МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Под редакцией доктора технических наук И. В. Бирюкова

Утверждено
Главным управлением кадров
и учебных заведений МПС
в качестве учебника
для студентов вузов
железнодорожного
транспорта

МОСКВА "ТРАНСПОРТ" 1992

УДК 629.42.07

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.

Изложены требования к механической части локомотивов, вытекающие из необходимости обеспечения их тяговых и динамических свойств в условиях эксплуатации, рассмотрены характерные конструкции ходовых частей и тяговых передач, даны методы их динамических и прочностных расчетов с применением ЭВМ.

Предназначен для студентов вузов и может быть полезен работникам железнодорожного транспорта, связанным с эксплуатацией, ремонтом и проектированием электроподвижного состава.

Ил. 303, табл. 20, библиогр. 32 назв.

Учебник написали: § 1.1, 1.2, 5.4, 12.1, 13.1—13.5, 13.7—13.11, главу 18 — д-р техн. наук И. В. Бирюков; § 1.3, 2.2, 2.3, 9.1—9.5 — д-р техн. наук А. Н. Савоськин; § 2.1, 2.4—2.6, главу 3, § 4.1—4.3, § 5.1, 5.2, 8.4, 10.4—А. Н. Савоськин и канд. техн. наук Г. П. Бурчак; § 5.3—А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак, И. В. Бирюков; § 4.4, 4.5—А. Н. Савоськин и кандидаты техн. наук Г. П. Бурчак и Е. В. Сердобинцев; § 9.6—А. Н. Савоськин и Е. В. Сердобинцев; § 6.1—И. В. Бирюков и канд. техн. наук Н. В. Львов; § 6.3 — Н. В. Львов; § 6.2, 8.1 — 8.3, 8.5, 8.6, главу 10, кроме § 10.4, главу 14, § 15.5—15.7 — д-р техн. наук М. Л. Коротенко; главу 11, § 12.2—12.8, 13.6—И. В. Бирюков и канд. техн. наук Е. К. Рыбников; § 15.2—15.4 — Г. П. Бурчак; § 15.1, главы 7 (кроме § 7.1, 7.4, 7.6) и 16 — Е. К. Рыбников; § 7.6 — Е. К. Рыбников и И. В. Бирюков; § 7.1, 7.4—Г. П. Бурчак, Е. В. Сердобинцев, главу 17—канд. техн. наук Б. А. Деркач.

Рецензенты: заведующий кафедрой «Теоретическая механика» ОмИИТа д-р техн. наук проф. И. И. Галиев, проф. кафедры «Подвижной состав электрических железных дорог» ОмИИТа д-р техн. наук А. С. Лисовский, научный сотрудник ВНИИЖТа П. И. Борцов

Заведующий редакцией В. К. Тихонычева

Редактор И. К. Петушкова

Учебник

БИРЮКОВ ИВАН ВЯЧЕСЛАВОВИЧ,
САВОСЬКИН АНАТОЛИЙ НИКОЛАЕВИЧ,
БУРЧАК ГЕНРИХ ПАВЛОВИЧ И ДР.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Переплет художника *А. А. Медведева*
Технические редакторы *Н. Д. Муравьева, Л. Г. Дягилева*
Корректор-вычитчик *И. М. Лукина*
Корректор *Л. А. Шарапова*
ИБ № 4057

Сдано в набор 15.05.91. Подписано в печать 31.01.92.
Формат 70×100¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Офсетная печать.
Усл. печ. л. 35,75. Усл. кр.-отт. 35,75. Уч.-изд. л. 37,45. Тираж 6300 экз.
Заказ 1103. С 074. Изд. № 1-1-1/5-4 № 4723

Ордена «Знак Почета» издательство «Транспорт»,
103064, Москва, Басманный туп., 6а
Московская типография № 4 Министерства печати и информации РФ
129041, Москва, Б. Переяславская ул., 46

М $\frac{3202030000-074}{049(01)-92}$ 73-92

ISBN 5-277-01136-6

© Коллектив авторов, 1992

Памяти профессора, доктора технических наук Меделя

ОТ АВТОРОВ

Со времени выпуска последнего издания учебника по механической части электроподвижного состава (В. Б. Медель. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика [21]) прошло более 15 лет.

За это время произошли заметные изменения в конструкции тягового подвижного состава и условиях его эксплуатации, связанные прежде всего с ростом скоростей движения и весов поездов. Вследствие интенсификации перевозок значительно усложнились проблемы обеспечения безопасной и безотказной работы локомотивов, сокращения затрат на их эксплуатацию и ремонт. В этих условиях в большей степени проявляется необходимость глубокого понимания инженерами — специалистами в области подвижного состава особенностей работы, характера нагружения, причин выхода из строя основных узлов механической части, овладения методами их расчета.

Вместе с тем в последнее десятилетие получила дальнейшее развитие теория взаимодействия подвижного состава и пути, изучены процессы, протекающие в отдельных узлах механической части локомотивов; возможности расчетов резко возросли вследствие широкого применения современных ЭВМ. В связи с этим в книге изложены современные представления о требованиях, предъявляемых к механической части тягового подвижного состава, физике процессов (прежде всего динамических) в механической системе локомотив—путь, методах динамических и прочностных расчетов, современном состоянии и тенденциях развития конструкций локомотивов.

В книге нашли отражение результаты теоретических разработок отечественных и иностранных исследователей в области динамики и прочности тягового подвижного состава, практический опыт создания и эксплуатации локомотивов в нашей стране и за рубежом.

Хотя в настоящее время подготовка инженеров, специализирующихся на дизельном и электрическом подвижном составе, ведется раздельно, авторы считали целесообразным познакомить читателя с конструкциями экипажной части и привода как тех, так и других. Показано, что противопоставление экипажной части электровозов и тепловозов, дизель-поездов и электропоездов часто не имеет под собой серьезных оснований. Такой подход дает возможность обосновать необходимость преемственности конструкций, а в отдельных случаях и унификации экипажной части и тягового привода, что в равной степени выгодно заводам-изготовителям и железным дорогам. Зарубежная практика дает этому ряд убедительных примеров.

Материал скомпонован таким образом, что сначала читатель знакомится с понятием «механическая часть» тягового подвижного состава (ТПС) и общими требованиями к ней (глава 1), затем с основами динамики локомотивов (главы 2 и 3), их вертикальными и боковыми колебаниями (главы 4 и 5), специфическими процессами, происходящими при реализации силы тяги и движении в кривых. Это дает представление о режимах нагружения основных узлов и требованиях к параметрам связей между колесными парами, тележками и кузовом по различным координатам.

Овладение этим материалом подготавливает читателя к освоению основных направлений и методов расчета деталей на прочность (главы 8 и 9) и восприятию с позиций системного подхода современных тенденций в развитии конструкций основных узлов механической части ТПС (главы 10—16).

При этом авторы отдавали себе отчет в том, что по возможности изложение материала должно удовлетворять требованию достаточной доступности с учетом традиционного уровня математической подготовки студента транспортного вуза и в то же время должна быть предоставлена возможность более узкому кругу интересующихся ознакомиться с современными подходами к решению задач динамики и прочности, требующими более глубоких знаний в области математики и механики. Для удобства работы с учебником материал для углубленной проработки набран петитом.

Учитывая большое внимание, уделяемое в последнее время развитию высокоскоростного железнодорожного транспорта, в книгу введен материал об особенностях конструкции механической части подвижного состава для скоростей 250 км/ч и выше (глава 18). Представление о современных подходах к испытаниям механических элементов, узлов и экипажа в целом, являющихся важнейшим этапом совершенствования конструкции подвижного состава, отражено в главе 17.

В учебнике не приводятся программы решения отдельных задач; вместе с тем все его содержание нацелено на широкое применение вычислительной техники в расчетах механической части. Рассмотренные методы расчетов приспособлены к удобной алгоритмизации и реализации на ЭВМ, чему способствуют, в частности, матричные способы описания линейных систем, широко использованные в книге.

Наряду с отражением новейших тенденций в рассматриваемой области знаний авторы стремились сохранить преемственность в изложении ряда фундаментальных положений, известных из учебников профессоров В. Б. Меделя, В.Н. Иванова, Д.К. Минова, в течение многих лет являвшихся базовыми для подготовки инженеров — специалистов по тяговому подвижному составу.

Авторы приносят благодарность рецензентам: д-ру техн. наук проф. И. И. Галиеву, д-ру техн. наук проф. А. С. Лисовскому и научному сотруднику ВНИИЖТа П. И. Борцову, сделавшим ряд ценных замечаний по рукописи, а также инженерам О. М. Перволоцкой и М. П. Жиряковой, вложившим много труда при подготовке рукописи к печати.

Отзывы и замечания по учебнику, которые будут приняты с благодарностью, просим направлять по адресу: 103064, Москва, Басманный туп, 6-а. Издательство «Транспорт».

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВОВ

§ 1.1. КОЛЕСНО-РЕЛЬСОВЫЕ ТЯГОВЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Наземному тяговому транспортному средству присуще выполнение ряда функций, среди которых по важности выделяются две: *функция опирания* — восприятие и передача веса транспортного средства на поверхность опирания, и *функция приведения в движение* — создание силы тяги, преодолевающей сопротивление движению. Эти функции соответственно реализуются при помощи *опорных элементов* и *движителей* — устройств, непосредственно преобразующих механическую энергию в работу по преодолению сопротивления движению.

Существует множество разнообразных опорных элементов и движителей, однако на железнодорожном транспорте используется в обоих целях *колесо*, что в значительной мере определяет технические решения экипажной части тягового подвижного состава. Уяснение причин такого выбора, его позитивных и негативных последствий является необходимой предпосылкой для понимания путей развития тягового подвижного состава железных дорог.

