



БИБЛИОТЕЧКА МАШИНИСТА ЛОКОМОТИВА

В.Н. Калихович

**ТЯГОВЫЕ
ПРИВОДЫ
ЛОКОМОТИВОВ**

БИБЛИОТЕЧКА МАШИНИСТА ЛОК

В. Н. Калихович

ТЯГОВЫЕ
ПРИВОДЫ
ЛОКОМОТИВОВ

(Устройство, обслуживание, ремонт)



МОСКВА «ТРАНСПОРТ» 1983

Калихович В. Н. Тяговые приводы локомотивов: (Устройство, обслуживание, ремонт).— М.: Транспорт, 1983 111 с. (Б-чка машиниста локомотива).

Описаны механическая часть и работа тяговых приводов электровозов и тепловозов; приведены характерные виды износа и повреждений тяговых зубчатых передач; указаны основные требования по обслуживанию, смазке, ремонту и предупреждению неисправностей.

Предназначена для локомотивных и ремонтных бригад, полезна инженерно-техническим работникам.

Ил 57, табл. 2, библиогр 26 назв.

Рецензент Г. П. Аладын

Заведующий редакцией В. А. Дробинский

Редакторы М. И. Смирнов, В. Е. Мельников

1. ТРЕБОВАНИЯ К ТЯГОВОМУ ПРИВОДУ

На электровозах и тепловозах отечественной постройки преимущественное распространение получил индивидуальный привод на каждую колесную пару с обязательным применением зубчатых колес, так как для тяги используются электродвигатели, вращение якоря которых можно передать непосредственно на колесную пару. Индивидуальный привод требует минимальной разности в скоростных характеристиках тяговых двигателей, установленных на одном локомотиве. Это — основной его недостаток. Превышение нормативов приводит к пробуксовке отдельных колесных пар и снижению силы тяги локомотива.

Групповой привод, передающий вращающий момент от одного тягового двигателя одновременно на две или три колесные пары, существенно упрощает электрическую схему локомотива, повышает использование сцепного вала, но из-за сложности конструкции широкого распространения на магистральных железных дорогах не получил.

Все электровозы и почти все тепловозы, используемые на магистральных участках отечественных дорог, имеют индивидуальный тяговый двигатель, размещаемый на колесной паре. Размеры и, следовательно, наибольшая мощность его ограничиваются шириной колеи, диаметром колес и габаритом верхнего строения пути.

Зубчатая передача, являющаяся обязательным элементом тягового привода современных локомотивов с электродвигателями, обеспечивает работу тягового двигателя в режиме наиболее экономичной частоты вращения, сохраняя благоприятные условия для осмотра, смены и ремонта передачи.

Конструкция тягового привода должна обеспечивать кинематическую неразрывную связь подрессоренной колесной пары с частично или полностью подрессоренным тяговым двигателем и учитывать наличие относительных перемещений между ними, неизбежных при прохождении колесами неровностей пути и колебаниях наддрессорного строения. Не менее важно выдержать в приводе стабильность расстояния между

зубчатым колесом и шестерней при передаче вращающего момента от якоря двигателя к колесной паре.

Привод должен иметь минимальную массу неподрессоренных частей и в наименьшей степени воздействовать на все сопрягаемые с ним элементы локомотива, а также на путь. Выполнение указанных требований зависит прежде всего от способа подвешивания тяговых двигателей.

2. СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ОТ ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ К КОЛЕСНОЙ ПАРЕ

Тяговый привод без редуктора. Наиболее простой системой передачи вращения якоря тягового двигателя колесной паре является установка якоря непосредственно на ее оси без применения редуктора. Остов тягового двигателя с магнитной системой при этом закрепляется на поддрессорной раме тележки. Кроме простоты устройства, такая система дает возможность при небольших диаметрах колес сосредоточить большую мощность при той же длине локомотива.

Недостатками этой передачи являются большая неподрессоренная масса, отсутствие постоянного воздушного зазора в тяговом двигателе, что нарушает стабильность режима коммутации тока, плохое использование активных материалов, низкая частота вращения якоря тягового двигателя, необходимость распрессовки колесной пары в случае разборки двигателя для ремонта.

Такая система передачи в дальнейшем была усовершенствована за счет применения полого вала, внутри которого с достаточным зазором помещена ось колесной пары. Вращение полого вала с запрессованным на нем якорем тягового двигателя передается на центры колесной пары специальными механизмами без ограничения вертикальных перемещений полого вала.

