локомотива с параллельными потоками мощности // Известия Транссиба. – 2012. – № 3. – С. 78–83.

11. Милованова Е. А., Милованов А. И., Милованов А. А. Разработка схемы применения асинхронных двигателей в тяговом приводе локомотива // Труды шестнадцатой научно-техн. конференции ИРГУПС. – Красноярск, 2012. – С. 81–84.

12. Левитский Н. И. Колебания в механизмах. – М.: Наука, 1988. – 336 с.

13. Мучник А. Я., Парфёнов К. А. Общая электротехника. – М: Высшая школа, 1967. – 447 с.

14. Патент 135599, Российская Федерация, МПК. Тяговый привод локомотива с асинхронными двигателями / Милованова Е. А., Милованов А. А., Милованов А. И. и др.; заявитель и патентообладатель Иркутский гос. универ. путей сообщ. – № 2013118947/11; заявл. 23.04.2013; приоритет 23.04.2013.

15. Березовский Ю. Н., Чернилевский Д. В., Петров М. С. Детали машин. – М: Машиностроение, 1983. – 384 с.

Координаты авторов: **Милованова Е. А.** – evakami@yandex.ru,
Милованов А. А. – milovanov_aa@irgups.ru, **Милованов А. И.** – amilovanov@irgups.ru.

Статья поступила в редакцию 20.05.2015, принята к публикации 28.08.2015.



REDUNDANT LOCOMOTIVE TRACTION DRIVE

Milovanova, Evgenia A., Irkutsk State Transport University (ISTU), Irkutsk, Russia.

Milovanov, Aleksey A., Irkutsk State Transport University (ISTU), Irkutsk, Russia.

Milovanov, Aleksey I., Irkutsk State Transport University (ISTU), Irkutsk, Russia.

ABSTRACT

The main purpose of the presented work is to study the possibility of using for rail transport (in particular, for development of promising structures and components of locomotive traction electric drive) of new technical solutions for transmission gears.

Keywords: railway, locomotive, gear drive, traction drive, layout scheme, parallel power flows, redundancy.

Background. From the theory of electric drive [1] a number of progressiveness of implemented schemes of interaction between electric motors and energy consumers – actuators is known: from group to individual electric single-engine; from individual single-engine to individual multi-engine. The latter option provides an opportunity of efficient energy-saving due to mutual redundancy in motion of electric motors included in the traction drive package, by creating traction via parallel power flows.

In the practice of domestic production of railway rolling stock the scheme of individual single-engine electric drive is adopted: one engine serves one wheel set [2].

Significant capacity (800–900 kW) realized in ensuring movement dictates the need for additional technical means to create normal working conditions for traction motors, first of all it concerns the cooling system.

A significant design defect of the known schemes are constrained dimensions of [2] traction drive, due to design of mechanical transmission of rotary motion from a motor shaft to a wheel set, designed as a stage of gear wheels with external gearing. The maintainability of transmission corresponds to the lowest level of adaptability in operation: after achieving a certain degree of gear teeth wear, it must be replaced with the first category gear, it is virtually non-repairable. Increasing requirements for increasing train weight causes growth in the load on the tooth, leads to an intensification of transmission failures.

Objective. The objective of the authors is to study issues of redundancy in locomotive traction drive and to suggest own engineering and design solutions.

Methods. The authors use general scientific and engineering methods, modeling, simulation, comparative analysis, graph construction.

A design development of gear drive is offered with high processability indices for manufacturing and operation. The possibility of implementation of layout diagram of traction drive with parallel power flows the basis of this gear drive is shown.

