

ДАК УЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙУЛЛАРИ
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

КАФЕДРА «ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ»

РЕФЕРАТ

НА ТЕМУ:

ТЯГОВЫЙ ПРИВОД ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

ВЫПОЛНИЛА:
СТУДЕНТКА ГРУППЫ ЕМ-501
ПУЛАТОВА М.Н.

ПРИНЯЛ: ИНСАПОВ Д.М.

ТАШКЕНТ - 2010

План:

1. *Общие положения;*
2. *Основные элементы тяговой передачи;*
3. *Требования, предъявляемые тяговым передачам;*
4. *Эволюция компоновочных схем тягового привода;*
5. *Конструкции тяговых передач в приводах I класса;*
6. *Моторно - осевые подшипники;*
7. *Зубчатая передача в приводах I класса.*

Использованная литература:

1. *Магистральные электровозы: Общие характеристики. Механическая часть/ В.И. Бочаров, И.Ф. Козинцев, А.И. Кравченко и др.-М.: Машиностроение, 1991. - 224 с: ил.*
2. *Сидоров Н.И., Сидорова Н.П. Как устроен и работает электровоз. - 5-е изд., перераб., доп. - М.: Транспорт, 1988. - 223 с.*
3. *Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. - М.Транспорт, 1992. - 440 с.*
4. *Рыбников Е.К. Выбор параметров упругих элементов тяговых приводов с опорно-рамными тяговыми двигателями // Фундаментальные проблемы динамики и прочности подвижного состава // Юбилейный сб. науч. тр. Вып. 912. - М.: МИИТ, 1997. - 103 с.*
5. *Бинецкий Ю.Н. Расчет и проектирование элементов экипажной части электровозов: Учебное пособие. - Хабаровск: ДВГАПС, 1997. - 125 с.*
6. *Калинин В.К. Электровозы и электропоезда. - М.: Транспорт, 1991.-480 с.*

Общие положения

Тяговый привод транспортного средства - это комплекс устройств, служащих для преобразования энергии некоторого вида в работу по преодолению сопротивления движению. Непосредственное преобразование механической энергии в работу выполняет исполнительный орган привода - **двигатель** транспортного средства.

В состав электропривода, где преобразуемой является электрическая энергия, кроме двигателя, входят тяговая передача, ТЭД, преобразовательные и регулирующие устройства (рис.1).



Рис.1. Структурная схема тягового привода

Тяговый электрический двигатель (ТЭД) служит для преобразования электрической энергии в механическую и поэтому входит в состав как электрической, так и механической части.

Тяговая передача обеспечивает передачу потока энергии от ТЭД к двигателю. Тяговая передача - основной элемент механической части привода. Она, как правило представляет собой сложный механизм, на который необходимы значительные затраты при производстве, эксплуатации и ремонте. Развивающиеся в ней динамические явления отличаются высокой интенсивностью и могут приводить к последствиям, снижающим надежность локомотива в целом.

Преобразовательные и регулирующие устройства служат соответственно для преобразования получаемой от источника электрической энергии в энергию вида, необходимого для выбранного тягового двигателя, и регулирования потока энергии.

Традиционный тяговый подвижной состав железных дорог имеет привод, в котором в качестве двигателя используется колесо,

которое вдобавок выполняет и функцию опирания. Выполнение двигателем функции опирания является неблагоприятным для привода, заставляя его отслеживать в пространстве траекторию опорного элемента, которая из-за неровностей пути никогда не бывает прямолинейной. Вследствие этого возникают динамические процессы по всей системе привода. Способствует динамическому нагружению привода и то, что колесная пара выполняет функции направляющего элемента локомотива, а следовательно, непосредственно взаимодействует с путем и в поперечном направлении.

Все это усложняет создание тягового привода. Не случайно поэтому его схемы и конструкция непрерывно меняются, совершенствуются и в то же время он зачастую остается одним из наиболее уязвимых элементов локомотива.

Основные элементы тяговой передачи

Тяговая передача передает поток энергии от вала ТЭД к колесной паре. Положение колесной пары в компоновочной схеме экипажа однозначно определено её опорными и направляющими функциями. Для вала же ТЭД существует несколько вариантов расположения, которые могут отличаться *двумя основными признаками*:

- подрессорен или неподрессорен относительно колесной пары двигатель;
- и взаимной ориентацией геометрических осей вала ТЭД и оси колесной пары (оси могут быть соосными, параллельными, непараллельными пересекающимися и непараллельными непересекающимися).

Двигатель размещенный на подрессоренных частях тележки или кузова, может перемещаться относительно колесной пары. Чтобы передать вращение в условиях взаимных перемещений отдельных элементов передачи, необходимы подвижные соединительные муфты. Если двигатель опирается непосредственно на ось колесной пары, необходимость в муфте отпадает.

При несоосности геометрических осей вала двигателя и колесной пары необходим редуктор, который как правило выполняется на базе зубчатых передач и может быть цилиндрическим, коническим.

Таким образом, передача может, кроме вала ТЭД и колесной пары, включать в себя *тяговые муфты* и *редукторы*.

Все названные элементы соединены друг с другом непосредственно при значительном удалении друг от друга валопроводами.

Требования, предъявляемые тяговым передачам

Элементы тяговой передачи при работе испытывают различные нагрузки, которые непостоянны по абсолютному значению и времени. В зависимости от режима ведения поезда мощность, реализуемая приводом, тяговый момент и частота вращения могут изменяться в широких пределах. Так в момент трогания поезда зубчатая передача работает в режиме «**тихоходной передачи**» с низкими частотами вращения и большим вращающим моментом. При движении на максимальных скоростях режим работы передачи приближается к типичному для «**быстроходных**» передач.

Температуры, при которых работают отечественные железные дороги, изменяются от +50 до -45 °С. Непосредственная близость таких источников тепла, как ТЭД и тормозные устройства, а также собственное выделение тепла, может существенно увеличивать верхний уровень рабочих температур тяговой передачи.