Электровозы с приводом системы «Герлесс», построенные в начале века, работали на железных дорогах Венгрии, Франции и США. Такая система привода ограничивала применение тяговых двигателей с повышенной частотой вращения якоря и не позволяла лучше использовать активные материалы.

С развитием техники и широким распространением тиристорных преобразователей появилась возможность применить на локомотивах асинхронные тяговые двигатели с размещением ротора непосредственно на оси колесной пары. Асинхронный короткозамкнутый тяговый двигатель является самой простой полностью бесконтактной машиной, частотное регулирование которой позволяет получать необходимые характеристики. Высокая надежность конструкции бесколлекторного асинхронного двигателя и возможность применения безредукторного привода

позволяют сократить затраты на техническое обслуживание и ремонт.

Во ВНИИЖТе разработана конструкция безредукторного привода для поездов метрополитена с асинхронным двигателем мощностью 162 кВт. Расстояние от нижней точки привода до уровня головок рельсов составляет 86 мм (рис. 1), односторонний зазор между осью и втулкой ротора — 40 мм. Предусмотрена разъемная конструкция статора, что позволит производить ремонт этой наиболее уязвимой части асинхронного двигателя без распрессовки колесной пары.

Осевая подвеска. В этом простом и наиболее распространенном приводе (рис. 2) тяговый двигатель 1 расположен параллельно оси колесной пары и опирается жестко с одной стороны на ее ось через два моторно-осевых подшипника 3, а с другой стороны опорными выступами 8 через пружинную подвеску 7 на подпрессоренную раму тележки.

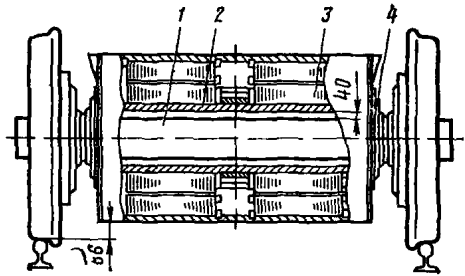


Рис. 1. Безредукторный привод с асинхронным тяговым двигателем:

1 — ось колесной пары, 2 — втулка; 3 — ротор; 4 — муфта

Вращающий момент от шестерни тягового двигателя передается на зубчатое колесо с упругим или жестким венцом, напрессованное на ось или удлиненную ступицу колеса колесной пары. При незначительной мощности тяговых двигателей (300—400 кВт), используемых на тепловозах, применяется односторонняя зубчатая передача, когда вся мощность двигателя передается одной парой зубчатых колес. На отечественных грузовых электровозах при мощности тягового двигателя, в 2 раза большей, чем у тепловозов, мощность одного тягового двигателя передается на две стороны двумя парами зубчатых колес.

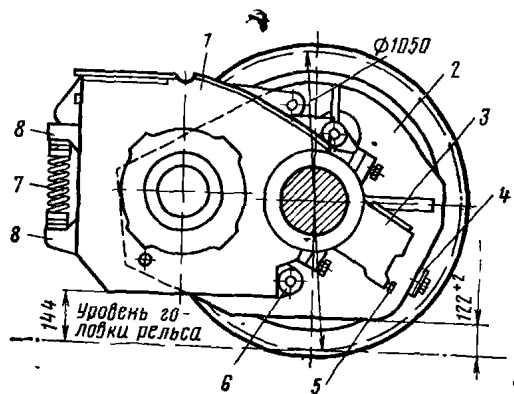


Рис 2 Колесно-моторный блок с осевой подвеской тягового двигателя:

1 — тяговый двигатель ЭД-118А; 2 — кожух зубчатой передачи; 3 — моторно осевой подшипник; 4 — заливочная пробка кожуха, 5 — сливная пробка шайки, 6 — отверстие для крепления кожуха, 7 — пружинная подвеска, 8 — верхний и нижний опорные выступы

Основным недостатком осевой подвески является большая непосредственная масса, почти половина которой приходится непосредственно на ось колесной пары. Общая неподрессоренная масса колесно-моторного блока электровозов достигает 6000 кг. Неблагоприятное воздействие неподрессоренных частей на износ всех сопрягаемых деталей привода локомотива и верхнего строения пути усиливается и вследствие динамического перераспределения двигателя в рабочем состоянии в режиме тяги и выбега. Кроме того, при осевой подвеске жесткая связь между двигателем и колесной парой затрудняет возможность транспортировки заклиненной колесной пары в случае разрушения зубчатой передачи, бандажа, буксового или якорного подшипника тягового двигателя. Колесную пару, лишенную возможности вращаться, устанавливают на тормозные башмаки. В этом случае локомотив следует до ближайшего ремонтного пункта со скоростью 3—5 км/ч.