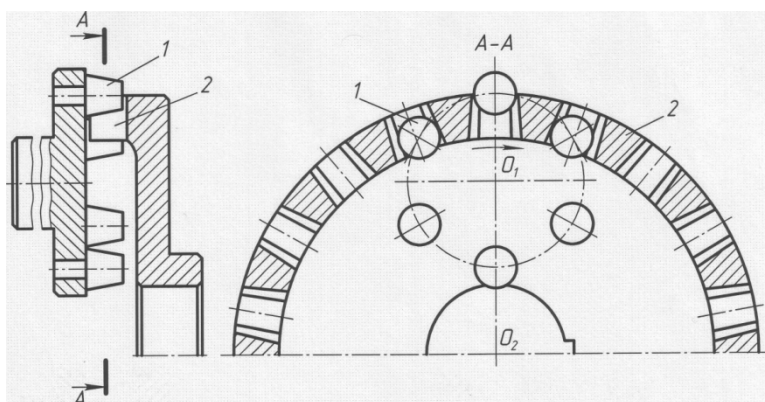
Results.

Development of a new design

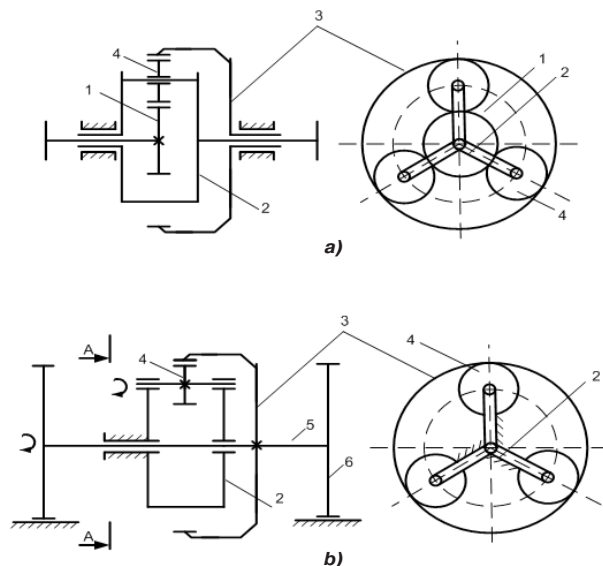
In the process of justifying selection of a transmission scheme information is involved about creating rotational mechanisms using various types of gearing in the transmission to improve its reliability, maintainability, durability, extend the range of implemented transmission ratios. As a basic prototype Nechaev gear [3, 4] was selected, with internal gearing of end teeth. Such design allows to increase the gear ratio of gearing stage while reducing its size and metal content compared to open gear having an involute profile of the working surface of tooth. This result in Nechaev gear is provided by the fact that the convex profile of the working gear teeth, made in the form of protrusions on the face of a crown of small (leading) wheel of gearing, limited to the parameters of «Pascal snail», and the teeth of complementary (driven) wheels have flat work surfaces. Line of transmission gearing has a form of the section of «Pascal snail» outer loop, allowing for relatively high values of the transmission ratio of gearing stage to provide high value of overlapping coefficient.

The essential advantage is that the production of a flat profile of driven wheel teeth of Nechaev gear is not associated with any technical difficulties due to a simple geometric shape, and hence the simple technology of surface machining. At the same time production of small transmission wheels in the large-scale transitions due to the change in the value of transmitted load, in each new case is an independent, fairly complex engineering task. This is caused by the absence in the list of mechanical outfit, designed for manufacturing of gear wheels of different sizes, of standardized tools that are suitable for implementation of the tooth's working surface, limited to parameters of «Pascal snail».

Moreover, maintainability requirements for transmission are not fully provided. Refurbishment of



Pic. 1. Kinematic scheme of end gear with internal gearing.



Pic. 3. Construction of gear mechanism scheme.

design a comparative strength calculation was performed regarding gearing stage of actuator of electric locomotive VL-80 and the end gear with internal gearing and the same gear ratio. The calculation results indicate a significant advantage of the proposed transmission by safety margin, while maintaining comparable kinematic parameters of the gearing stage. The list of process operations for manufacturing and regenerative repairing is restricted by types of work provided mostly by outfit and machinery equipment: drilling, turning, face milling, grinding.

Transmission structure creates conditions for uniform wear of the working surfaces of gearing elements. For the gear teeth it is achieved, for example, by the simplest method: the method of installation of the gear teeth on its crown during routine maintenance, consistent with the intensity of wear of the working surface, changes its position by rotating about its own axis of the rotation body of the tooth.