Известные опорные элементы можно подразделить на три вида: полоз, шарнирно-рычажный механизм («нога»), колесо. Первый при движении должен преодолевать силу трения скольжения в контакте с поверхностью опирания, во втором приходится преодолевать силу трения скольжения или качения в шарнирах, в третьем — трения качения в контакте с поверхностью опирания. С точки зрения сопротивления движению полоз целесообразно применять только при очень низких коэффициентах трения пары полоз—поверхность опирания, колесо — при очень малых неровностях на поверхности опирания, т. е. при условии создания специальной дороги, пути. Техническое воплощение шарнирно-рычажных механизмов (ШРМ) в качестве опорного элемента транспортных средств пока не вышло из стадий экспериментов ввиду их исключительной сложности.

Снижение коэффициента трения в системе с полозом технически достижимо, например, при использовании воздушной подушки или магнитного подвеса; однако требуются дополнительные затраты энергии на реализацию функций опирания, а главное — пока весьма высока стоимость таких систем, что неприемлемо для транспорта, ориентированного на массовые перевозки.

При использовании колеса сопротивление качению тем меньше, чем меньше контактная площадка; наиболее низкие, экономически приемлемые сопротивления получаются при наличии металлических колес и рельсов с ровной поверхностью.

Современные конструкции рельсового пути допускают нагрузки от одной колесной пары на рельсы до значений, превосходящих 300 кН, что создает реальные предпосылки для обеспечения массовых перевозок тяжелых грузов.

Необходимо отметить, что широко распространенный колесный подвижной состав на резиновых шинах имеет удельное сопротивление движению по бетонному шоссе примерно на порядок выше, чем при металлических колесе и рельсе. Это определяет преимущества железнодорожного транспорта по

удельным затратам энергии на перевозки, что является решающим при выборе транспорта для массовых перевозок.

Таким образом, по выполнению функций опирания система колесо—рельс пока не имеет конкурентов.

Для выполнения второй основной функции тягового транспортного средства — приведения в движение — оно оснащается *тяговым приводом* — комплексом устройств для преобразования некоторой энергии в работу по преодолению сопротивления движению; исполнительным органом тягового привода является движитель. В качестве движителя могут быть применены зубчатая пара колесо — рейка, барабан с тросом (лебедка), воздушный винт, реактивное сопло, линейный двигатель. Кроме того, можно прибегать к многоцелевому использованию рассмотренных опорных систем для выполнения ими одновременно функций движителя.

Идея применения колеса в качестве движителя впервые была реализована в 1804 г. шотландским инженером Ричардом Тревитиком при создании первого в мире паровоза. Она привлекла его простотой технического исполнения и рациональностью решения — уже существующий опорный элемент (колесо) брал на себя еще одну функцию — движителя. Идея использовать гладкое колесо на гладком рельсе для создания силы тяги была встречена современниками с большим скептицизмом.

Действительно, эта система обладает бросающимися в глаза противоречиями: сила тяги реализуется с помощью трения в месте контакта колеса и рельса, поэтому она ограничена фрикционными свойствами соприкасающихся поверхностей. Чтобы увеличить силу трения, необходимо повысить силу прижатия колес к рельсам, т. е. увеличить массу локомотива. Это противоречит важнейшему требованию к транспортным средствам — снижению их собственной массы. Повышение массы локомотива ведет к снижению полезной массы поезда, а также заставляет применять более тяжелые ходовые части локомотива, что ведет к росту его разрушающего воздействия на путь.

Высокие напряжения в зоне контакта, имеющей ничтожную площадь, ведут к интенсивному износу рабочих поверхностей катания колеса и рельса. Эти напряжения можно снизить, увеличив диаметр колеса, но тогда еще больше возрастают массы элементов, непосредственно взаимодействующих с путем, что усугубляет их разрушающее воздействие.

Выполнение колесом функции движителя заранее осложняет условия работы тягового привода. Как опорный элемент колесо вынуждено отслеживать вертикальные неровности пути, тем самым ему, как движителю, навязывается непрямолинейное движение в продольной по отношению к пути вертикальной плоскости. Отклонение от прямолинейной траектории вызывает значительные кинематические возмущения в системе привода, следствием чего, если не принимать специальных мер, может быть возникновение больших паразитных динамических нагрузок. Дополнительные трудности возникают и от того, что в железнодорожном экипаже колесо выполняет еще одну функцию — *поперечное ведение*.

Таким образом, система, использующая колесо в качестве и опорного элемента и движителя, противоречива; ее противоречия не могут быть полностью разрешены и возможны лишь компромиссные решения. Сильные стороны системы (низкое сопротивление движению при высоких нагрузках на ось) обусловлены в основном выполнением колесом опорных функций, слабые (ограничения силы тяги по сцеплению, необходимость повышения массы локомотива) — функцией движителя.

Указанных противоречий лишены многие другие системы, в которых за колесом оставлена только функция опирания. Так, применение зубчатой пары колесо—рейка в качестве движителя снимает ограничения по сцеплению и

позволяет преодолевать уклоны на порядок более крутые, чем это принято на обычных железных дорогах. Однако так как невозможно обеспечить нормальные условия зацепления в открытой зубчатой паре, такой движитель применяют лишь на горных дорогах при низких скоростях движения (обычно ниже 25 км/ч).

Системы колесо—воздушный винт, колесо—реактивное сопло не вышли за рамки экспериментов из-за большой начальной стоимости и высокого уровня шума.

Система колесо—линейный двигатель пока экономически нецелесообразна вследствие низких энергетических показателей двигателей. По мере развития технических средств магнитного подвеса появляются опытные экипажи с линейным двигателем в качестве движителя (M1-500, HSST в Японии, «Transrapid» в ФРГ и др.). Отсутствие непосредственного контакта подвижного состава и путевой структуры, низкие удельные нагрузки на последнюю закладывают возможность создания экипажей с малым механическим износом узлов. Можно предположить, что в ближайшее десятилетие система с магнитным подвешиванием и линейным двигателем выйдет в промышленную эксплуатацию, однако преимущественно только для скоростного пассажирского сообщения на отдельных линиях.

Из сказанного следует, что, несмотря на ряд принципиальных недостатков, присущих принятой для железнодорожного тягового подвижного состава системе, использующей колесо в качестве опорного элемента и движителя, ей в обозримом будущем нет альтернативы.

Одновременно необходимо признать, что в силу противоречий, заложенных в принцип действия такой системы, создание тягового подвижного состава с удовлетворительными тяговыми и динамическими свойствами, высокой надежностью и низким воздействием на путь, а также обеспечение его устойчивой работы в эксплуатации представляют собой сложную задачу.

§ 1.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ИХ ЭВОЛЮЦИЯ

За более чем 150-летнюю историю локомотивов их механическая часть претерпела сложную эволюцию и представлена практически необозримым разнообразием конструкций. Тем не менее в этом множестве можно выделить некоторое количество основных узлов, обязательных для любого локомотива, выполняющих сравнительно небольшой набор важнейших функций механической части, и ряд дополнительных устройств, обеспечивающих нормальное функционирование этих узлов.

Самым крупным по массе и объему узлом локомотива или моторного вагона является *кузов*, служащий для размещения оборудования, бригады или пассажиров и защиты их от внешних воздействий.

При движении по рельсовому пути локомотив опирается на рельсы через колеса, которые для направления экипажа в рельсовой колее снабжены внутренним гребнем и связаны попарно друг с другом в поперечном направлении, образуя *колесную пару*. Для беспрепятственного вращения колесной пары относительно невращающихся частей необходим *подшипниковый узел*.

С целью создания силы тяги локомотив оснащается *тяговым приводом*, включающим в себя тяговый двигатель с устройствами управления и тяговую передачу, приводящую во вращение движитель—колесную пару. Для передачи силы тяги на прицепную часть поезда используют *упряжные приборы*. Локомотив оснащается *тормозными устройствами*.

Механическая часть первых локомотивов состояла из кузова *1* (рис. 1.1, *а*), колесных пар *2* с подшипниковыми узлами *3*, тягового привода *4*, упряжных приборов *5* и тормоза. Однако необходимость снижения воздействия вибраций на кузов привела к *подрессориванию* — введению упругих элементов *6* между ним и колесными парами (рис. 1.1, *б*).

Из-за упругой связи колесной пары с кузовом пришлось предусмотреть дополнительно устройства, обеспечивающие передачу продольных и поперечных сил от колесной пары к кузову в условиях их взаимных вертикальных перемещений. Эти устройства объединены в *буксовый узел 7*.

Дальнейшее совершенствование механической части было связано с улучшением прохождения кривых малого радиуса многоосными локомотивами, имеющими одну общую раму. Это было достигнуто расчленением ходовой части по длине на ряд элементов — *тележек*, которые могут поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно кузова и тем самым позволяют колесным парам более свободно устанавливаться в кривой.

В связи с применением таких тележек потребовалось решить ряд сопутствующих технических задач: опирание кузова на подвижную относительно вертикальной оси тележку, передача продольных и поперечных сил в условиях относительных перемещений кузова и тележки, связи тележек друг с другом. В результате конструкция локомотива пополнилась *опорными узлами* кузова *9*, *поворотными устройствами 8*, *устройством сочленения 10* тележек, через которые передаются силы тяги и торможения.

Передачу всех вертикальных, продольных и поперечных сил между кузовом и колесными парами (раньше они были связаны непосредственно), а также передачу сил тяги и торможения обеспечивает новый элемент конструкции — *рама тележки 11*. К раме тележки стали также крепить элементы тормозных устройств и тягового привода. Таким образом появился новый конструктивный элемент, нагружение которого не вытекает из его функций (как, например, в случае с колесной парой, которая должна иметь вертикальную нагрузку, иначе она не выполнит функций движителя), а является побочным следствием выбранного конструктивного принципа обеспечения более свободной ориентации колесных пар в кривой. В этом отношении тележечный локомотив проигрывает безтележечному, хотя такая конструкция и является во многих случаях единственно возможной.