При оценке данной системы привода следует также иметь в виду, что из-за жесткой связи централи зубчатой передачи с остовом двигателя и диаметром сцепного колеса не всегда возможно выполнить зубчатую передачу с оптимальным передаточным отношением.

Несмотря на недостатки, осевая подвеска тяговых двигателей благодаря сравнительной простоте устройства получила широкое распространение на отечественных локомотивах при относительно невысоких скоростях движения.

Существенное значение для повышения надежности работы осевого привода имеет применение зубчатых колес с упругими элементами и установка роликовых моторно-осевых подшипников взамен подшипников скольжения, износ которых непрерывно изменяет межцентровое расстояние зубчатой передачи. Упругие элементы и роликовые подшипники улучшают условия работы зубчатых передач и тяговых двигателей. Однако упругие элементы по сравнению с жесткими вызывают дополнительный износ подвижных элементов привода, что, конечно, осложняет их техническое обслуживание и ремонт.

Центровая подвеска тягового двигателя с эластичным приводом. Конструкция привода с частичной передачей массы двигателя на центр колес впервые применялась фирмой Сименс-Шуккерт. Тяговый двигатель с одной стороны, как и при осевой подвеске, опирается через специальную деталь на раму тележки и подрессорен, а с другой — на диск колесного центра через роликовые подшипники, полый вал и резиновые упругие элементы. Зазор между осью колесной пары и полым валом определяется прогибом резиновых элементов на диске колеса и практически не превышает 5 мм.

Вращающий момент от шестерни на валу двигателя передается зубчатому колесу, напрессованному на полый вал, и от него через резинометаллические элементы на колесный центр.

Привод может быть односторонним с прямозубыми колесами и двусторонним с прямозубыми или косозубыми колесами. При центральной подвеске по сравнению с осевой снижаются динамические нагрузки от колесной пары на путь, так как двигатель вместе с полым валом не имеет жесткой связи с неподрессоренными элементами привода. Снижаются также вертикальные и горизонтальные колебания тягового двигателя, динамические нагрузки на шестерни, вал якоря и моторно-осевые подшипники. В то же время повышаются стоимость локомотива и расходы на содержание подвески.

Конструкция тягового привода локомотива с центральной подвеской двигателя прорабатывалась Всесоюзным научно-исследовательским тепловозным институтом (ВНИТИ). Испытанием опытного образца были выявлены положительные свойства такого привода. Динамическое воздействие колесной пары на путь при скорости движения 100 км/ч в вертикальной плоскости снизилось в 5,5 раза, а в горизонтальной — в 6 раз при общем повышении массы на 185 кг.

Резиновый элемент при неподвижной колесной паре позволяет якорю тягового двигателя повернуться на некоторый угол, и этим создаются более благоприятные условия работы коллектора и щеток в начале движения.

По данным стендовых испытаний, центральной привод по сравнению с осевым в 2—3 раза снижает виброускорения тягового двигателя, а динамические нагрузки в зубчатой передаче уменьшаются примерно на 15—20%.

Вследствие относительной сложности конструкции и повышенных эксплуатационных затрат центральной привод в отечественном локомотивостроении распространения не получил.

Рамный привод с полым валом. В таком приводе тяговый двигатель и передающий механизм полностью поддрессорены. Тяговая передача с полым валом на отечественных железных дорогах применяется на тепловозах ТЭП60, ТЭП70, ТЭП75, на опытном образце электровоза ВЛ84. Вращающий момент тягового двигателя 1 (рис. 3) от полого вала 7 на колесную пару передается шарнирно-рычажными элементами 4, которые допускают взаимное перемещение поддрессоренного привода и колесной пары. Широкое распространение получили шарнирно-рычажные муфты с резинометаллическими втулками без поверхностей трения и смазки.

Полное поддрессирование колесно-моторного блока улучшает динамические свойства локомотива, значительно облегчает условия работы тяговых двигателей, на которые не действуют жесткие удары при прохождении колесной парой неровностей пути.