Вода, снег, пыль, содержащие значительное количество абразивных и химически активных веществ, постоянно присутствуют в микроатмосфере, окружающей элементы передачи, а значительные перепады давления, вызванные аэродинамическими явлениями при движении на больших скоростях, способствуют их проникновению во внутренние полости. Кроме того тяговая передача является одним из немногих узлов локомотива, плохо поддающимся визуальному контролю не только в движении, но и на стоянке. В связи с нижеперечисленными причинами к передачам предъявляют ряд требований, определяемых данными эксплуатационными условиями работы локомотива. Наиболее важные из них следующие:

- упруго связывать якорь ТЭД с колесной парой;
- иметь минимальный вес необрессоренных частей и вызывать минимальное воздействие на путь;
- обеспечивать использование наиболее выгодной скорости ТЭД и его высокий КПД;
- допускать такое расположение ТЭД, при котором они легко доступны для осмотра и ремонта и защищены от снега, сырости и пыли;

- высокая безотказность в работе, так как тяговая передача не резервируется и отказ её практически приводит к отказу локомотива.

Для повышения КПД необходимо уменьшать потери в зубчатой передаче (передача должна быть одноступенчатой и иметь надежные уплотнения), для уменьшения потерь в подшипниках следует использовать подшипники качения.

Очень важно, чтобы привод имел хорошую ремонтпригодность, чтобы замены дорогостоящих узлов были не часты и чтобы объем работ по демонтажу и монтажу при ремонте был небольшой.

Эволюция компоновочных схем тягового привода

Основным доводом в пользу создания локомотивов с электродвигателем был тот факт, что вращательное движение вала электродвигателя значительно проще преобразовать во вращательное движение колесной пары, чем возвратно-поступательное движение поршня парового двигателя.

Первоначально появилась идея создания безредукторного тягового привода, в котором якорь двигателя насажен непосредственно на ось колесной пары и на нее же опирается корпус двигателя. При этом кинематическая схема передачи была проста, так как валы двигателя и движителя - это ось колесной пары. В 1889 г. такой привод применялся на первых электровозах Лондонского метрополитена. Однако, от такой схемы пришлось отказаться из-за того, что при скорости 50 км/ч полная неподрессоренность ТЭД постепенно приводила к разрушению как его самого, так и пути.

Более удачная конструкция была применена на электровозах фирмы «Дженерал Электрик» (США, 1906г.), в которой якорь насаживался на ось, а двухполюсный статор закреплялся жестко на поддрессоренных частях локомотива. Статор мог перемещаться вертикально относительно якоря на величину деформаций рессорного подвешивания, что обусловило применение двигателя в двухполюсном исполнении и не позволило создать магнитную систему с оптимальным полюсным зазором. Кроме того, якорь оставался совершенно незащищенным от вибраций.

Простейшим приводом, который получил значительное распространение в начале прошлого столетия, явился *привод с опорно-осевым подвешиванием ТЭД*. Однако вследствие низкого уровня

развития электромашиностроения оказалось невозможным вписать в подвагонный габарит двигатель мощностью более 250 - 330 кВт.

Наличие развитой паровозостроительной промышленности, для которой производство шатунно-кривошипных передач локомотивов рамного типа не представляло трудностей, подталкивало конструкторов к созданию *группового тягового привода*, у которого тяговый двигатель приводит во вращение несколько движущих осей.

Появившиеся в 20-х годах прошлого века в США и ряде Европейских стран электровозы с одним-двумя ТЭД, установленными в кузове, и шатунно-кривошипной передачей имели значительно лучшие технико-экономические показатели и сцепные качества, более высокую мощность (при той же нагрузке на ось), чем аналогичные локомотивы с индивидуальным приводом.

Дальнейшее развитие электромашиностроения, совершенствование технологии изготовления зубчатых передач позволили создать достаточно надежный индивидуальный тяговый привод, способный конкурировать с групповым. К тому же групповой привод с шатунно-кривошипной передачей сдерживал переход на появившиеся локомотивы тележечного типа. В результате к 40-м годам прошлого века электроподвижной состав был снова переориентирован на индивидуальный привод и в основном на использование простейшей схемы с опорно-осевым подвешиванием ТЭД.

Послевоенные годы отмечены постепенным освоением все больших единичных мощностей локомотивов и ростом максимальных скоростей движения, что вызвало необходимость снижения неподрессоренных масс, в том числе и масс элементов тягового привода, обеспечение защиты последнего от возросших динамических воздействий пути.

Дальнейшим шагом была разработка и использование на серийном тяговом подвижном составе привода с рамным подвешиванием тяговых двигателей, впервые в СССР примененных на вагонах метрополитена, а затем на электропоездах серии ЭР (с 1958 г.). такие двигатели имели и поставляемые с 1956 г. пассажирские электровозы производства Чехословакии.

В связи с ростом скоростей во Франции, ФРГ, Италии был осуществлен переход на привод, у которого был подрессорен не только двигатель, но и редуктор. Этому способствовало создание ряда неприхотливых в эксплуатации конструкций

тяговых муфт с резинометаллическими шарнирами (муфты французской фирмы «Альстом», «Эрликон» - Швейцария, муфта инж. Жакмена (Франция)).

В середине 60-х г. французские локомотивостроители вновь вернулись к идее группового привода (но уже применительно к тележечному локомотиву), в котором связь между отдельными колесами осуществляется с помощью зубчатых передач. Это направление, позволяющее использовать более высокие единичные мощности ТЭД, снизить из число на локомотиве, улучшить сцепление и сосредоточить массы в центре тележки, с целью уменьшения её воздействия на путь, стало определяющим для французского локомотивостроения. Этого направления придерживаются специалисты ряда стран (Япония, Испания, Италия) в значительной степени оснащающих парк локомотивами с одноmotorными тележками.

Появление скоростных электро- и турбопоездов с электрической передачей, рассчитанных на скорости значительно превышающие 200 км/ч привело к необходимости дальнейшего облегчения тележки, в результате чего появились конструкции, предусматривающие подвешивание ТЭД (французский электропоезд TGV) или ТЭД с редуктором (итальянский электропоезд ETR-500) на раме кузова.

Развитие силовой электроники позволило вернуться к идее использования в качестве тягового асинхронного двигателя. Его высокие энергетические показатели (даже при невысокой частоте вращения) создают реальную возможность возврата к безредукторному тяговому приводу.

Таким образом, тяговые передачи подвижного состава можно классифицировать по трем классам:

- **привод I класса** - опорно - осевое подвешивание ТЭД и редуктора;
- **привод II класса** - опорно - рамное подвешивание ТЭД и опорно - осевое редуктора;
- **привод III класса** - опорно - рамное подвешивание и ТЭД и редуктора.