Конструктивное выполнение тележки как отдельного устройства позволило ввести с целью улучшения виброзащиты кузова вертикальные упругие соединения (*кузовную ступень 12 рессорного подвешивания*), а с целью улуч-

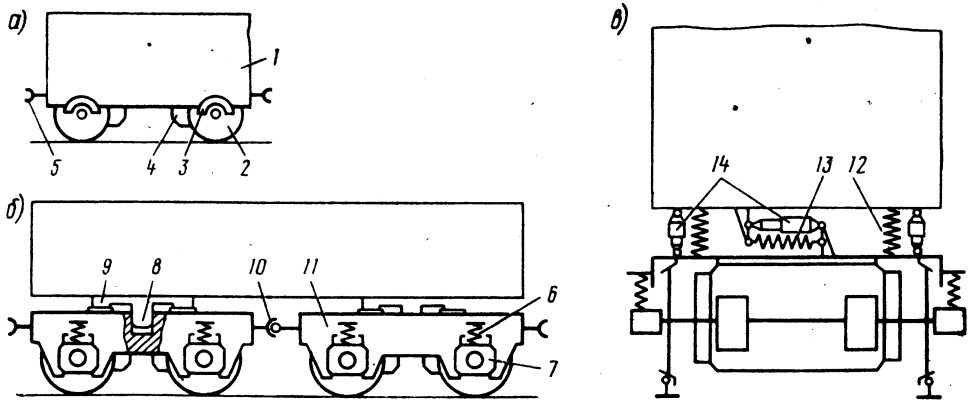


Рис. 1.1. Схемы механической части (*а, б*) и узлов подвешивания (*в*)

шения плавности хода и снижения воздействия на путь — отказаться от жесткой связи кузова с тележкой в поперечном направлении, введя квазиупругие *устройства поперечной связи 13* (рис. 1.1, *в*) — так называемые возвращающие (что не очень точно) устройства.

Непрерывный рост скорости движения обусловил повышение требований к ограничению амплитуд колебаний при резонансах, что привело к необходимости вводить специальные устройства *14*, рассеивающие энергию колебаний (*гасители колебаний*) параллельно с квазиупругими связями кузова и колесных пар с тележкой.

Чтобы снизить вероятность боксования колес, практически обязательно предусматривают устройства, способствующие выравниванию нагрузок между отдельными движущими колесными парами и препятствующие значительному снижению вертикальных нагрузок передних колесных пар при реализации силы тяги.

Таким образом, современные локомотивы, кроме кузова, колесных пар с подшипниковыми узлами, тягового привода, тормозных устройств и упряжных приборов, имеют, как правило, поворотные тележки с одной или двумя ступенями рессорного подвешивания (которое содержит упругие и диссипативные элементы), узлы опирания кузова на тележки и передачи продольных сил между тележкой и кузовом, квазиупругие поперечные связи между ними, поворотные устройства, устройства для равномерного распределения вертикальных нагрузок между отдельными колесными парами.

Для облегчения условий работы рам тележек и снижения их масс упряжные устройства стали переносить на раму кузова, что привело к ликвидации узла сочленения, ранее передававшего силы тяги и торможения с тележки на тележку.

Однако и этот перечень основных узлов вряд ли можно считать полным. Например, стремление уменьшить сопротивление движению в кривых и снизить износ гребней бандажа и рельса уже привело к тому, что все чаще на локомотивах и моторных вагонах устанавливают устройства для смазывания контакта гребня бандажа и рельса; разрабатывается и уже доведен до опытных образцов подвижной состав с радиальной установкой колесных пар в кривых, делаются попытки создать колесные пары с независимо вращающимися колесами. Несмотря на ряд неудач, все больше завоевывает себе право на существование устройство наклона кузова, позволяющее частично или полностью компенсировать непогашенное поперечное ускорение при движении в кривых и тем самым снять в них ограничение скорости.

Новые возможности повышения равномерности распределения нагрузок между отдельными колесными парами открывает введение дополнительных вертикальных и угловых связей кузовов смежных секций локомотива. Не исключено, что по мере совершенствования подвижного состава и эти устройства станут общепризнанными и войдут в перечень основных узлов механической части локомотива, а ряд других отпадет.

Все изложенное в равной мере относится к основным узлам механической части электровозов и тепловозов, электро-и дизель-поездов, вагонов метрополитена, хотя для каждого из видов тягового подвижного состава сложились свои традиции, во многом определяющие выбор конструктивных решений.

На производстве электровозов специализируются производственное объединение (ПО) «Новочеркасский электровозостроительный завод», работающее в тесном сотрудничестве с Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-технологическим институтом электровозостроения (ВЭлНИИ) и ПО «Электровозостроитель» (г. Тбилиси).

Магистральные тепловозы выпускают ПО «Тепловозпутьмаш» (г. Коломна), в состав которого входит Всесоюзный научно-исследовательский институт тепловозостроения (ВНИТИ) и ПО «Луганск-тепловоз».

Электро-и дизель-поезда производят Рижский вагоностроительный завод (РВЗ) совместно с Рижским электромеханическим заводом (РЭЗ); в качестве основного научно-исследовательского подразделения выступает Рижский филиал Государственного НИИ вагоностроения. Вагоны метрополитена изготовляют Мытищинский машиностроительный завод и вагоностроительный завод им. Егорова (г. Санкт-Петербург) совместно с заводом «Динамо».

В течение многих десятилетий отечественные железные дороги сотрудничали с локомотивостроителями Чехо-Словакии, закупая у концерна «Шкода» пассажирские электровозы, а у фирм ЧКД — маневровые тепловозы.

Ниже приводятся некоторые характерные примеры основных узлов механической части серийного тягового подвижного состава в процессе его эволюции.

Механическая часть первой значительной группы электровозов была выполнена в соответствии с принципами, заложенными еще в американские (фирмы General Electric) и советские грузовые электровозы, построенные для работы на Сурамском перевале (1932 г.) Закавказской дороги. Ее характерные черты — наличие двух трехосных сочлененных тележек (рис. 1.2) с мощными рамами, несущими на концевых поперечных балках *2* (буферный брус) автосцепку *1*. Продольные боковые балки *16* рам тележки выполнены из стального бруса, поперечные *2*, *5*, *8*, *11* — из стального литья; они соединены призонными болтами *21*. Рамы опираются на буксы *17*, первоначально выполненные с подшипниками скольжения, через систему рессорного подвешивания, состоящую из листовых рессор *9* и витых пружин *19*. Частичное соединение их в группы с помощью балансиров *14* способствует равномерному распределению нагрузок между осями. Передача тяговых усилий от

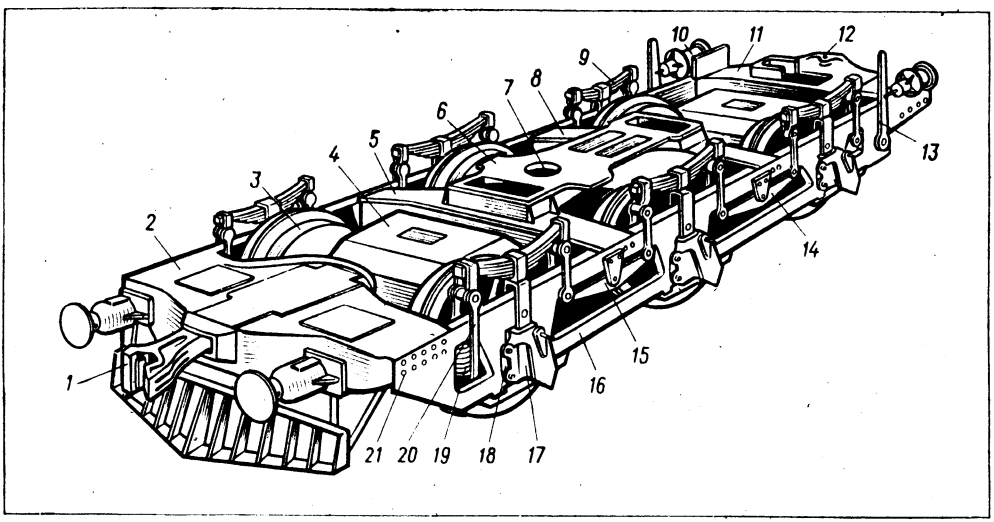


Рис. 1.2. Тележка электровоза ВЛ22м:

1 — автосцепка; *2* — буферный брус; *3* — зубчатая передача; *4* — тяговый двигатель; *5, 8* — поперечные балки средние; *6* — продольная шкворневая балка; *7* — подпятник опоры кузова; *9* — листовая рессора; *10* — тормозной цилиндр; *11* — брус сочленения; *12* — межтележечное сочленение; *13* — тормозной рычаг; *14* — балансир; *15* — подбуксовая стружка; *16* — боковая балка; *17* — букса с подшипниками скольжения; *18* — скользящие направляющие буксы; *19* — витая пружина; *20* — рессорная подвеска; *21* — призонные болты