Рамный привод с карданным (торсионным) валом. Тяговый привод с такой передачей применен на электровозах типа ЧС. Карданный гибкий (торсионный) вал (рис. 4) размещен внутри

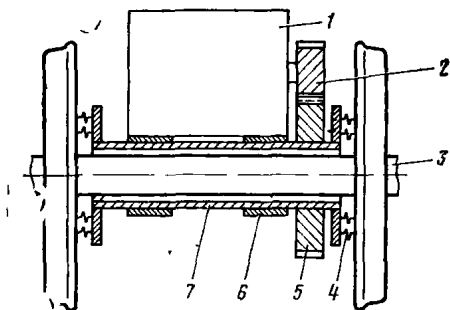


Рис. 3 Схема привода с полым валом:

1 — тяговый двигатель, 2 — шестерня, 3 — ось колесной пары, 4 — шарнирно рычажные элементы упругой муфты, 5 — зубчатое колесо, 6 — моторно осевые подшипники, 7 — полый вал

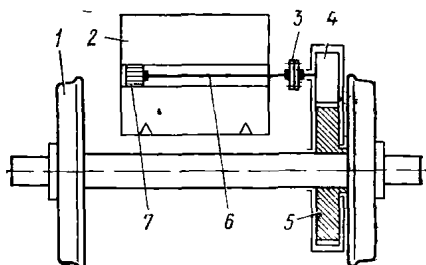


Рис. 4. Схема опорно-рамного привода с карданным (торсионным) валом:

1 — колесная пара; 2 — тяговый двигатель; 3 — упругая муфта, 4 — шестерня, 5 — зубчатое колесо, 6 — карданный (торсионный вал), 7 — шлицевая муфта

полого вала якоря двигателя 2. Зубчатое колесо 5 жестко установлено на оси колесной пары 1 или болтами закреплено на удлиненной части колесного центра. Шестерня 4 на валу с роликовыми подшипниками закреплена в кожухе зубчатой передачи. Расстояние между центрами шестерни и зубчатого колеса (центральный) поддерживается постоянным благодаря стенкам жесткого литого кожуха. Последний с одной стороны опирается на ступицу зубчатого колеса, а с другой подвешен к подрессоренной раме тележки. Неподрессоренная масса такого привода на 500 кг больше, чем у привода с полым валом, поэтому он оказывает большее динамическое воздействие на путь. При оценке условий работы привода рамной подвеской двигателей следует иметь в виду, что изгибы вала двигателя и оси колесной пары вызывают незначительный перекося зубьев, что наряду с постоянством централи увеличивает надежность работы зубчатых передач. Вместе с тем рамная подвеска тяговых двигателей требует увеличения расстояния между остовом двигателя и верхним строением пути.

Групповой привод. В конструкции группового привода вращающий момент от одного тягового двигателя 4 (рис. 5) передается на осевые редукторы 3 при помощи раздаточного редуктора 7, т. е. системы зубчатых колес всем колесным парам тележки, которые вращаются с одинаковой частотой. Такая система привода дает возможность сократить число электрических аппаратов и механизмов управления и повысить надежность работы электрической схемы.

Расположение одного тягового двигателя в середине двухосной тележки снижает момент инерции относительно вертикальной оси на 10% по сравнению с аналогичной тележкой, имеющей индивидуальный привод, что снижает динамические

поперечные силы, действующие на путь в горизонтальной плоскости. Групповой привод трехосных тележек уменьшает указанный момент инерции еще более эффективно.

Механическая жесткая связь осей колесных пар в групповом приводе исключает возможность пробуксовки отдельной оси.

Недостатками группового привода являются сложность его устройства, пониженный к. п. д., повышенная трудоемкость при ремонте и техническом обслуживании.

В отечественном локомотивостроении групповой привод применен на опытных электровозах ВЛ40 и ВЛ83, оборудованных двухосными тележками

Области применения систем подвески тяговых двигателей. По рекомендации Организации сотрудничества железных дорог (ОСЖД) установлены следующие области применения различных систем подвески тяговых двигателей и приводов колесных пар при ширине колеи 1520 мм (табл. 1).

Дополнительно рекомендуется для увеличения долговечности и уменьшения шума при двусторонних передачах по возможности использовать приводы с косозубыми колесами.

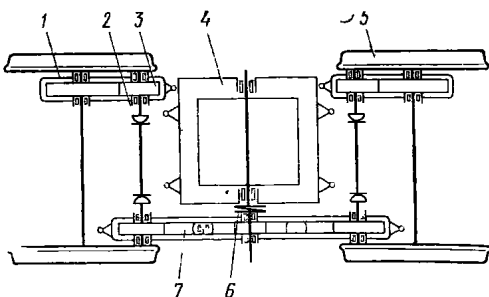


Рис 5. Схема группового привода

1 — корпус осевого редуктора, 2 — трехпроводковая муфта 3 — осевой редуктор, 4 — тяговый двигатель, 5 — колесная пара, 6 — упругая муфта, 7 — раздаточный редуктор