Конструкции тяговых передач в приводах I класса

Конструктивные особенности тяговой передачи в приводе класса I в значительной мере определены тем, что тяговый двигатель одной

стороной опирается на тележку, а другой - непосредственно на ось колесной пары. Появляющаяся при этом связь двигателя с колесной парой позволяет технически просто (с помощью моторно-осевых подшипников - МОП) обеспечить параллельность вала якоря двигателя и оси колесной пары и постоянства расстояния между ними.

Это в свою очередь дает возможность применить простейшую тяговую передачу, состоящую из шестерни и зубчатого колеса, жестко посаженных соответственно на вал двигателя и ось колесной пары.

При опорно-осевом подвешивании двигателя крепление его к раме тележки выполняют упругим, при этом различают *траверсное*, *маятниковое* и *люлечное подвешивание*.

На отечественных тепловозах и электровозе ВЛ60 ПК применено *траверсное* подвешивание (рис. 2). Привод включает электродвигатель 1, опирающийся с одной стороны через моторно-осевые подшипники скольжения (МОП) на ось колесной пары 3, а с другой с помощью верхнего и нижнего приливов - на пружинный комплект 2 (вид А).

Последний состоит из четырех пружин, расположенных между двумя балками 7, стягиваемыми болтами 8. Пружинный комплект устанавливается между лапами кронштейна, приваренного к поперечной балке рамы тележки, с предварительным натягом, исключающим деформацию пружин от реакции тягового момента. Его положение в кронштейне фиксируется двумя стержнями 9, проходящими через отверстия в лапах и балках (стержни удерживаются поперечными валиками 10).

Передача вращающего момента осуществляется односторонним редуктором, состоящим из ведущей шестерни 5, ведомого зубчатого колеса 6 и кожуха 4. В кожух зубчатой

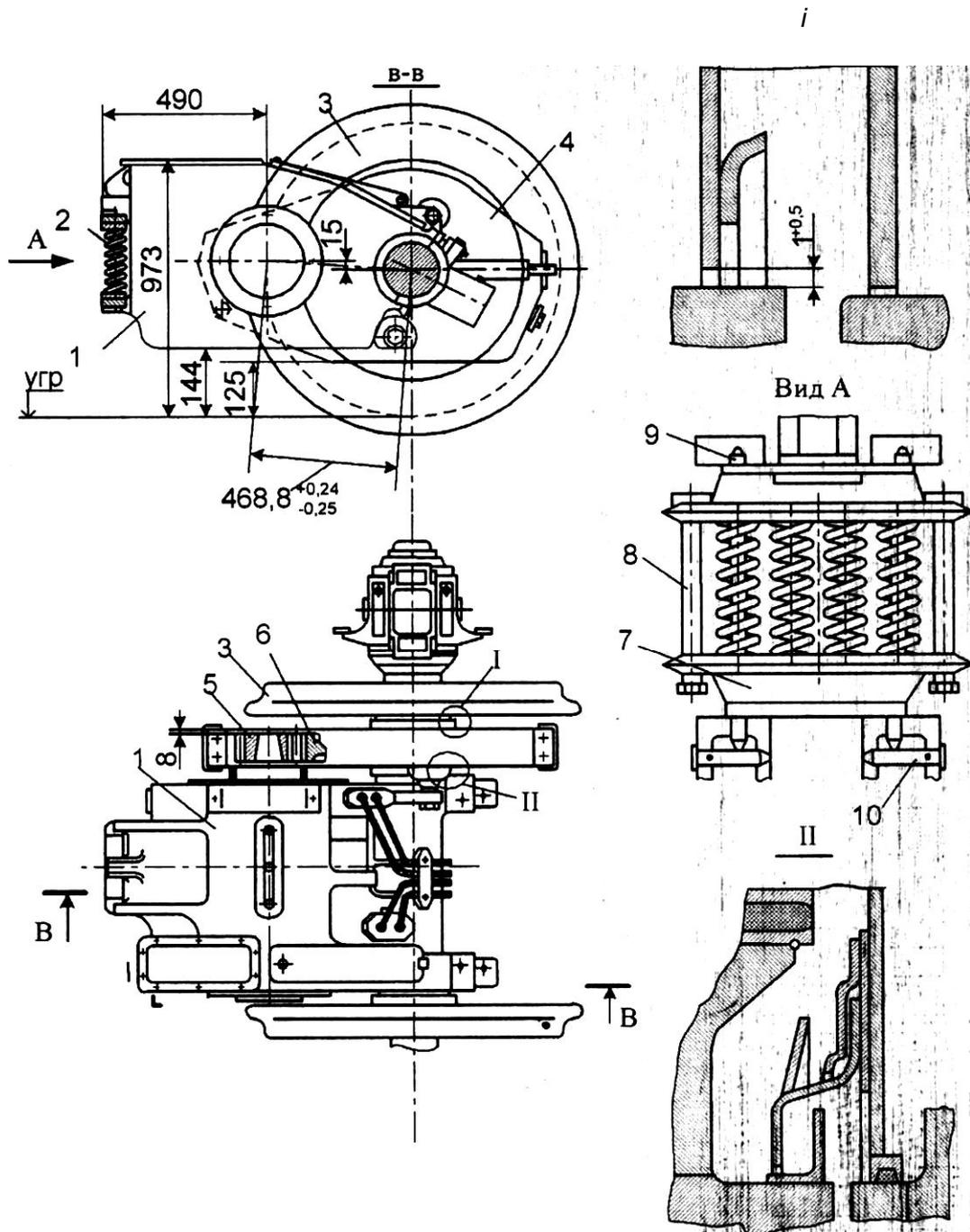


Рис.2 Колесно-моторный блок (привод I класса): 1-ТЭД; 2-пружинный комплект; 3-колесо; 4-кожух; 5-ведущая шестерня; 6-зубчатое колесо; 7-балки-опоры пружинного комплекта; 8-стягивающие болты; 9-фиксирующие стержни; 10-поперечные валики

передачи заливается 4,5-5,5 л осерненной смазки или смазки СТП (летом марки Л, зимой З).

Для предотвращения её утечки кожух снабжен по горизонтальному разъему уплотнительными пазами, а на оси колесной пары со стороны зубчатой передачи - однокамерным лабиринтом (сечение II).