Enabling to evenly distribute wear of the working surfaces in a continuous operation process of transmission (non-stop for routine maintenance) is achieved in that the structural seat for placing root in the socket of its crown is made in such a way that the moment of friction in the kinematic pair «gear tooth – wheel tooth» is slightly (5–10%) superior to an opposite point of static friction in the kinematic pair «root – socket in its crown». In this case in the transmission operation rolling is provided without sliding in relative movement of gear tooth and wheel tooth, wherein condition of even wear intensity distribution of their working surfaces [6]; gear tooth virtually becomes a «third body» as an intermediary link between gear crown and wheel.

To reduce friction coefficient in the kinematic pair «root – socket in its crown» between side (working) surface of the root and the surface of the socket an intermediate layer of metal can be placed, such as lead, own plasticity of which exceeds plasticity of the material of the gear tooth and its crown. Creation of this layer, performing a role of the firm «lubrication» on the side surface of the root is usually provided by plasma spraying or electroplating.

In implementation of technical solutions «Gear for end gear with internal gearing» [6] it becomes possible to use the full circular gear teeth profile as a working surface, which improves durability and transmission efficiency. In addition, the increase in the role of friction in the pair «gear tooth – wheel tooth» removes the need for reliable supply of the zones of their interaction with lubrication. No doubt, the implementation of such technical solutions relates to the field of nanotechnology, for example, regarding coating of teeth working surfaces.

Layout scheme of traction drive with parallel power flows

In the technical solution «Layout scheme of traction drive of railway rolling vehicle with parallel power flows» [7] the task of creating such flows is facilitated, because mechanical transmission of rotational motion from a motor shaft to a wheel set axis is formed as parallel stages of end gear with internal gearing with common driven gear wheel. Axes of traction motors' rotors are arranged on a circular arc concentric with wheel set axis; while the number of traction motors is equal to the number of stages and their total power corresponds to the power, required for motion of the vehicle with specified parameters.

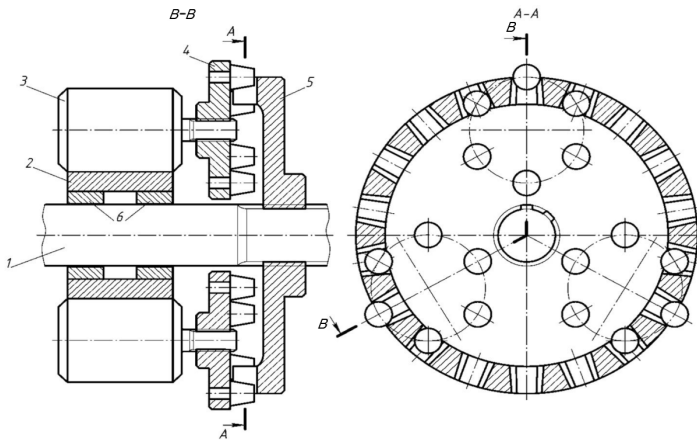
Practical implementation of this scheme is provided by the fact that the mechanism (see Pic. 3b) is based on a conversion of simple planetary gear (see Pic. 3a) [8–11].

The designations in the schemes in Pic. 3:

- 1 – driven central wheel;
- 2 – planet holder;
- 3 – actuating central wheel;
- 4 – satellite (Pic. 3a), gear (Pic. 3b);
- 5 – axis of the wheel set;
- 6 – wheel set.

During the conversion of the scheme in Pic. 3a:

- driven central wheel 1 is removed;
- planet holder 2 is fixed relative to the axis 5 of the wheel set 6;
- actuating central wheel 3 is rigidly connected to the axis 5;



Pic. 4. The layout scheme of traction drive with supporting-axial suspension of the package of traction motors.

– rotation axes of segments 4 are immovable together with the planet holder 2, thus, losing the role of satellites in the scheme of Pic. 3a, segments 4 became gears in converted scheme of gear mechanism in Pic. 3b.