Таблица 1

Системы подвески тяговых двигателей и привода колесных пар	Диапазон скорости, км/ч	Характеристика подвижного состава
Осевая подвеска тягового двигателя с жестким зубчатым колесом	80—100	Грузовые локомотивы с нагрузкой от оси колесной пары на рельсы до 25 тс включительно
То же с эластичным зубчатым колесом	90—120	То же
Центровая подвеска тягового двигателя с эластичным приводом	100—140	»
Рамная подвеска тягового двигателя с карданным (торсионным) валом и упругой муфтой между двигателем и зубчатой передачей	120—200	Пассажирские локомотивы и моторные вагоны
Рамная подвеска тягового двигателя с полым валом	130—160	Локомотивы всех видов
Групповой (мономоторный) привод	110—200	То же

3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Общие сведения. Как уже отмечалось, в тяговых приводах современных электровозов и тепловозов широко применяются зубчатые передачи. Этому способствуют достоинства таких передач, главные из которых — малые габариты, большая надежность, высокий к. п. д., простота обслуживания и постоянство передаточного отношения.

Малое зубчатое колесо в приводе локомотива принято называть шестерней, а большое — колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу. Названия «ведомое» и «ведущее» зубчатое колесо являются ведомственными и не всегда отражают истину, так как в условиях движения любое из пары зубчатых колес может быть ведомым и ведущим

К недостаткам зубчатых передач относятся высокие требования к точности изготовления и монтажа, шум во время работы и невозможность бесступенчатого изменения передаточного отношения.

Эвольвента и ее свойства. Для того чтобы обеспечить непрерывное зацепление зубьев и вращение колес с постоянным передаточным числом, боковые поверхности, или, как их называют, профили зубьев, должны быть очерчены по кривым, подчиняющимся определенным законам.

Из множества возможных профилей, удовлетворяющих требованиям зацепления, наибольшее распространение получил эвольвентный профиль, который позволяет нарезать и обрабатывать зубчатые колеса с любой точностью. По сравнению с другими профилями эвольвентный допускает некоторое изменение расстояния между зубчатыми колесами без нарушения правильности зацепления, что особенно важно в осевом тяговом приводе, где вследствие износа вкладышей моторно-осевых подшипников скольжения нельзя обеспечить постоянство расстояния между шестерней и зубчатым колесом.

Эвольвентой называют кривую (рис. 6), которую описывает любая точка производящей прямой NN , перекатываемая без скольжения по основной окружности радиусом r_0 . Производящая прямая к основной окружности в точках B_i нормальна к эвольвенте в точках S_i , которую она в данный момент образует. Различные точки производящей прямой образуют эвольвенты; расстояние между эвольвентами по нормали к ним постоянно и равно шагу t_0 по основной окружности.

Рассмотрим взаимодействие двух эвольвент 1 и 2, образованных перекатыванием прямых по основным окружностям радиусами r_{01} и r_{02} (рис. 7). В положении 1 эвольвенты касаются в точке K_1 и имеют общую нормаль N_1N_2 . Если повернуть основную окружность с эвольвентой 1 на угол φ_1 вокруг центра O_1 ,

то при этом эвольвента 2 повернется на угол φ_2 . Усилие Q передается по общей нормали к обеим кривым, проходящей через точку K_2 касания эвольвент. Таким образом, посредством двух эвольвент осуществляется передача вращения.

Так как эвольвенты взаимодействуют различными участками, т. е. дугами различной длины (считая от основания эвольвенты), то их относительное движение сопровождается скольжением и связанным с ним трением. Чем дальше от полюса P , т. е. от точки касания двух начальных окружностей, тем больше разница в соответствующих дугах и, следовательно, больше удельное скольжение. Наибольшее скольжение у оснований эвольвент, в полюсе P скольжения нет. При переходе через полюс изменяется направление скольжения.

В сопряжении двух эвольвент, образующих профили зубьев, опережающие поверхности находятся у вершин (головок), а отстающие — у оснований (ножек) зубьев. Исследованиями установлено, что опережающие поверхности обладают более высокой сопротивляемостью выкрашиванию и износу, чем отстающие. При исследованиях косозубых передач, проведенных в ЦНИИТ-маше, установлено повышение нагрузочной способности опережающих поверхностей относительно отстающих на 27%.

Неравномерный износ рабочих поверхностей зубьев приводит к искажению их эвольвентного профиля, что является существенным недостатком особенно прямозубых зубчатых передач.