Кроме того, на подвижном составе существует более технологичное и конструктивно простое крепление на **маятниковой** подвеске с упругими резиновыми шайбами, составляющими блок амортизаторов. Такая конструкция применена на электровозах ВЛ80. Кронштейн 6 коробчатого типа прикреплен болтами 7 к ТЭД 11 и расположен между резиновыми шайбами 1, которые зажаты с предварительным натягом гайкой 3 между стальными шайбами 2 и 5, надетыми на подвеску 4. Головка подвески с запрессованной втулкой 8 валиком 9 крепится к кронштейнам 10 рамы тележки.

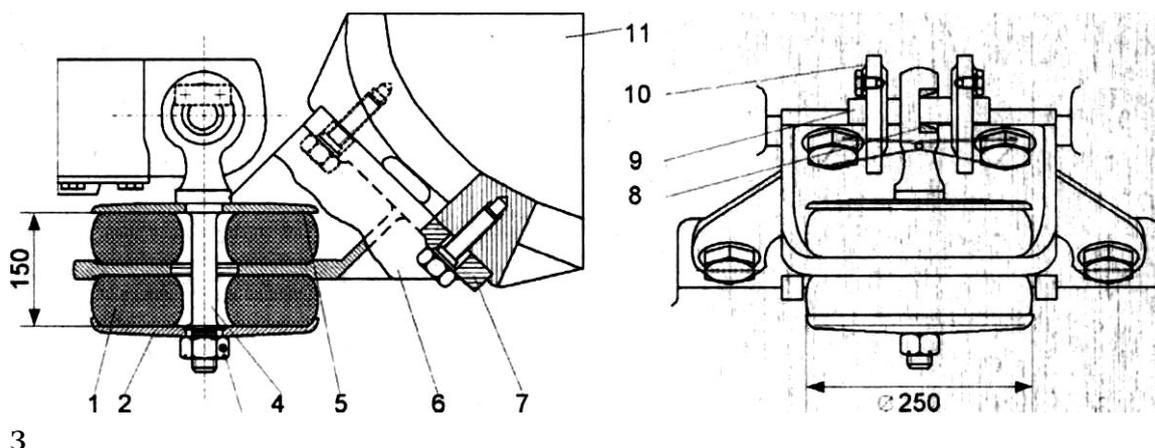


Рис. 3. Подвеска тягового привода I класса:

1 - резиновые шайбы; 2,5 - стальные шайбы; 3 - гайка; 4 - подвеска; 6 - кронштейн тягового двигателя; 7 - болты крепления кронштейна; 8 - втулка; 9 - валик; 10 - кронштейн рамы тележки; 11 - тяговый двигатель

При **люлечном** подвешивании (рис. 4) тягового двигателя электровозов серии К применяется конструкция, состоящая из балансира 8, подвесок 16, поддонов 6 и 12 приваренными к ним направляющими втулками, шаровых шарниров и верхних 7 и нижних 15 пружин. К корпусу тягового двигателя болтами крепится цапфа 10, на которую напрессовывается втулка 11. На цапфу заводится балансир 8 и крепится шайбой 9 и тремя болтами. Смазка трущихся поверхностей балансира и втулки осуществляется масленкой 17. Вес

тягового двигателя через балансир передается на нижние пружины 15, поддоны 12, корончатые гайки 14, подвески 16 и корончатые гайки 3 на колпаки 2. Шаровое соединение подвесок 16 с кронштейном 1 поперечной балки рамы тележки состоит из двух полушфер: верхней 4 и нижней 5, поддона 6 и колпака 2. Подвеска 16 имеет диаметр 50 мм и выполнена из 25СгМо4. Колпак изготавливается из стали СК45; его шаровая поверхность шлифуется. Полушферы 4 и 5 выполняются из стального графитизированного материала, не требующего смазки; они приклеиваются к стальным фланцам, которые помещаются в гнезда кронштейна. Корончатые гайки М48Х3 защищаются от отворачивания шплинтами 13.