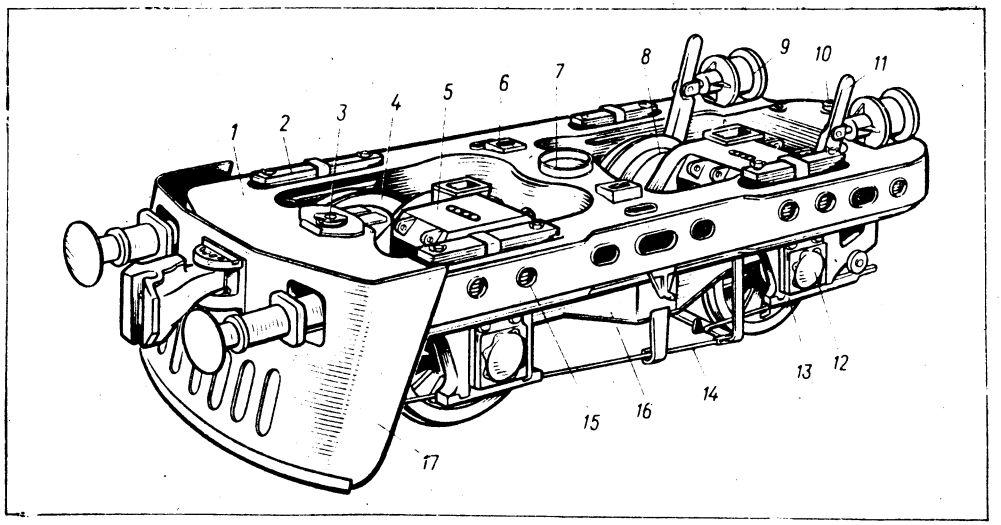


Рис. 1.3. Тележка электровоза ВЛ8:

1 — литая рама тележки; *2* — листовая рессора; *3* — дополнительная опора кузова; *4* — колесная пара; *5* — тяговый двигатель; *6* — боковой упор кузова; *7* — подпятник плоской цилиндрической опоры кузова; *8* — кожух тягового редуктора; *9* — тормозной цилиндр; *10* — узел сочленения тележек; *11* — тормозной рычаг; *12* — букса с подшипниками качения; *13* — подбуксовая струнка; *14* — тормозная рычажная передача; *15* — надбуксовые пружины; *16* — балансир; *17* — путеочиститель

буксы к раме тележки осуществляется через скользящие направляющие *18*, называемые челюстями, откуда и название буксового узла — челюстной.

Кузов смонтирован на несущей раме и опирается на тележку через цилиндрическую плоскую опору — пяту. Тяговые двигатели *4* опираются одной стороной через моторно-осевые подшипники скольжения на ось и передают колесной паре вращение с помощью двусторонней зубчатой передачи *3*.

Эта конструкция с небольшими изменениями использовалась на серийных электровозах ВЛ19, ВЛ22м и ВЛ23.

Необходимость увеличения силы тяги в связи с ростом весов поездов привела к созданию восьмиосных электровозов и, как следствие, двухосных тележек (рис. 1.3). Первый отечественный восьмиосный электровоз постоянного тока ВЛ8 имел четыре сочлененные через шаровые шарниры тележки; на крайних из них установлена автосцепка. Рамы *1* тележек цельнолитые из стального литья, буксовое рессорное подвешивание состоит из листовых рессор *2* и пружин; равенство распределения нагрузок между колесными парами внутри тележки достигается соединением рессор балансирами *16*. Буксовый узел челюстной с роликовыми подшипниками, колесная пара и система тяговой передачи аналогичны примененным на шестиосном электровозе ВЛ22м.

Опирание кузова на тележки происходит через центральную жесткую цилиндрическую опору и дополнительную упругую *3*, установленную на концевых поперечных балках. Впоследствии в порядке модернизации в связь кузова с тележкой были введены упругие резинометаллические опоры.

В 1959—1960 гг. во Франции были закуплены электровозы серий Ф (грузовые) и Фп (пассажирские), созданные на базе французского электровоза СС7100, установившего незадолго до этого рекорд скорости на рельсах — 331 км/ч. Под их влиянием создавалась экипажная часть первого серийного грузового электровоза переменного тока ВЛ60 и пассажирского тепловоза ТЭП60.

Электровоз ВЛ60 вобрал в себя ряд новшеств: передача силы тяги на автосцепку через раму кузова (это позволило резко облегчить тележки

(рис. 1.4) и впервые сделать их цельносварными); упругая поперечная связь кузова с тележками через маятниковые резинометаллические опоры; замена челюстного буксового узла на бесчелюстной поводковый, в котором продольная и поперечная связи буксы с рамой тележки осуществляются поводками с резинометаллическими шарнирами. Часть новых технических решений и, в частности, поводковый буксовый узел вошли во все последующие конструкции отечественных электровозов и тепловозов.

Следующее поколение восьмиосных электровозов ВЛ10, ВЛ80 всех модификаций имеет унифицированную механическую часть, которая с незначительными изменениями выпускается с 1961 г. На этих электровозах в отличие от ранее выпущенных восьмиосных автосцепка вынесена на кузов, рама тележки (рис. 1.5) резко облегчена и выполнена коробчатой — сваренной из листов стали. Кузов опирается упруго через пружины кузовной ступени подвешивания на раму тележки и связан с ней упруго в поперечном направлении с помощью пружинного возвращающего или люлечного (в последнем варианте конструкции) механизма. Для предотвращения чрезмерных колебаний кузова установлены вертикальные гасители колебаний. Силы тяги и торможения от тележек к кузову передаются через шкворневое устройство с шаровым шарниром. Для более равномерного распределения статических нагрузок между колесными парами при реализации сил тяги и торможения по концам тележек установлены пневматические догружатели.

Разработанные на перспективу двенадцатиосные двухсекционные электровозы ВЛ85 и ВЛ15 имеют унифицированную механическую часть с тремя двухосными тележками под каждой секцией кузова. Вместо шкворневого узла для продольной связи тележки с кузовом применены наклонные продольные тяги, которые одновременно способствуют равномерному распределению статической нагрузки на колесные пары при реализации сил тяги и торможения. Для улучшения условий вписывания электровоза в кривые предусмотрена возможность больших поперечных перемещений средней тележки относительно кузова. Крайние тележки оборудованы люлечными устройствами, аналогичными примененным на электровозах ВЛ80 последних

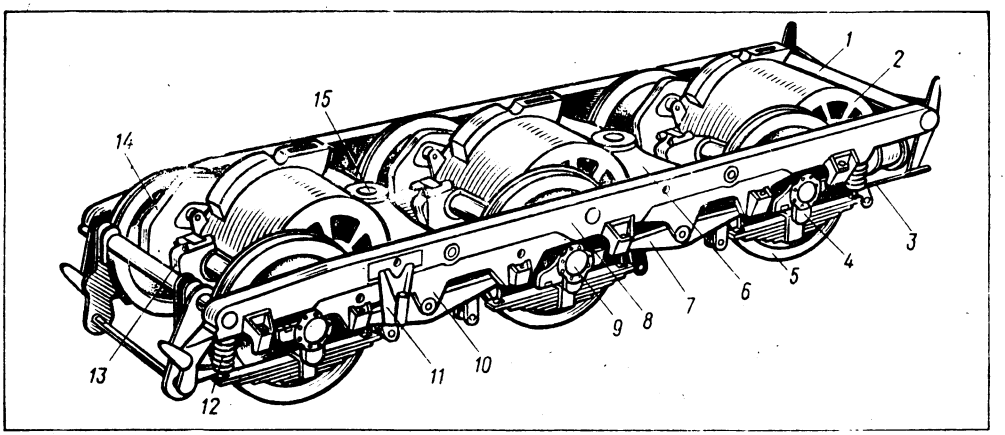


Рис. 1.4. Тележка электровоза ВЛ60:

1 — концевая поперечная балка; *2* — тяговый двигатель; *3* — тормозная рычажная передача; *4* — листовая рессора; *5* — колесная пара; *6* — средняя поперечная балка; *7* — балансир; *8* — сварная коробчатая боковина рамы тележки; *9* — букса поводковая с роликовыми подшипниками; *10* — кронштейн крепления балансира; *11* — кронштейн боковой опоры; *12* — витая пружина; *13* — моторно-осевые подшипники; *14* — кожух тягового редуктора; *15* — место установки центральной маятниковой опоры

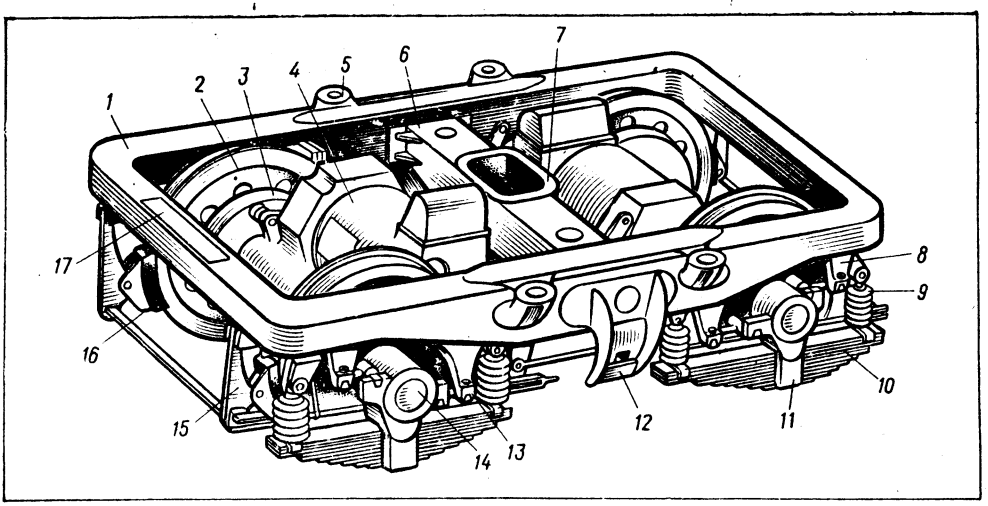


Рис. 1.5. Тележка электровоза ВЛ80:

1 — сварная рама тележки; *2* — колесная пара; *3* — кожух тягового редуктора; *4* — тяговый двигатель; *5* — кронштейны люлечных подвесок; *6* — поперечная шкворневая балка; *7* — место для установки шарового шарнира шкворня; *8* — кронштейн крепления буксового поводка; *9* — витая пружина; *10* — листовая рессора; *11* — хомут рессоры; *12* — кронштейн крепления гидравлического гасителя вертикальных колебаний; *13* — кронштейн крепления буксового поводка; *14* — букса; *15* — тормозная подвеска; *16* — тормозная колодка; *17* — скользун противоразгрузочного устройства

выпусков. В буксовой ступени рессорного подвешивания применены витые пружины с фрикционными гасителями колебаний.