Силы трения T_1 и T_2 (рис. 8), возникающие при взаимодействии зубьев, искажают направление сил, действующих в зубчатой передаче. С учетом силы трения T_2 результирующая сила R_2 , приложенная к вершине зуба колеса, дает меньшее изгибающее усилие по сравнению с тем случаем, когда действует только сила N_2 . Учет силы T_1 , напротив, приводит к увеличению изгибающей силы $P_{и1}$, приложенной к вершине зуба шестерни. Следовательно, учет сил трения показывает, что изгибающие усилия, приложенные к зубу шестерни, больше усилий, действующих на зуб колеса, т. е. $P_{и1} > P_{и2}$. Это следует учитывать при сравнительной оценке условий работы шестерни и зубчатого колеса.

Снижение износа зубьев в зубчатых колесах достигается применением смазки, конструктивными и технологическими мероприятиями при изготовлении, ремонте, сборке и обслуживании колесно-моторного блока.

Определение и характеристики элементов эвольвентного зацепления. Начальными окружностями (рис. 9) называются соприкасающиеся окружности шестерни и зубчатого колеса, проходящие через полюс P , и перекатывающиеся одна по другой без скольжения. При изменении расстояния между центрами зубчатых колес в осевом приводе меняются и диаметры сопрягаемых окружностей.

Делительная окружность — начальная окружность зубчатого колеса с бесконечно большим радиусом (зубчатой рейкой). Делительная окружность может быть только одна

лять закругления впадин большим радиусом.

Нормальный шаг зацепления t — кратчайшее расстояние между одноименными (обе левых или обе правых) профильными поверхностями смежных зубьев, взятое по дуге делительной окружности.

Шаг равен сумме толщины зуба и ширины впадины $t = S + S_v$ и для пары сцепляющихся колес должен быть одинаковым.

Основной шаг t_0 измеряется по основной окружности. $t_0 = t \cos \alpha$

Модуль зубчатого зацепления — часть диаметра делительной окружности (в миллиметрах), приходящая на один зуб: $m = D/z$, или $m = t/\pi$. Модуль зацепления является основной характеристикой зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым. Большинство отечественных локомотивов имеют модуль зубчатой передачи $m = 10$ мм. Для косозубых и шевронных колес модуль определяется по нормальному шагу.

Длина зацепления l_1 — активная часть линии зацепления, отсекаемая окружностями выступов сопряженных колес и определяющая начало и конец зацепления.

Дуга зацепления L — путь по начальной окружности, проходимый точкой профиля зуба за время его фактического зацепления, или, иначе, дуга начальной окружности, на которую пара сопряженных зубьев поворачивает колесо.

Корень зуба — нерабочая часть нижней ножки зуба, расположенная внутри окружности, проведенной через крайние точки длины зацепления.

Коэффициент перекрытия ϵ — отношение длины зацепления к основному шагу: $\epsilon = l_1/t_0$. Он характеризует плавность передачи и показывает среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Так, при $\epsilon = 1,70$ в течение 70% времени в зацеплении находятся две пары, а в течение 30% времени — одна пара зубьев. Рекомендуемое минимально допустимое значение $\epsilon = 1,15$ в прямозубой передаче ϵ всегда меньше двух, в косозубой тяговой передаче электровозов коэффициент перекрытия составляет 2,6—3,0, что повышает износостойкость и снижает шум привода. Как видно из рис. 9, чем больше угол зацепления, тем меньше длина дуги зацепления, а следовательно, и коэффициент перекрытия.

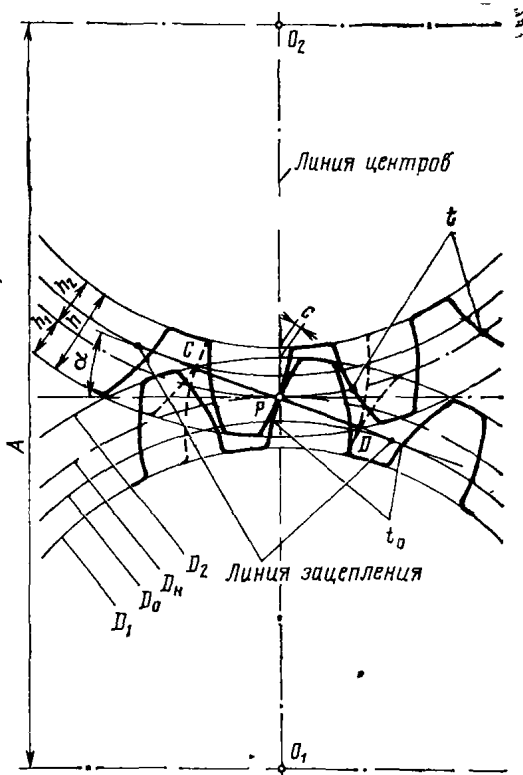


Рис 9 Определение и характеристики элементов эвольвентного зацепления.