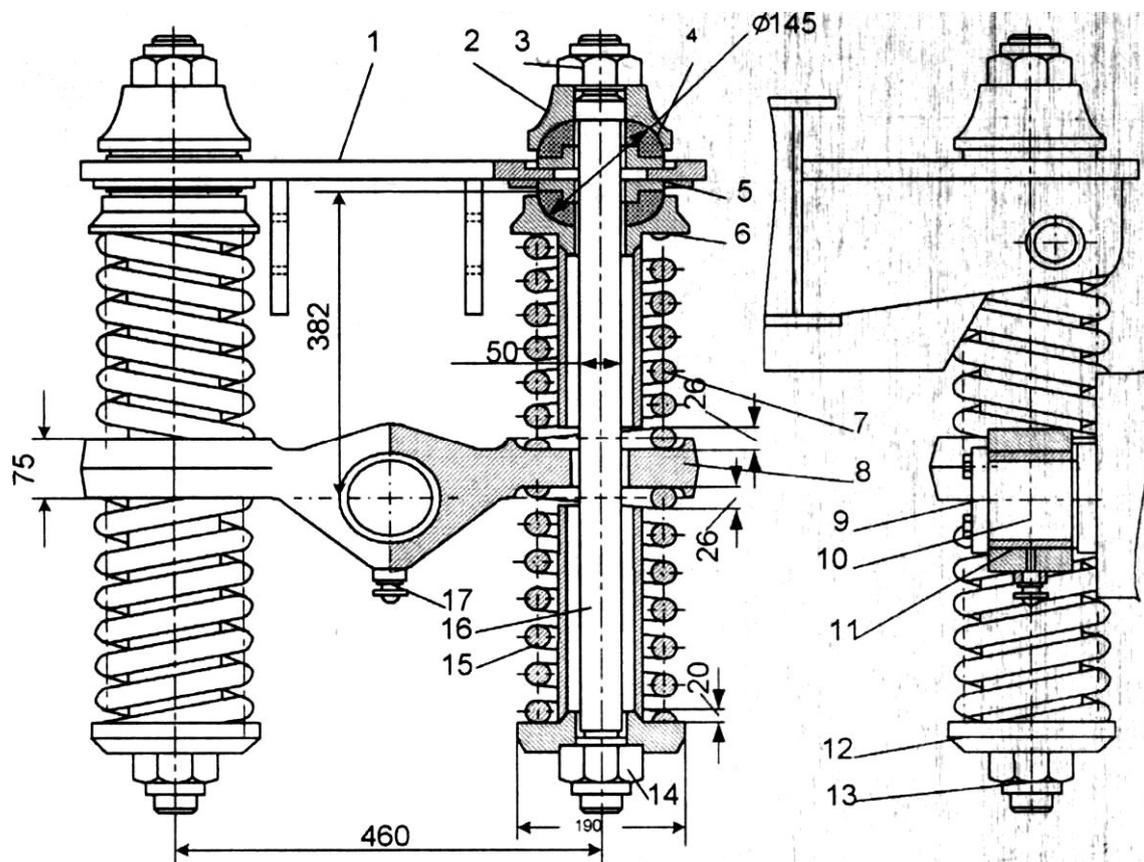


Рис.4. Люлочное подвешивание тягового двигателя: 1- кронштейн поперечной балки рамы тележки; 2-колпак; 3- корончатые гайки; 4,5-верхняя и нижняя полушферы; 6, 12- поддоны; 7, 15-верхние и нижние пружины; 8-баланси́р; 9- шайба; 10-цапфа; 11-втулка; 13-шплинт; 14-корончатые гайки; 16-подвески, 17-масленка

Моторно осевые подшипники

Применение МОП объясняется тем, что в условиях очень больших динамических нагрузок, являющихся следствием сочетания высоких вертикальных ускорений колесной пары и большой массы двигателя, предлагаемые промышленностью подшипники качения не обеспечивают необходимой долговечности, а смена их крайне трудоемка, так как требует распрессовки колеса. Основное условие долговечности МОП - обеспечение хороших условий смазки.

Конструкция первых МОП (рис.5, а) состояла из правой и левой шапок, которые крепились к остову двигателя болтами. Шапки имели резервуары для заливки смазки и установки фитилей. Смазывание трущихся поверхностей подшипников и оси колесной пары осуществлялось шерстяными фитилями, нижние концы которых погружались в масляные резервуары шапок, а средние их части прижимались пластинами 5 и пружинами 2 к шейкам оси колесной пары 11. В каждую из шапок заливалось 1,2 л смазки. В расточке вкладышей имелась шпонка, предотвращающая их проворот.

Кроме МОП с фитильной системой смазки на подвижном составе нашли применение МОП с пальстерной системой смазки, с циркулярной системой смазки, а также МОП с постоянным уровнем смазки.

Пальстерный механизм (рис.5, б) состоит из остова 13, привинченного к днищу шапки и снабженного U – образными направляющими пластинками. Внутри направляющих расположена коробка 14 с закрепленным в ней фитилем 6, собранным из трех пластин каркасного войлока или его заменителя. На верхней и нижней поверхностях коробки установлены пластинчатые пружины, которые скользят по U – образным направляющим. Фитиль прижимается к шейке оси двумя пружинами и рычагом 15, опирающимся на бурты пальстерной коробки. Шапка МОП имеет увеличенный резервуар для смазки вместимостью 4 л, что обеспечивает пробег локомотива между очередными дозаправками не менее 1000 км. Предусмотрены также сливная пробка и щуп для контроля уровня смазки.