In the layout of traction drive of rolling vehicle with parallel power flows package of traction motors in the scheme in Pic. 3b plays a role of the planet holder 2, stationary relative to the axis 5 of the wheel set 6.

The proposed layout scheme can be carried out in two versions: with supporting-axial (see Pic. 4) and supporting-frame (see Pic. 5) suspension of traction motors package. The choice of the scheme for implementation is determined by requirements for vehicle appointment. In scheme with supporting-axial suspension destruction risk of the motor and the axle of the wheel set is significantly reduced compared to known commercial counterparts [2] by equilibration in transmission stages already small (due to the design features of transmission) of radial components of the pressure in the pair « gear tooth – wheel tooth».

In scheme with supporting-frame suspension capacity of the transmission structure is used to prevent radial movement of the gear relative to the wheel in the process of operation. For traction motors package, known [12] synchronization techniques of mechanical oscillatory systems are used by incorporating into the design of a synchronization mechanism of a movement of motors in a radial direction relative to the axis of the wheel set. The values of kinematic characteristics of movements are determined by suspension system rigidity.

As an illustration in Pic. 4 is presented a layout scheme of traction drive with a supporting-axial, in Pic. 5 a layout with supporting-frame suspension of the package of traction motors is shown.

The designations in both schemes of Pic. 4 and Pic. 5:

- 1 – wheel set axis;
- 2 – spider center of the package of traction motors;
- 3 – traction motor;
- 4 – gear of toothed gearing;
- 5 – gear wheel;
- 6 – slider bearings;
- 7 – supporting frame of the bogie;
- 8 – journal-box;
- 9 – synchronization mechanism of movement of traction motors radially relative to the axis of the wheel set.

Asynchronous AC motors

The logical development of traction drive layout scheme is the development of measures to improve

efficiency of alternating current as of an energy source, the use of short-circuited asynchronous motors – the drives, which are the most profitable and universal in use [13]. As an attempt to perform these aims technical solution «Traction drive of locomotive with asynchronous motors» [14] provides for additional elements in the scheme of Pic. 4 and Pic. 5:

– On the axes of rotation of the gear 4, between them and the motor 3, self-acting (self-controlling) clutches are sequentially mounted (both centrifugal one, and protective one) [15], or a combined clutch, combining their properties;

– Electric drive includes devices to provide engine starting with easier conditions for start-up (rotary, autotransformer) [13]; action of clutches are aligned with the performance of these devices.

Starting the motor is carried out at an open circuit «engine – gear mechanism», closure of which in the process of motion provides consistent inclusion of centrifugal and protective clutches. During the movement, protective clutches infinitely regulate power consumption for maintaining required speed mode of the vehicle; centrifugal clutches help match frequencies of rotation of wheel set and rotors of electric motors.

Ability to apply methods and means of automatic control of electric drive units in the proposed scheme increases the lifetime of energy saving during transportation via the railway transport system.

Conclusion. The expected result of the implementation of sequence of technical solutions developed on the theoretical basis of general technical disciplines, finds final expression in the creation of scheme of traction drive with parallel power flows, while helping to:

- Solve the problem of restrained dimensions of electric drive;
- Improve the workability in manufacturing and maintaining of elements of traction drive mechanism;
- Improve the reliability of traction system due to redundancy of parallel operation of electric motors;
- Expand the possibilities of using asynchronous motors for traction, providing movement of a railway vehicle.

REFERENCES

1. Klyuchev, V.I. Theory of electric drive [Teorija elektroprivoda]. Moscow, Energoizdat publ., 1985, 560 p.
2. Biryukov, I. V., Savoskin, A. N., Burchak, G. P. et al. Mechanical part of traction rolling stock [Mekhanicheskaja chast' t'jagovogo podvizhnogo sostava]. Moscow, Transport publ., 1992, pp. 282–296.