A — межосевое расстояние, h_1 — высота головки; h_2 — высота ножки, h — высота зуба, P — полюс зацепления, CD — длина зацепления, t — шаг зацепления, t_0 — основной шаг, α — угол зацепления, D_1 — окружность впадин, D_0 — основная окружность, D_{11} — начальная окружность, D_2 — окружность выступов, s — радиальный зазор

С увеличением высоты головки зуба длина зацепления и коэффициент перекрытия возрастают, что приводит к увеличению рабочей части профиля и снижению износа зубьев.

При данном диаметре колеса с увеличением модуля и шага зацепления коэффициент перекрытия уменьшается, что увеличивает толщину зуба и повышает его прочность. Однако интенсивность износа рабочих поверхностей при этом возрастает. Это обстоятельство не было учтено на тепловозах 2ТЭ10Л, на которых вместо тяговых зубчатых колес с модулем 10 мм поставили зубчатые колеса с модулем 11 мм. В результате коэффициент перекрытия и продолжительность работы снизились по сравнению с тепловозами той же серии, имеющими модуль зубчатой передачи 10 мм.

При увеличении числа зубьев до бесконечности колесо превращается в рейку, а эвольвентный профиль зуба — в прямолинейный, нормальный к линии зацепления. Возможность зацепления эвольвентного зубчатого колеса с рейкой используется для нарезания зубчатых колес методом обкатки инструментом реечного типа, имеющим прямолинейные кромки. Рейка, перемещаясь относительно заготовки, вырезает зубчатое колесо с эвольвентным профилем зубьев.

Контур, по которому профилируется режущий инструмент реечного типа, стандартизирован и называется исходным контуром производящей (инструментальной) рейки. Исходящий контур всех цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем с модулем зацепления более 1 мм с целью унификации зубонарезного инструмента стандартизирован.

Исходный контур, установленный стандартом (рис. 10), имеет угол зацепления $\alpha = 20^\circ$, глубину захода $h_z = 2m$, радиальный зазор $c = 0,25m$, радиус закругления у корня зуба $r = 0,40m$, где m — модуль зацепления. В случае шлифования зубьев радиальный зазор допускается до $0,4m$.

Для прямозубых тяговых колес, имеющих окружную скорость выше 10 м/с, должен применяться исходный контур с прямолинейным срезом по вершине головки (рис. 11) с размерами $a_{ст}$ и $h_{с}$, определяемыми в зависимости от точности изготовления. Срез (фланк) предназначен для улучшения поступления смазки на рабочую поверхность зубьев.

Косозубые колеса электровозов, имеющие наклон зубьев более $17^\circ 45'$, можно изготавливать без среза кромок вершин зубьев.

Корректирование зацепления. У локомотивов, используемых в грузовом движении, целесообразно для получения большей силы тяги иметь увеличенное передаточное отношение. При ограниченном диаметре зубчатого колеса, расположенного концентрично колесу колесной пары, увеличение передаточного отношения возможно только уменьшением числа зубьев шестерни. Однако снижение числа зубьев шестерни ограничивается из-за увели-

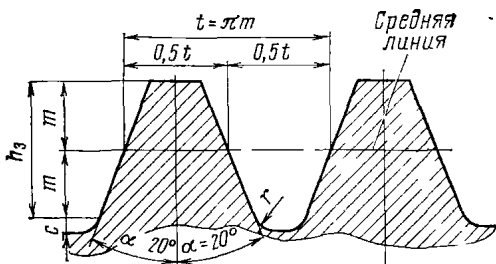


Рис 10. Исходный контур цилиндрических зубчатых колес эвольвентного зацепления

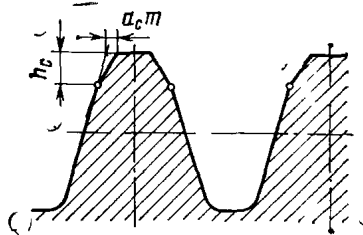


Рис 11. Фланкирование зубьев

чения кривизны эвольвентного профиля зубьев и подрезания ножки зуба (рис. 12, а). В результате этого прочность, длина рабочего участка профиля, коэффициент перекрытия снижаются, а число поломок и интенсивность износа зубьев, увеличиваются.