Циркуляционная система смазки (рис.5, в) имеет

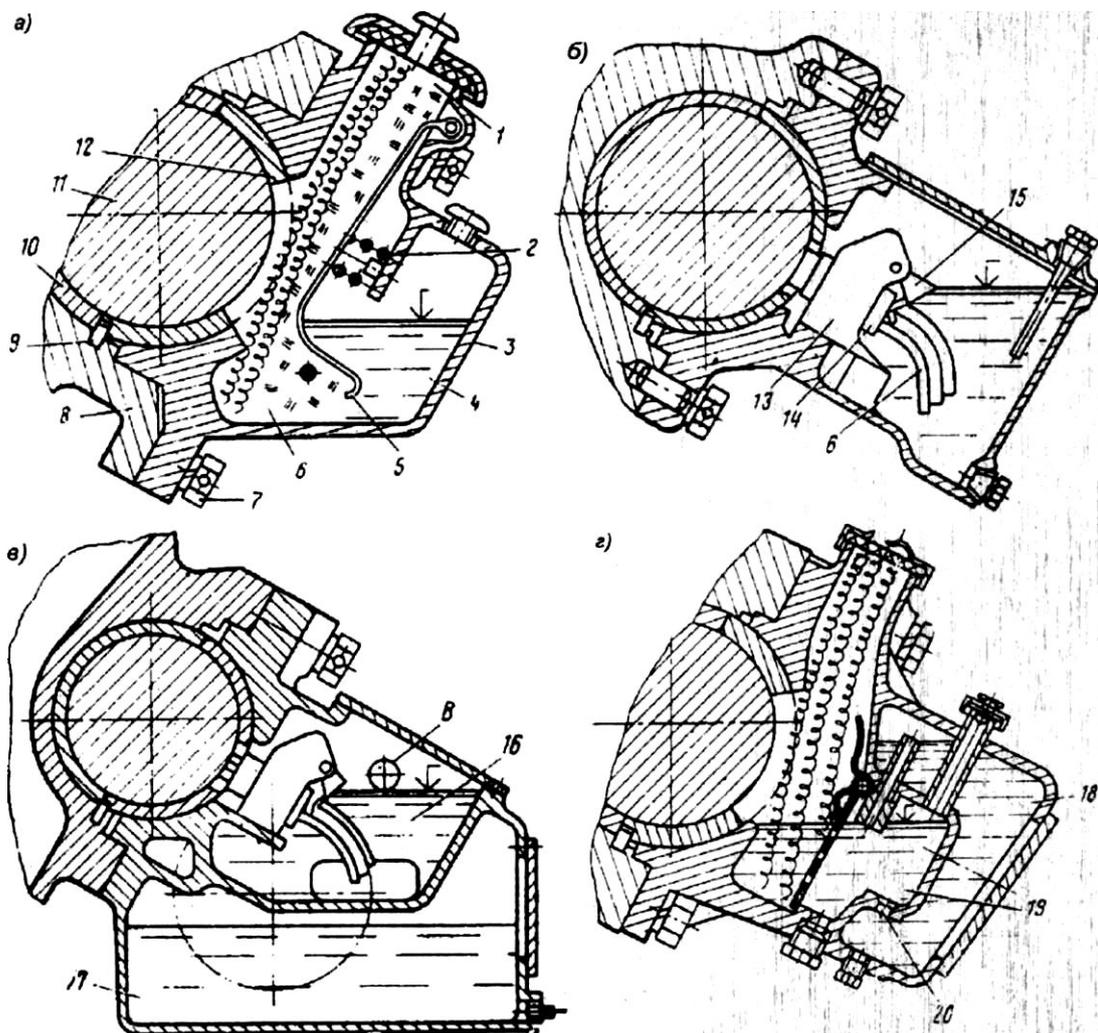


Рис.5. Моторно - осевые подшипники скольжения ТЭД в приводах класса I, с фитильной (а), пальстерной (б), циркуляционной системой (в) и с системой постоянного уровня смазки (г): 1-предохранительная набивка; 2-пружина; 3-шпунка; 4-смазка; 5-прижимная пластина; 6-фитиль; 7-болт; 8-остов двигателя; 9-шпунка; 10,12-баббитовые вкладыши; 11-ось колесной пары; 13-остов; 14-коробка; 15-рычаг; 16-верхние камеры; 17-маслосборник; 18,19-камеры; 20-отверстие;

следующую конструкцию: в одной общей шапке размещены, кроме вкладышей, два пальстера, маслосборник 17 вместимостью 35 л и шестеренчатый насос, приводимый в действие от разъемного зубчатого колеса, установленного на оси колесной пары.

Смазка от него по специальным каналам подается в правую и левую верхние камеры 16, где постоянно обеспечивается её необходимый уровень. В камерах установлены пальстеры, с

помощью которых смазка через окна во вкладышах поступает непосредственно в зону трения. Отработанная в подшипниках смазка, а также излишки её в камерах 16 по специальным каналам и через окно В сливаются непосредственно в маслосборник 17. Польштеры обеспечивают смазку МОП при трогании локомотива с места и малых скоростях движения, а также играют роль дублирующей системы смазки в случае выхода из строя шестеренчатого насоса.

Для предотвращения утечки смазки предусмотрены двухкамерные лабиринтные уплотнения, которые на первых образцах МОП выполнялись как единое целое с вкладышами. В результате МОП с циркуляционной системой смазки обеспечивают пробег локомотива между очередными дозаправками не менее чем 10 тыс. км.

На электровозах удельные нагрузки на вкладыши МОП вследствие симметрии двухсторонней зубчатой передачи значительно ниже, чем у тепловозов, поэтому на них с успехом применяют МОП с постоянным уровнем смазки (рис.5, г), которые имеют 2 камеры. В одной из камер - 19, находится шерстяная набивка. Уровень смазки в ней зависит от высоты нипеля соединяющего её с камерой 18. Система работает следующим образом: как только уровень в камере 19 понизится настолько, что смазка не будет касаться нипеля, воздух, находящийся в ней начнет поступать в камеру 18. Разрежение в последней уменьшится и масло будет поступать через отверстие 20 в камеру 19 до тех пор, пока не закроет ниппель. Пополнение смазки и поддержание её постоянного уровня будут продолжаться пока не израсходуется смазка из запасной камеры.

Заправка смазки в МОП с постоянным её уровнем осуществляется под давлением 0,35 мПа через специальный шланг с наконечником, вставляемым в коническое отверстие 20. После одной заправки обеспечивается пробег локомотива не менее 1000 км.

Для уменьшения вредного воздействия на путь необрессоренной части веса ТЭД при опорно - осевом подвешивании часто пытались поместить в МОП пружины, однако обеспечить неизменную централь не удавалось.

Не смотря на отмеченные достоинства конструкции МОП остаются трудоемкими в обслуживании и ремонте, требуют большого расхода смазки и цветных металлов; невозможность надежной гер-

метизации ведет к загрязнению окружающей среды. В итоге наличие МОП можно рассматривать как довод в пользу отказа от применения приводов класса I. Еще одним доводом может служить и то, что в данном типе привода практически невозможно обеспечить герметичность кожуха редуктора.

Вместе с тем промышленное освоение мощных тиристорных преобразователей трехфазного тока регулируемой частоты открыло ряд направлений совершенствования привода при условии применения асинхронных тяговых двигателей, обладающих значительно большей удельной мощностью, чем двигатели постоянного тока. Практически двукратное снижение массы двигателя и меньшая восприимчивость к вибрациям, а также появление вибростойких подшипников качения делают в ряде случаев (в первую очередь для скоростей до 120 км/ч) оправданным возврат к приводу класса I с опиранием на ось через подшипники качения. Так выполнены приводы тепловоза DE6400 для голландских железных дорог, рассматриваемого как прототип общеевропейского тепловоза 2000 года и электровоза для КНР, поставляемого рядом европейских фирм.

Зубчатая передача в приводах I класса

Зубчатая передача в приводах класса I выполняется в зависимости от передаваемой мощности *односторонней* или *двусторонней*. На отечественных грузовых электровозах привод имеет *двустороннюю* косозубую передачу с углом наклона зубьев 24° (рис.6). Равенство статических нагрузок с правой и левой стороны двусторонней зубчатой передачи обеспечивается противоположным наклоном зубьев.

На моторных вагонах электропоездов применяют *одностороннюю* зубчатую передачу.

Для нормальной работы зубчатого зацепления необходимо, чтобы расстояние между центрами (центрально) зубчатого колеса и шестерни не менялось. Работа зубчатой передачи не нарушается тогда, когда связь ТЭД с колесной парой неизменна, т.е. нет износа МОП.

Появляющиеся при работе односторонней передачи распорные силы вызывают неравномерную нагрузку и износ МОП и зубчатой передачи ТЭД, чем нарушают нормальную работу зубчатого зацепления (появляются перенапряжения и клиновидный износ зубчатых колес).