С конца 50-х годов на советские железные дороги начали поступать пассажирские электровозы фирмы «Шкода» (ЧСФР) — сначала четырехосные ЧС1, затем более мощные шестиосные ЧС2. Их механическая часть имеет много общего и учитывает специфику движения с повышенными скоростями. В частности, существенно уменьшены непосредственно взаимодействующие с путем массы в результате установки тяговых двигателей *4* на раме *1* тележки (рис. 1.6), хотя тяговый редуктор выполнен с опорно-осевым подвешиванием. Буксовый узел имеет цилиндрические направляющие, поверхности трения которых защищены от попадания пыли и абразивных частиц, что делает весь узел более долговечным. Малая жесткость буксовой и кузовной ступеней рессорного подвешивания, гибкая поперечная связь кузова с тележкой и опирание кузова на широкоразнесенные опоры трения — скользуны — способствуют плавному ходу электровоза на высоких скоростях и малому воздействию их на путь. Силы тяги и торможения передаются через шаровой шарнир шкворневого устройства.

Повышение весов и скоростей движения пассажирских поездов привело к появлению мощных восьмиосных локомотивов ЧС6, ЧС7, ЧС8, ЧС200 с конструкционными скоростями 160—200 км/ч. Эти электровозы при традиционной для фирмы «Шкода» схеме двухосной тележки имеют более гибкое рессорное подвешивание, в обеих ступенях которого использованы витые пружины с гидравлическими гасителями колебаний; момент, препятствующий колебаниям виляния тележки, создается не силой трения в скользунах опор кузова, а специальным гасителем.

Все перечисленные локомотивы имеют индивидуальный тяговый привод, т. е. тяговый двигатель приводит во вращение одну колесную пару. За рубежом значительная часть магистральных локомотивов имеет групповой привод и мономоторные тележки (рис. 1.7).

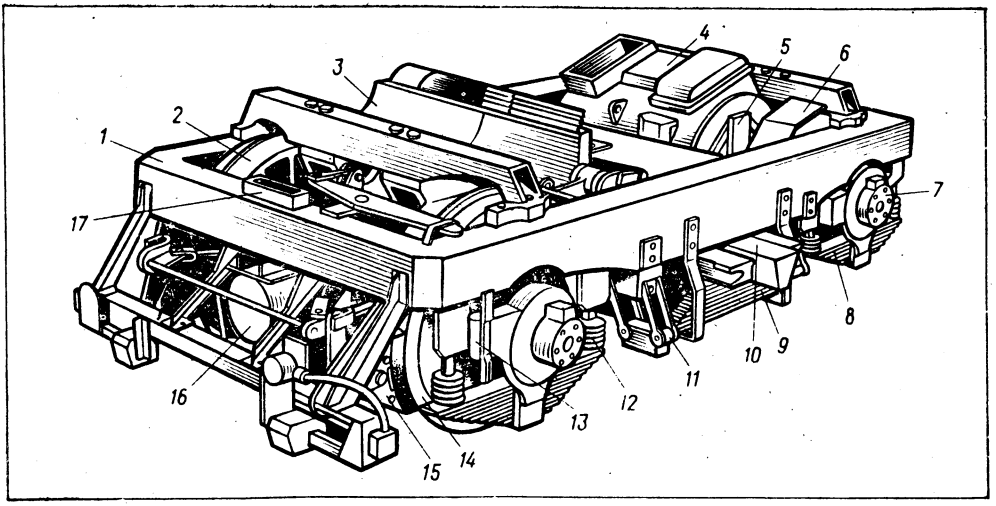


Рис. 1.6. Тележка пассажирского электровоза ЧС1:

1 — сварная рама; *2* — колесная пара со спицевым диском; *3* — поперечная балка крепления тягового двигателя; *4* — тяговый двигатель; *5* — тяговая пластинчатая муфта; *6* — корпус тягового редуктора; *7* — букса с роликовыми подшипниками; *8* — пластинчатая рессора буксовой ступени подвешивания; *9* — то же кузовной ступени подвешивания; *10* — балка опирания кузова; *11* — люлечные подвески; *12* — резинометаллический упругий элемент; *13* — цилиндрическая буксовая направляющая; *14* — тормозная колодка; *15* — тормозной башмак; *16* — приемная катушка АЛС; *17* — тормозной цилиндр

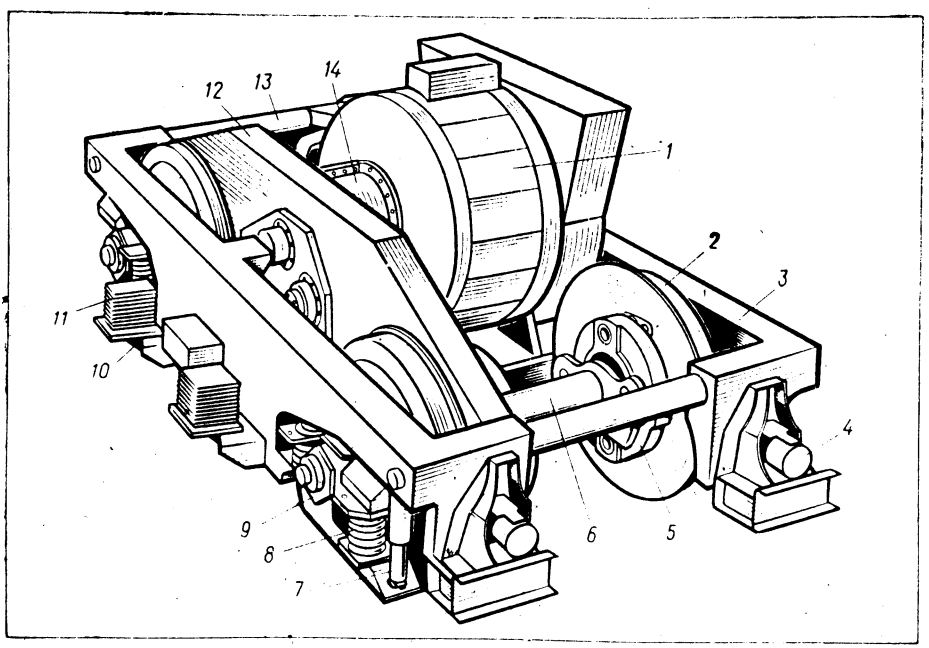


Рис. 1.7. Мономоторная тележка электровоза ВВ-15000 (Франция):

1 — тяговый двигатель; *2* — колесная пара; *3* — рама тележки; *4* — блок-тормоз; *5* — шарнирное кольцо тяговой муфты; *6* — полый вал тяговой муфты; *7* — гидравлический гаситель вертикальных колебаний тележки; *8* — витая пружина буксовой ступени рессорного подвешивания; *9* — букса поводковая; *10* — консольная часть поперечной балки; *11* — резинометаллические блоки кузовной ступени рессорного подвешивания; *12* — корпус раздаточного редуктора; *13* — концевая балка; *14* — муфта соединения валов тягового двигателя и редуктора

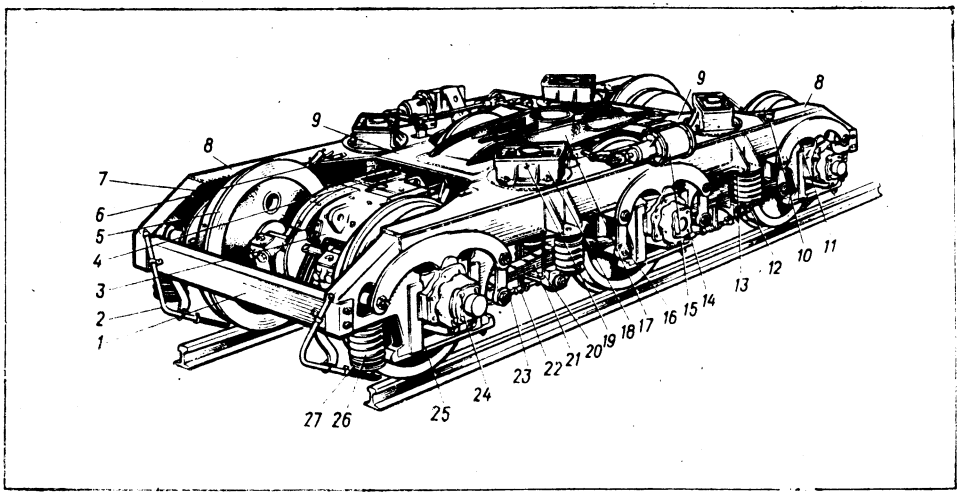


Рис. 1.8. Тележка тепловоза ТЭ3:

1 — балка концевая; *2* — труба для подачи песка; *3* — тяговый электродвигатель; *4* — канал для подвода охлаждающего воздуха; *5* — колесная пара; *6* — гребнесмазыватель; *7* — рама; *8* — боковины рамы; *9* — поперечные балки; *10* — масленка; *11* — балансир; *12* — тормозная колодка; *13* — резиновый амортизатор; *14* — букса; *15* — тормозной цилиндр; *16* — подвеска рессоры; *17* — шкворневая балка; *18* — опора; *19* — маслоуказатель; *20* — предохранительная скоба; *21* — листовая рессора; *22* — винтовая стяжка; *23* — подвеска рессоры; *24* — букса с пружинным упором; *25* — струнка; *26* — пружина; *27* — резиновый амортизатор

Тяговый двигатель и раздаточный редуктор опираются на раму тележки; последний приводит во вращение две колесные пары через тяговые муфты.