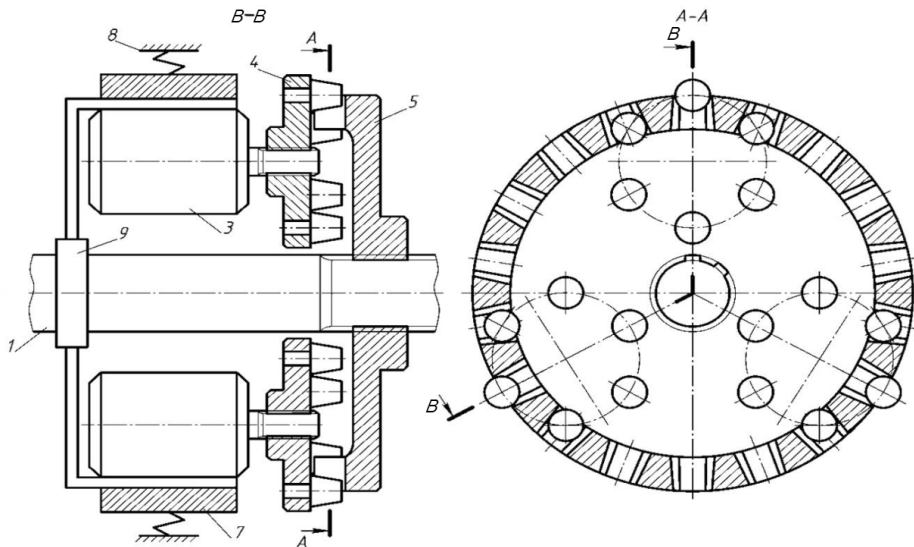


Fig. 5. Layout scheme of the traction drive with supporting-frame suspension of the package of traction motors.

3. Author's certificate 506714 USSR IPC5 F16H 55/08. Gear with end teeth [Zubchataja peredacha s torcovymi zub'jami] / A. I. Nechaev – № 1908398/25–28; appl. 17.04.73; publ. 15.03.76. Bulletin № 10, 2 p.

4. Nechaev, A. I., Sinenko, E. G., Silchenko, P. N. End gears and mechanisms based on them [Torcovye zubchatye peredachi i mehanizmy, postroennye na ih baze]. *Nauka proizvodstvu*, 2000. Iss. 3, pp. 47–50.

5. Patent 2354870, Russian Federation, IPC7 F16H 1/10. End gear with internal gearing [Torcovaja zubchataja peredacha s vnutrennim zacepleniem] / Tupitsyn, A. A., Kargapol'tsev, S. K., Milovanov, A. I. et al; applicant and patentee Irkutsk State Transport University. – № 2007144586/11; appl. 04.12.2007; publ. 10.05.2009. Bulletin № 13, 7 p.

6. Patent 77374, Russian Federation, IPC F16H 1/00. Pinion for end gear with internal gearing [Shesternja dlja torcevoj zubchatoj peredachi s vnutrennim zacepleniem] / Tupitsyn, A. A., Milovanov, A. I., Revensky, A. A.; applicant and patentee Irkutsk State Transport University. – № 2008115572/22; appl. 21.04.2008; publ. 20.10.2008. Bulletin № 29, 1 p.

7. Patent 2412072, Russian Federation IPC7 V61S9/00. Layout scheme of railway rolling stock traction drive with parallel power flows [Komponovohnaja shema tjavogovo privoda zheleznodorozhnogo podvizhnogo transportnogo sredstva s parallel'nymi potokami moshhnosti] / Milovanova, E. A., Milovanov, A. A., Milovanov, A. I. et al; applicant Irkutsk State Transport University. – № 2009124142/11; appl. 24.06.2009; priority 24.06.2009.

8. Milovanova, E. A., Milovanov, A. A., Milovanov, A. I. et al. Layout scheme of traction drive with parallel power flows for railway rolling vehicle [Komponovohnaja shema tjavogovo privoda s parallel'nymi potokami moshhnosti dlja zheleznodorozhnogo podvizhnogo transportnogo sredstva]. *Proceedings of interna-*

tional forum «III millennium – a new world», Vol. 2. Moscow, 2009, pp. 16–17.