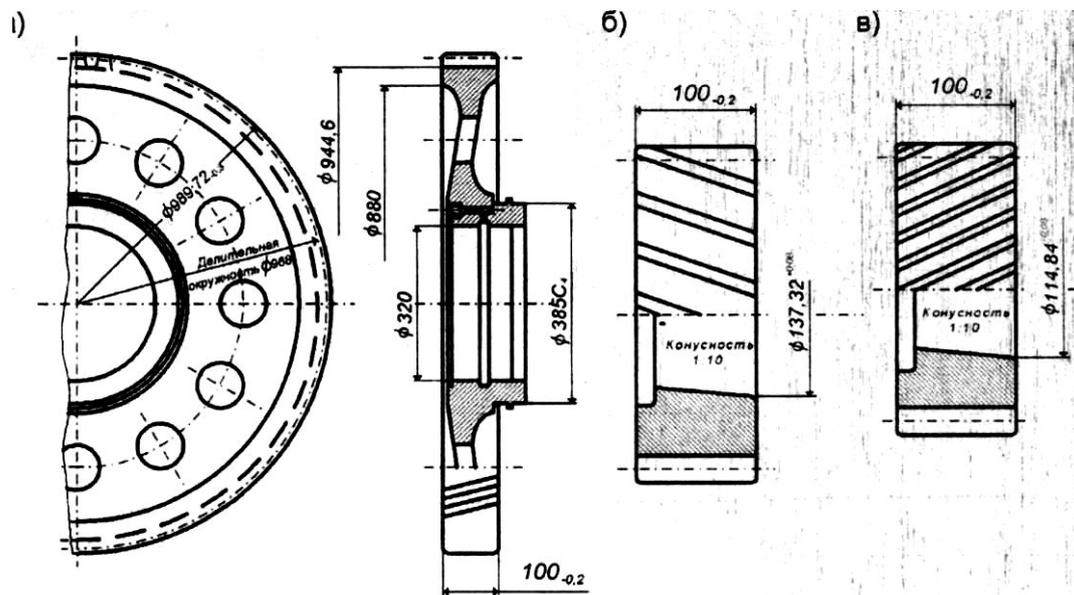


Рис.6 - Ведомое зубчатое колесо (а), шестерни грузовых электровозов ВЛ60, ВЛ80 (б), ВЛ80^К, ВЛ10 (в)

При двусторонней зубчатой передаче также наблюдается односторонний износ зубчатых колес. При двусторонней зубчатой передаче необходимо обеспечить одинаковую нагрузку обоих шестерен, что и достигается косозубым зацеплением, когда обе стороны выполняются с наклоном зубьев в противоположных направлениях. Если в результате неточностей монтажа в зацепление вступает шестерня одной стороны передачи, появляющаяся аксиальная составляющая от косоугольного зуба колес на шестерню заставляет якорь перемещаться до тех пор, пока не войдет в зацепление шестерня другой стороны.

Одним из основных недостатков передачи при опорно-осевом подвешивании ТЭД является увеличение необрессоренного веса, что при прохождении колесной парой неровностей пути вызывает значительные напряжения в шестернях, возрастающие с увеличением инерции якоря. Для уменьшения воздействия пути на зубчатую передачу применяют зубчатые колеса с упругими венцами. Упругие венцы обеспечивают при двусторонней передаче более равномерное распределение усилий между обеими передачами, причем распределение зависит от жесткости упругого механизма венцов и начального их усилия.

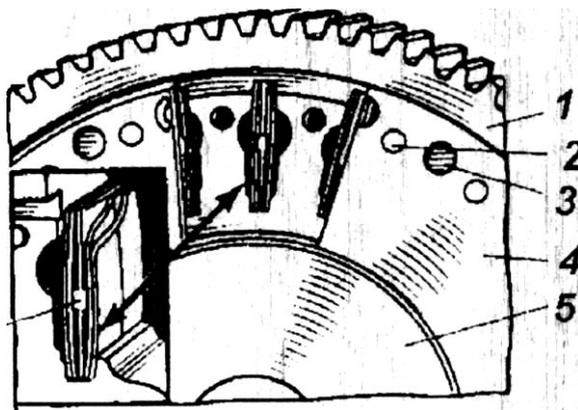


Рис.7. Упругая зубчатая передача с листовыми пружинами:
 1-зубчатый венец; 2-зубчатое колесо; 3-упругие пластины; 4-шайба; 5-центр колеса; 6-прокладка

В упругих зубчатых передачах применяются *листовые* и *цилиндрические пружины*.

Конструкция первого типа передачи представлена на рис.7. При передаче вращающего момента от двигателя венец 1 поворачивается относительно центра зубчатого колеса 2 и вызывает дополнительный изгиб упругих пластин 3. Чтобы не допустить выпадения пакетов, с обеих сторон центра зубчатого колеса устанавливаются шайбы из листовой стали 4 и стягивают их заклепками с потайными головками. Центр 5 имеет по внешней стороне в зависимости от передаточного числа от 22 до 25 пазов, в которые закладываются пакеты листовых пружин. Каждый пакет состоит из восьми пластин и прокладки 3. Пластины помещены в два ряда по четыре с каждой стороны прокладки, которая создает предварительный натяг. За состоянием пакетов наблюдают через отверстия 4 в шайбах.

Упругие венцы с рессорными пакетами имеют большую жесткость, поэтому при самом незначительном несоответствии в расположении зубьев шестерен и зубчатых колес на обеих сторонах колесной пары при движении в одном направлении передача часто работает одной стороной, а при движении в обратном - другой.

Венец с цилиндрическими пружинами получается менее жестким. Венец 1 зубчатого колеса электровоза Ф (рис.8) неразрезной, снабжен выступами 6, проходящими между парными выступами 5 в теле центра зубчатого колеса 2. Чтобы

венц можно было надеть на центр, вырезы между выступами должны несколько превышать выступы. После установки венца выступами против пазов в зубчатом колесе и поворота его таким образом, чтобы выступы венца оказались внутри парных