Кузовная ступень рессорного подвешивания выполнена в виде резинометаллических блоков, имеющих низкую жесткость на сдвиг; передача сил тяги и торможения осуществляется через продольную тягу, без сложного шкворневого узла.

Механическая часть тепловозов претерпела с момента выхода первого советского тепловоза в 1924 г. большие изменения, но в последние десятилетия с переходом на выпуск крупных серий локомотивов утвердился ряд устойчивых тенденций. Основную часть тепловозов составляют локомотивы с трехосными тележками. Тепловозы выпуска до 1961 г. (ТЭ3, ТЭ7, ТЭ10, 2ТЭ10Л) имеют сварную тележку с челюстным буксовым узлом и одной (буксовой) ступенью рессорного подвешивания (рис. 1.8). Характерной особенностью ее является то, что непосредственно на буксу *14* опираются балансиры *11*, на них в свою очередь опираются листовые рессоры *21*, несущие витые пружины, которые воспринимают вертикальную нагрузку от рамы тележки. Внешние концы крайних балансиров связаны с рамой тележки непосредственно через витые пружины. Наличие балансиров обеспечивает выравнивание нагрузок на колесные пары при реализации сил тяги.

Кузов опирается на боковины рамы тележки через роликовые опоры. Силу тяги передает цилиндрический шкворень, устанавливаемый в специальной продольной балке рамы тележки. Применен тяговый двигатель с опорно-осевым подвешиванием, зубчатая передача односторонняя.

В тележке тепловоза 2ТЭ116 (рис. 1.9) сохранено одноступенчатое рессорное подвешивание; тележка имеет бесчелюстной буксовый узел, продольная связь буксы с рамой тележки осуществляется поводками; резко упрощено рессорное подвешивание за счет отказа от системы балансиров; конструкции опор кузова и шкворневого узла обеспечивают упругую связь кузова и тележки в поперечном направлении. В итоге тележка имеет значительно

меньше пар с поверхностным трением, требующих смазывания и подверженных износам, а также обладает улучшенными динамическими качествами. Как и в тепловозах предыдущих серий, применено опорно-осевое подвешивание тягового двигателя и односторонняя передача.

Пассажирский тепловоз ТЭП60 имеет две трехосные тележки, конструктивно близкие к тележкам ВЛ60; на нем установлены тяговые двигатели и редукторы с рамным подвешиванием. Зубчатая передача односторонняя, большое зубчатое колесо закреплено на полом валу, охватывающем с зазором ось колесной пары. На колесную пару вращение от полого вала передается с помощью двух шарнирно-поводковых муфт.

Вес кузова передается на раму тележки через две главные маятниковые опоры, расположенные на продольной оси тележки, и четыре пружинные боковые опоры. Рессорное подвешивание выполнено комбинированным — состоит из комплектов пружин и листовых рессор.

Оригинальные технические решения применены в механической части дизель-поезда ДР1 (рис. 1.10). Пружины кузовной ступени рессорного подвешивания использованы в нем как упругие элементы не только вертикальной, но и поперечной связи кузова с тележкой. Рама тележки опущена под буксовый узел с рычажной буксой, что позволило разместить весьма гибкие пружины больших размеров. Передача тягового момента на колесную пару осуществляется с помощью осевого редуктора через карданный вал. Редуктор состоит из конической и цилиндрической зубчатых пар.

Принцип многоцелевого использования пружин был положен и в основу совершенствования рессорного подвешивания пассажирского тепловоза ТЭП70. Как и ТЭП60, он имеет бесчелюстную трехосную тележку, но для

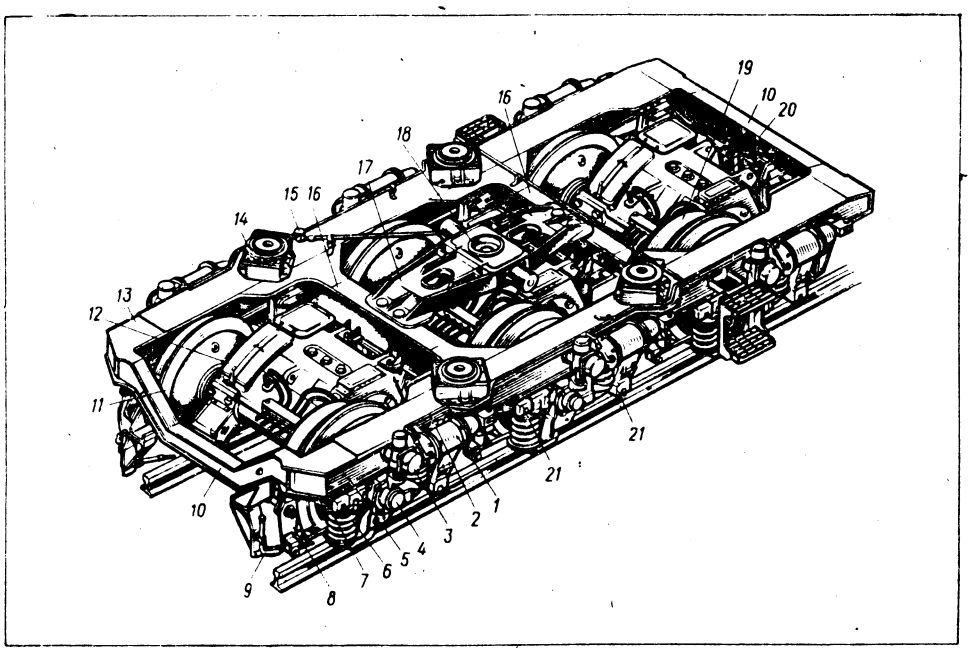


Рис. 1.9. Тележка тепловоза 2ТЭ116:

1 — тормозной цилиндр; *2* — воздухопровод; *3* — демпфер; *4* — букса; *5* — рама; *6* — пружина; *7* — поводок; *8* — рычаг подвески тормозных колодок; *9* — труба для подачи песка; *10* — концевая балка; *11* — колесная пара; *12* — тяговый электродвигатель; *13* — боковина; *14* — опора; *15* — масленка; *16* — средняя поперечная балка; *17* — шкворневая балка; *18* — шкворневое устройство; *19* — кожух тягового редуктора; *20* — механизм подвешивания тягового двигателя; *21* — кронштейны буксовых поводков

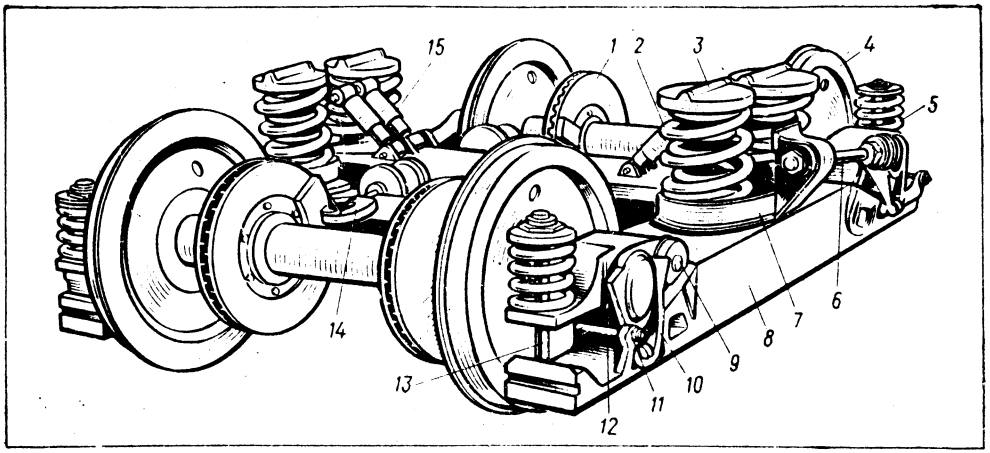


Рис. 1.10. Тележка прицепного вагона дизель-поезда ДР1:

1 — тормозной диск; *2* — пружины кузовной ступени рессорного подвешивания; *3* — шарнирная опора кузовных пружин; *4* — колесная пара; *5* — пружина буксовой ступени рессорного подвешивания; *6* — тяговый поводок; *7* — подрессорный брус; *8* — боковина рамы тележки; *9* — шарнир корпуса рычажной буксы; *10* — страховочная скоба; *11* — поперечный буксовый поводок; *12* — корпус буксы; *13* — вертикальная подвеска буксовой пружины; *14* — дисковый тормоз; *15* — гасители колебаний кузовной ступени рессорного подвешивания

улучшения динамических качеств введена кузовная ступень рессорного подвешивания в виде группы витых пружин, обеспечивающих одновременно упругую поперечную связь кузова с тележкой.

Силы тяги и торможения передаются через низко опущенный шкворневой узел с шаровым шарниром, тяговый двигатель и редуктор закреплены на раме тележки; последний передает вращение колесной паре через тяговую муфту, кинематически более совершенную, чем примененная на ТЭП60.