Подрез зубьев шестерни для некоррегированных зубчатых колес возникает при числе зубьев шестерни, меньшем $Z_{\min} = 2/\sin \alpha$, где α — угол зацепления. Для тяговой зубчатой передачи локомотивов с углом зацепления 20° наименьшее число зубьев шестерни 17.

Для устранения подрезания зубьев и некоторого снижения их числа применяется коррегирование — улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты. Этим достигаются увеличение толщины ножки зуба, повышение контактной прочности за счет увеличения радиуса кривизны в полюсе зацепления и изменение в небольших пределах межцентрового расстояния.

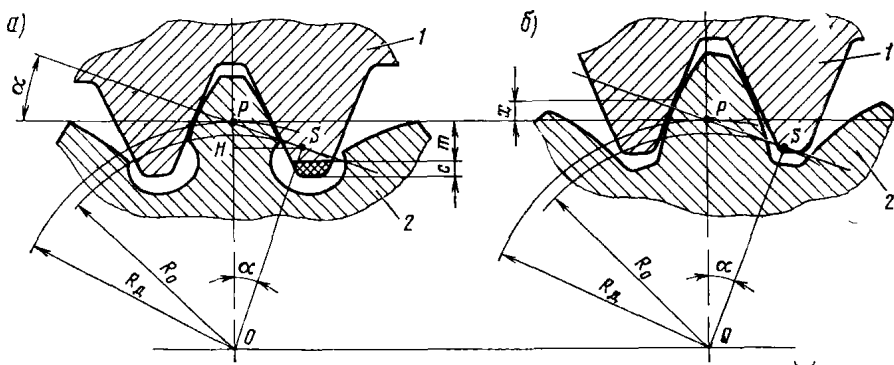


Рис. 12. Влияние коррекции на форму зуба.

а — некоррегированный зуб, б — коррегированный зуб, 1 — инструментальная рейка; 2 — колесо, α — угол зацепления, R_o , R_d — радиусы основной и длительной окружности; S — точка начала линии зацепления, P — полюс зацепления, c — радиальный зазор, m — модуль зацепления, x — величина смещения инструментальной линейки

Коррегирование создается смещением инструментальной рейки относительно колеса на некоторую величину x (рис. 12, б), которая определяется коэффициентом смещения ζ : $x = \zeta m$, где m — модуль зацепления. Положительным считают смещение инструмента от оси колеса, отрицательным — к его оси. При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания, что повышает прочность на изгиб. Диаметр окружности выступов зубьев при этом возрастает. Профиль зуба переходит на участок эвольвенты с увеличенным радиусом кривизны, где контактные напряжения ниже.

Если шестерня изготовлена с положительным смещением, а колесо с равным ему по абсолютной величине отрицательным и сумма коэффициентов смещения равна нулю, то межцентровое расстояние и угол зацепления не изменяются. Такая коррекция называется высотной и применяется при большом передаточном числе, когда требуется создать примерно равнопрочные формы зубьев шестерни и зубчатого колеса. С высотной коррекцией выполнены тяговые зубчатые колеса электровозов ВЛ19, ВЛ22, ВЛ22^м, ВЛ23, ВЛ8.

Делительные окружности и коэффициенты коррекции можно увеличивать как у шестерни, так и у зубчатого колеса. Правильное зацепление в этом случае обеспечивается увеличением межцентрового расстояния. При этом возникают новые начальные окружности и изменяется угол зацепления, который уже не будет равен профильному углу зацепления инструмента. Такой метод коррегирования называют угловым. Угловая коррекция по сравнению с высотной дает большие возможности влиять на параметры зацепления. Электровозы ВЛ60, ВЛ10, ВЛ80 всех индексов имеют тяговые зубчатые передачи с угловой коррекцией.

Косозубые колеса. Грузовые электровозы, серийно выпускаемые отечественной промышленностью, оборудованы только двусторонними и косозубыми тяговыми зубчатыми передачами. Цилиндрические зубчатые колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называются винтовыми, или чаще — косозубыми. В отличие от прямозубой в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что значительно повышает плавность зацепления, снижает динамические нагрузки и шум.

Чтобы представить, как работает косозубая передача, следует мысленно разрезать пару цилиндрических прямозубых колес с прямыми зубьями на несколько частей по плоскости, перпендикулярной к осям вращения, и сдвинуть каждую часть относительно другой на равную величину дуги в пределах одного шага.

Если увеличить число ступеней до бесконечности, то получим колеса с винтовыми зубьями, так как по длине зуб таких