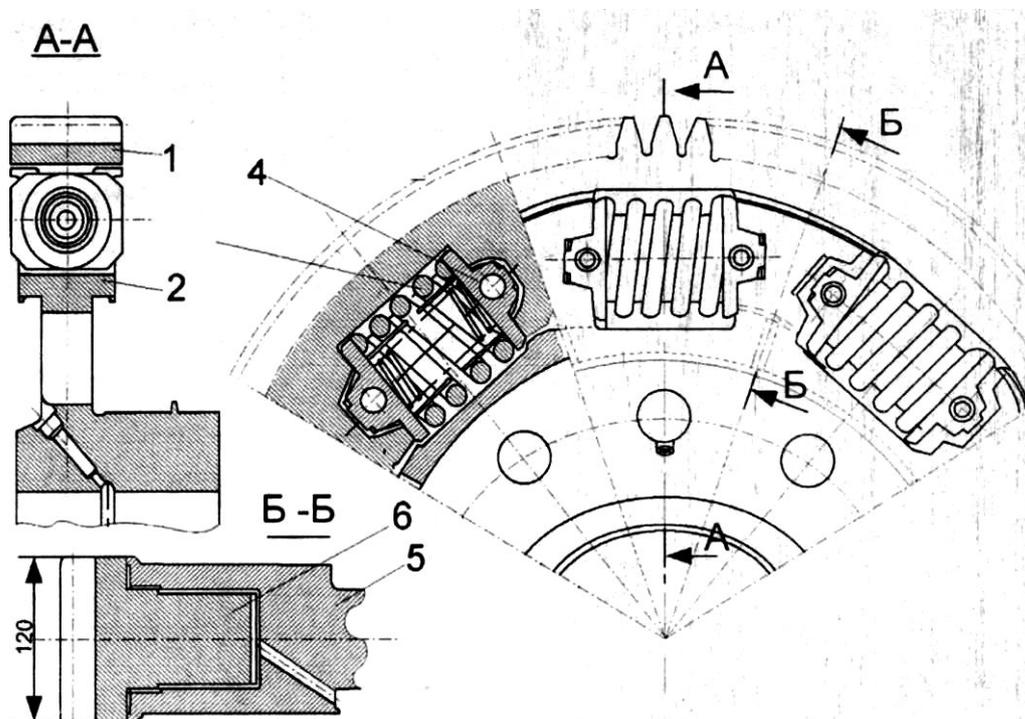


Рис.8 Зубчатое колесо электровоза Ф 1-венц; 2- центр зубчатого колеса; 3- пружины; 4-упоры; 5-выступы в центре зубчатого колеса; 6-выступы венца

выступов центра зубчатого колеса, в образовавшееся свободное пространства между выступами ставят пружины 3 с упорами 4.

Несмотря на улучшенные условия передачи тягового момента передача не нашла широкого распространения из - за сложности в ремонте.

Шестерни изготавливаются из стали 20ХНЗА или 37ХНЗА; после нарезки их цементируют, закаливают и шлифуют. Ведомые зубчатые колеса электровозов изготавливают из стали 55, заготовки подвергаются закалке и высокому отпуску. На их долговечность влияют не только технология, но и точность изготовления. При отклонении основного шага и профиля зацепления от нормы не происходит плавного пересопряжения зубьев, возникают удары, сила которых из-за больших частот пересопряжений и значительных взаимодействующих масс может измеряться десятками тонн. Вследствие этого в процессе

работы передачи происходит износ зубьев, выкрашивание металла, появление усталостных трещин в основании зуба и нарушение эвольвентного профиля; одновременно идет приработка зубьев, в процессе которой снижаются негативные последствия искажения профиля, и виброактивность зубчатой колесной пары может оставаться умеренной.

Одной из причин усталостных разрушений зубчатых колес является недостаточное поверхностное упрочнение их. Поэтому после механической обработки зубьев проводят поверхностную закалку токами высокой частоты. При этом время нагрева одного зуба составляет 12-15 сек, охлаждение 6 - 8 сек при температуре 50 °С в растворе соды и мыла. После закалки производится отпуск при нагреве до 200 °С с медленным воздушным охлаждением и шлифовка зубьев. С обеих сторон рабочей поверхности зубьев оставляют незакаленный слой на 2+1 мм до края. Впадину и головку также оставляют незакаленными. Толщина закаленного слоя составляет 1,5-4 мм.

Закалка только рабочей поверхности имеет тот недостаток, что в закаленном слое возникают сжимающие напряжения, а в месте перехода от закаленного к незакаленному слою - растягивающие, которые вместе с рабочими растягивающими напряжениями являются причиной образования трещин и усталостных разрушений. Во избежание этого можно рекомендовать механическое упрочнение (роликом на специальном накатном станке) впадин между зубьями.

Хорошие результаты дает закалка токами высокой частоты по всему контуру, включая впадины, что исключает образование переходных зон.

Если по какой либо причине редуктор «распарен», т.е. одно из приработавшихся зубчатых колес заменено, то происходит резкое возрастание, даже если у вновь поставленного колеса рабочие поверхности зубьев не изношены.

Среди зубчатых колес стоит уделить внимание упругому самоустанавливающемуся колесу (рис.9). Оно состоит из зубчатого венца 1, ступицы 8, двух фланцев 6, соединенных со ступицей болтами 9. В соосных отверстиях венца и фланцев в чередующемся порядке установлены восемь эластичных 2 и восемь упорных 4 резинометаллических блоков. Блок в осевом направлении фиксируется стопорными кольцами 5 и упорными дисками 3, прикрепленными снаружи к боковым фланцам

колеса. Венец опирается на ступицу через насыпной роликовый подшипник.

Эластичный резинометаллический блок состоит из трех резиновых элементов. При трогании локомотива с места и разгоне к зубчатому колесу приложен большой вращающий момент. Под действием его венец поворачивается относительно ступицы, деформируя вначале эластичные, а затем и упорные резинометаллические блоки. С увеличением скорости движения вращающий момент уменьшается и упорные резинометаллические блоки выводятся из работы.

Применение данного типа передачи оказало положительное влияние на надежность работы ТЭД и других узлов привода: так более чем двукратное снижение динамических нагрузок в упругой тяговой передаче уменьшило её виброактивность, в результате чего уменьшились повреждения болтовых креплений кожуха редуктора к остову ТЭД. Уменьшилась склонность локомотива к боксованию, на 15 % снизилась интенсивность износа бандажей.

Несмотря на постоянное совершенствование конструкции, тяговые приводы первого класса обладают рядом неустраняемых недостатков, снижающих надежность, усложняющих эксплуатацию и ремонт:

1. Слабая виброзащищенность ТЭД и как следствие повреждаемость ТЭД из-за высокой вибронегативности.

2. Высокий уровень вибрации в контакте колес с рельсами, обусловленный значительной неподрессоренной массой и высокими динамическими нагрузками в передаче, приводит к снижению реализуемого коэффициента сцепления и к увеличению интенсивности износа бандажа колесной пары и поверхности катания рельса.

3. Существенным конструктивным недостатком остается наличие МОП скольжения и невозможность обеспечить герметичность кожуха редуктора.

Так как двигатели коллекторные, то при больших вибрациях щетка может оторваться от коллектора, что нежелательно для его нормальной работы.