Значительную группу отечественного тягового подвижного состава составляют пригородные электропоезда серий ЭР, имеющие много общего в конструкции механической части. Сварная рама тележки несет на себе тяго-

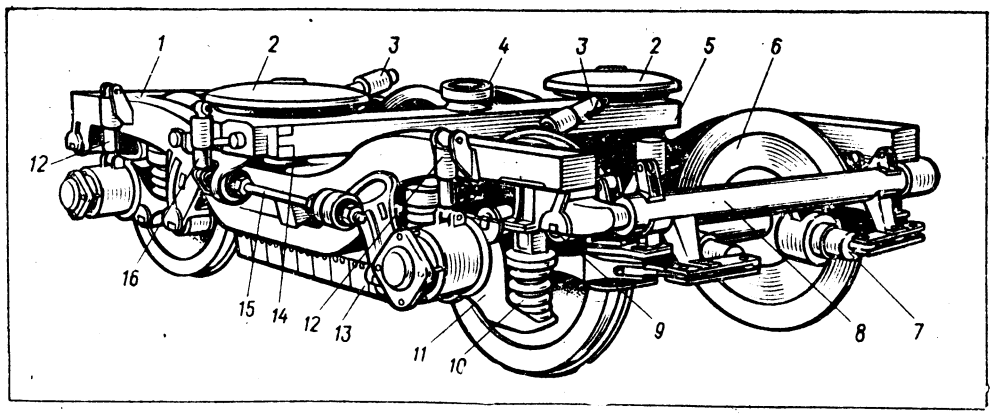


Рис. 1.11. Тележка прицепного вагона электропоезда ЭР200:

1 — сварная рама тележки; *2* — пневморессора; *3* — гидравлический гаситель поперечных колебаний; *4* — гнездо шкворня; *5* — подрессорный поворотный брус; *6* — тормозной диск; *7* — тормозной цилиндр; *8* — концевая поперечная балка; *9* — резинометаллический шарнир буксового поводка; *10* — витая пружина буксовой ступени рессорного подвешивания; *11* — букса; *12* — гидравлический гаситель вертикальных колебаний тележки; *13* — электромагнитный рельсовый тормоз; *14* — скользун опирания подрессорного бруса; *15* — тяговый поводок; *16* — гидравлический гаситель вертикальных колебаний кузова

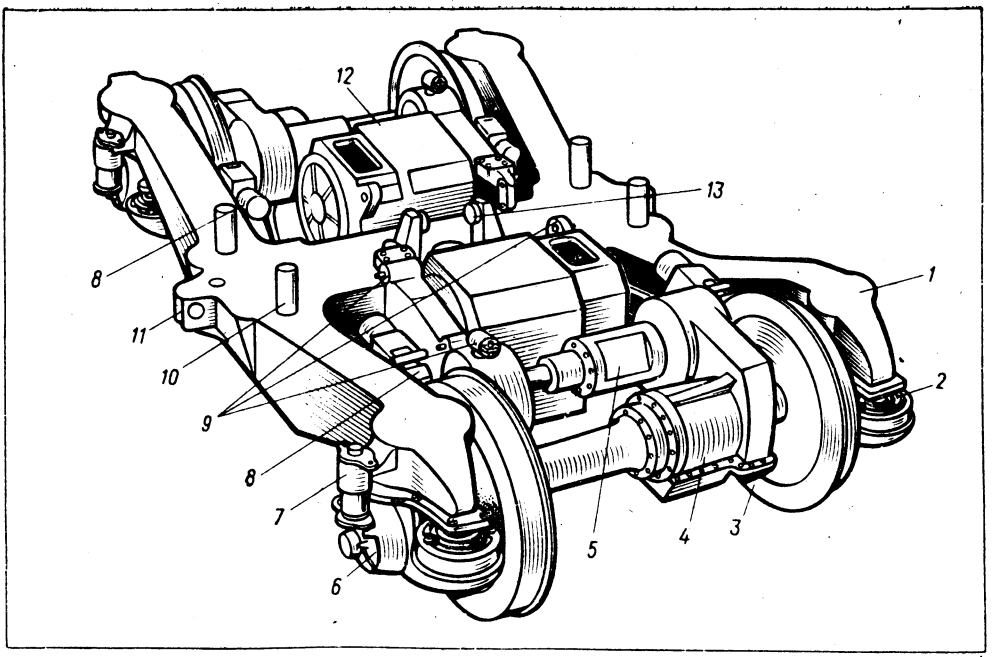


Рис. 1.12. Моторная тележка высокоскоростного электропоезда TGV:

1 — сварная боковина рамы тележки; *2* — резинометаллические буксовые направляющие; *3* — колесная пара; *4* — осевой редуктор; *5* — тяговая муфта «Трипод»; *6* — букса; *7* — гидравлический гаситель колебаний галопирования тележки; *8* — блок-тормоз; *9* — устройства крепления моторно-редукторного блока на кузове; *10* — центрирующий штифт пружин кузовной ступени рессорного подвешивания; *11* — кронштейн крепления гидравлического гасителя колебания виляния; *12* — тяговый двигатель; *13* — боковые ограничители поперечного хода кузова

вые двигатели, валы которых с помощью резино-кордной муфты соединены с валом осевого редуктора. Рессорное подвешивание реализовано в виде витых пружин в буксовой и кузовной ступенях. В буксовой ступени применены гасители колебаний фрикционные, в кузовной — гидравлические. Буксовый узел челюстной или поводковый (в выпусках последних лет). Поперечная связь кузова с тележкой осуществляется люлечным механизмом. Логическим развитием этой группы конструкций являлось создание скоростного электропоезда ЭР200. Особенностями его тележек (рис. 1.11) являются наличие пневморессор высокой гибкости, работающих как в вертикальном, так и в поперечном направлении, увеличение числа и разделение функций гидравлических гасителей колебаний, применение дисковых тормозов.

Кузов облегчен в результате применения легких сплавов; для снижения аэродинамического сопротивления движению ему придана обтекаемая форма.

В последнее десятилетие в ряде стран Европы началось освоение скоростей, превышающих 250 км/ч. Это потребовало создать предельно облегченную механическую часть и особенно тележки, непосредственно взаимодействующие с путем.

На высокоскоростном электропоезде TGV (Франция) тяговый двигатель вместе с одним редуктором жестко закреплен на кузове (рис. 1.12), другой редуктор находится на колесной паре. Передача вращения в условиях их взаимных вертикальных и поперечных перемещений (особенно больших в кривых малого радиуса) обеспечивается специальной муфтой «Трипод». Упругая связь высокой гибкости между кузовом и тележкой достигается применением пружин, работающих на сжатие и поперечный сдвиг.

§ 1.3. ПОНЯТИЕ О КАЧЕСТВЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВОВ

Определения. Локомотивы в целом и, в частности, их механическая часть должны удовлетворять определенным требованиям эксплуатации, которые представляют в виде совокупности показателей качества.

Технико-экономическое понятие «качество» охватывает свойства объекта, которые обусловливают его пригодность удовлетворять определенным требованиям в соответствии с назначением объектов. Количественную характеристику такой пригодности объектов описывают с помощью *показателей качества*, выбор которых зависит от назначения объекта.

Для объектов многоцелевого назначения, таких, например, как электроподвижной состав, может быть значительное количество показателей как безразмерных, так и выражаемых в различных единицах, например километрах в час, часах и т. п.

Показатели качества подразделяют на 11 основных групп: назначения; безопасности; экономичного использования сырья, материалов, топлива, энергии; надежности; эргономические; эстетические; технологические; транспортабельности; стандартизации и унификации; патентно-правовые; экологические.

Каждая из этих групп в свою очередь делится на подгруппы: например *показатели назначения* — на показатели классификационные, функциональные и технической эффективности, конструктивные, состава и структуры; *показатели безопасности* — на физические, химические, биологические, психофизиологические; *надежности* — на безотказности, долговечности, ремонтопригодности, сохраняемости; *эргономические* — на гигиенические, антропометрические, физиологические, психофизиологические, психологические.

Применительно к механической части показатели качества делят на два больших класса:

первый — общие для механической части и локомотива в целом как единого технического средства;

второй — специфические для механической части, учитывающие ее основные особенности, отличающие механическую часть от других составных частей локомотива.

К специфическим относят показатели, которые характеризуют поведение локомотива как механической системы при движении по рельсовому пути. Поскольку определяющую роль при этом играют колебательные процессы, эти показатели принято называть *показателями динамических качеств* (ПДК). К ним относят показатели:

виброзащиты, определяющие степень защиты оборудования локомотива, а также пути от вибраций, возникающих при движении локомотива;

безопасности движения, характеризующие степень обеспечения безаварийности движения по рельсовой колее;

плавности хода, относящиеся к подгруппе гигиенических показателей и характеризующие степень воздействия вибраций локомотива на организм человека.

Из всех общих показателей качества локомотивов ограничимся рассмотрением двух основных групп: показателей назначения и безопасности.

Показатели назначения. Эти показатели в свою очередь делятся на четыре подгруппы. К подгруппе *классификационных показателей* относится назначение локомотива — грузовой, пассажирский, маневровый, высокоскоростной; для электропоездов — пригородный, междугородный и т.п.

В подгруппу *функциональных показателей* и *показателей технической эффективности* входят производительность, энергоемкость, экономичность, мощность, сила тяги, скорость и т.п. *Конструктивными* показателями являются род тока и напряжение, тип энергетической или преобразовательной установки, степень автоматизации управления, тип тягового привода и класс тяговой передачи, схема рессорного подвешивания, массогабаритные показатели и т.п. К показателям *состава* и *структуры* относят осевую характеристику и составность, т. е. количество секций локомотива, количество прицепных и моторных вагонов электропоезда и т.п.

Рассмотрим подробнее *массогабаритные показатели*, которые применительно к механической части локомотива включают в себя:

полную массу (массу брутто) — массу в груженом состоянии; для вагонов электропоездов и метрополитена учитывается полная загрузка кузова пассажирами (среднюю массу пассажиров принимают 70 кг);

сцепной вес, т. е. вес, приходящийся на движущие оси локомотива (для тепловозов с учетом $^1/_3$ запаса песка и топлива). Сцепной вес должен быть равномерно распределен между движущими осями. Это достигается взаимным соответствующим расположением оборудования в кузове и опор кузова на тележку, определяемым специальным расчетом развески экипажа. Сцепной вес локомотива определяет силу статического нажатия движущей колесной пары локомотива на рельсы ($2П$);

служебную (расчетную по ПТР) массу — массу экипированного локомотива (при $^2/_3$ запаса песка и топлива);

собственную массу (массу нетто) — массу в порожнем состоянии без пассажиров, песка и топлива;

удельную массу (материалоемкость) — массу, отнесенную к единице мощности или к количеству пассажиров; для современных электровозов удельная масса составляет 19—20 кг/кВт;

вместимость кузова (для вагонов электропоездов и метрополитена), определяемую количеством сидящих и стоящих пассажиров из расчета 7 чел. на 1 м^2 свободной площади салонов и тамбуров;

планировку кузова, обусловленную его размерами и размещением основного оборудования;

габаритные ограничения, определяемые строительным очертанием локомотива.