9. Milovanova, E. A., Milovanov, A. A., Tupitsyn, A. A. Kinematic analysis of end gear with internal gearing to assess prospects for its application in the design of locomotive traction drive [Kinematicheskij analiz torcevoj zubchatoj peredachi s vnutrennim zacepleniem dlja ocenki perspektivy ee primenenija v konstrukcii tjavogovo privoda lokomotiva]. *Sovremennye tehnologii. Sistemyj analiz. Modelirovanie*, 2011. Iss. 2, pp. 57–61.

10. Milovanova, E. A., Milovanov, A. I., Milovanov, A. A. Applying the idea of «Nechaev gear» in the development layout scheme of a locomotive with parallel power flows [Primenenie idei «peredachi Nechaeva» pri razrabotke komponovohnoj shemy lokomotiva s parallel'nymi potokami moshhnosti]. *Izvestija TRANSSIBA*, 2012, Iss. 3, pp. 78–83.

11. Milovanova, E. A., Milovanov, A. I., Milovanov, A. A. Development of a scheme of asynchronous motors application in locomotive traction drive [Razrabotka shemy primenenija asinhronnyh dvigatelej v tjavogom privode lokomotiva]. *Proceedings of the 16th scientific and technical conference of ISTU*, Krasnoyarsk, 2012, p. 81–84.

12. Levitsky, N. I. Fluctuations in mechanisms [Kolebanija v mehanizmah]. Moscow, Nauka publ., 1988, 336 p.

13. Muchnik, A. Ya., Parfenov, K. A. General electrical engineering [Obshhaja elektrotehnika]. Moscow, Vysshaja shkola publ., 1967, 447 p.

14. Patent 135599, Russian Federation, IPC. Traction drive of a locomotive with asynchronous motors [Tjavovyy privod lokomotiva s asinhronnymi dvigatel'jami] / Milovanova, E. A., Milovanov, A. A., Milovanov, A. I. et al; applicant and patentee Irkutsk State Transport University – № 2013118947/11; appl. 23.04.2013, priority 23.04.2013.

15. Berezovsky, Yu. N., Chernilevsky, D. V., Petrov, M. S. Machine parts [Detali mashin]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983, 384 p.

Information about the authors:

Milovanova, Evgenia A. – Ph.D. (Eng.), associate professor of Irkutsk State Transport University (ISTU), Irkutsk, Russia, evakami@yandex.ru.

Milovanov, Aleksey A. – Ph.D. (Eng.), associate professor of Irkutsk State Transport University (ISTU), Irkutsk, Russia, milovanov_aa@irgups.ru.

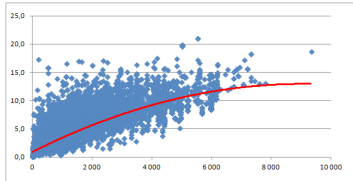
Milovanov, Aleksey I. – Ph.D. (Eng.), associate professor of Irkutsk State Transport University (ISTU), Irkutsk, Russia, amilovanov@irgups.ru.

Article received 20.05.2015, accepted 28.08.2015.

T

БИЗНЕС СООБЩА 100

Путь к консолидации усилий.



ДИСКАУНТЕРЫ 114

Феномен на транспортном рынке.

ЛОГИСТИКА 124

Послепродажная цепь поставок. Или реверс по-новому.

ТАРИФЫ И НАЛОГИ 132

Сколько катишь, столько платишь?

DOING BUSINESS TOGETHER 100

The way to consolidated efforts.

DISCOUNTERS 114

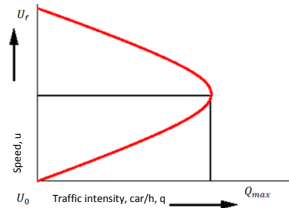
A phenomenon in the transportation market.

LOGISTICS 124

Aftersales delivery chain or a new reverse.

TARIFFS AND TAXES 132

Should one pay depending on the distance?



ЭКОНОМИКА • ECONOMICS