Строительное очертание (рис. 1.13 и 1.14) — контур, лежащий в плоскости, перпендикулярной оси пути, в пределах которого должны быть размещены все элементы проектируемого подвижного состава. Этот контур строят по одному из габаритов подвижного состава Т, 1-Т, 0-Т,01-Т, 02-Т или 03-Т, уменьшая его размеры на максимальные смещения механической части, возникающие в результате боковых перемещений, осадки рессор, прогиба рамы и износов ходовой части. Не учитываются смещения локомотива, вызываемые состоянием отдельных элементов пути и колебаниями на рессорном подвешивании. Подробно способы определения ограничений вертикальных и горизонтальных размеров строительного очертания локомотива рассмотрены в ГОСТ 9238—83.

Изменения нажатия колесных пар на рельсы $\Delta П$, возникающие по различным причинам (см. главу 6), оценивают с помощью *коэффициента использования сцепного веса*

$$\eta_и = (2П - \Delta П)/(2П).$$

У современных тележечных локомотивов среднее значение $\eta_и$ находится в диапазоне 0,86—0,94 соответственно для пассажирских и грузовых локомотивов.

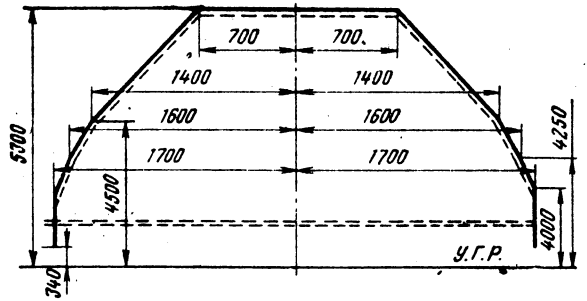


Рис. 1.13

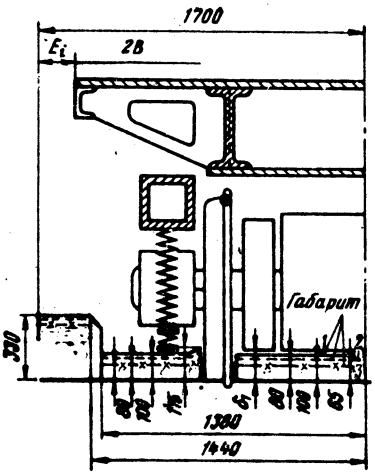


Рис. 1.14

Рис. 1.13. Верхнее очертание габарита 1-Т (сплошная линия) и строительного контура (штриховая линия)

Рис. 1.14. Нижнее очертание габарита 1-Т и элементов экипажной части для подвижного состава, проходящего по всем путям железных дорог колеи 1520 мм, включая пути механизированных сортировочных горок при нерабочем (расторможенном) положении вагонного замедлителя:

1 — для обрессоренных частей кузова; *2* — для обрессоренной рамы и укрепляемых на ней частей; *3* — для необрессоренных частей

Показатели безопасности для обслуживающего персонала и эргономические показатели качества локомотивов. Они регламентированы ГОСТ 12.2.056—81. Эти показатели в значительной мере влияют на конструкцию и компоновку основных узлов локомотивов, их кузовов и в особенности кабин машиниста. Нормируются требования к конструкции и параметрам устройств сигнализации и связи, тормозных и ударно-тяговых устройств, к противопожарному оборудованию, знакам безопасности, маркировке и окраске. Регламентируются методы контроля за выполнением требований безопасности и эргономики, а также испытаний локомотивов на соответствие этим требованиям.

Показатели надежности. В процессе эксплуатации локомотив взаимодействует с внешней средой, что приводит к изменению его параметров; их значения изменяются также под действием процессов, протекающих в локомотиве при выполнении рабочих функций. Кроме того, значения параметров имеют разброс, обусловленный разбросом свойств исходных материалов, технологией изготовления отдельных элементов локомотива. Вследствие этого значения показателей качества меняются в процессе эксплуатации. Способность технических объектов сохранять значения показателей на требуемом уровне в течение всего периода эксплуатации оценивают с помощью показателей надежности.

Надежность является комплексным свойством изделия, которое включает в себя безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость. В дальнейшем ограничимся рассмотрением методов оценки безотказности механической части локомотивов, понимая под этим сохранение показателей динамических качеств на требуемом уровне, обеспечивающем работоспособное состояние локомотива во всем эксплуатационном диапазоне скоростей движения в течение заданного срока эксплуатации.

Глава 2
ЛОКОМОТИВ КАК ДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА И МЕТОДЫ ЕЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

§ 2.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О КОЛЕБАНИЯХ ЛОКОМОТИВОВ И МОДЕЛЯХ ДЛЯ ИХ ОПИСАНИЯ

Все основные специфические показатели качества механической части связаны с колебаниями движущегося локомотива, поэтому совершенствование механической части в значительной мере сводится к обеспечению ее требуемых динамических качеств в заранее заданных условиях движения. Именно это диктует необходимость достаточно подробного рассмотрения локомотива как динамической системы.

Колебания локомотива. В практике расчетов колебаний локомотивов обобщенные координаты, определяющие положение отдельных тел экипажа (кузова, тележек, колесных пар и т. п.), относят к системе координат x_0, y_0, z_0 с центром O (на оси пути), движущейся поступательно со скоростью экипажа (инерциальная система). Колебания тел называют: по оси z_0 — *подпрыгивание*, по оси y_0 — *относ*, по оси x_0 — *подергивание*. Повороты тела определяют по отношению к системе координат x_1, y_1, z_1, связанной с центром масс C_1 тела, неподвижной по отношению к основной инерциальной системе координат. Углы поворота характеризуют угловые колебания: φ_{x1} — *боковая качка*, φ_{y1} — *галопирование*, φ_{z1} — *вилянне*. Положительные направления углов поворота показаны на рис. 2.1. В дальнейшем индекс 1 в угловых координатах будем опускать, поскольку углы поворота относительно любой параллельной оси x_1 и x_0, y_1 и y_0, z_1 и z_0 одинаковы.

Отметим, что независимость выбранных линейных обобщенных координат x, y и z очевидна. Кинематически независимы также и угловые перемещения, хотя при вращении тела вокруг своего центра масс углы φ_x, φ_y и φ_z связаны динамическими уравнениями. Однако если рассматриваемое тело имеет три плоскости симметрии, связь между угловыми координатами исчезнет.

Для обеспечения требуемых значений показателей динамических качеств уровни колебательных процессов в экипаже должны быть невысокими. Поэтому с достаточной степенью точности все задачи колебаний подвижного состава могут быть решены в рамках теории малых колебаний механических систем. Напомним, что условие малости колебаний может быть записано в виде:

$$q \gg q^2; \quad \dot{q} \gg \dot{q}^2, \tag{2.1}$$

где q и $\dot{q}$ — обобщенные соответственно координата и скорость.

В частности, если $q = \varphi$, т. е. рассматриваются угловые колебания, это условие сводится к следующему:

$$\sin \varphi \cong \varphi; \quad \cos \varphi \cong 1; \quad \operatorname{tg} \varphi \cong \sin \varphi \simeq \varphi.$$

При изучении колебаний Т П С. принято разделять их на три группы: *вертикальные* — колебания в вертикальной продольной плоскости по координатам z и φ_y, *продольные* — по координате x и *поперечные* (*боковые*) — по координатам y, φ_z и φ_x. Строго говоря, в силу специфики наложенных связей и несимметрии системы все эти колебания могут оказаться взаимно связанными. Однако, как показывает опыт, часто их можно рассматривать раздельно.

Отдельные тела, составляющие экипаж, объединены в единую механическую систему с помощью различных элементов соединений: жестких, упругих и диссипативных. *Диссипативными* (*демпфирующими*) называют элементы, деформация которых сопровождается рассеянием (диссипацией) энергии, обусловленным действием сил поверхностного или внутреннего трения.

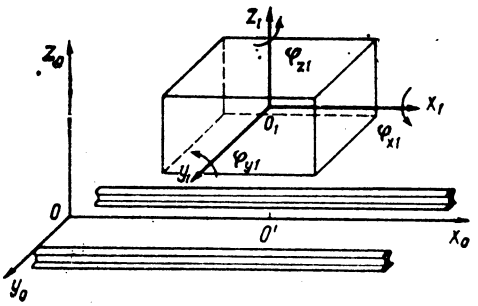


Рис. 2.1. Системы координатных осей

Жесткие элементы не допускают относительных линейных и (или) угловых перемещений между телами в одном или нескольких направлениях. Понятие жесткого элемента является условным, поскольку любые элементы обладают той или иной податливостью. Поэтому жестким считают элемент, податливость которого практически не изменяет существенных свойств системы. Примерами жестких элементов, не допускающих угловых перемещений, являются соединения между осью колесной пары и колесами, между балками рамы тележки; угловые перемещения допускаются цилиндрическими и сферическими шарнирами (подшипниками), а также в зубчатых колесах.

В отличие от жестких упругие и диссипативные элементы соединений допускают взаимные перемещения между телами. В *упругих элементах силы* $F_{уп}$ зависят от относительных перемещений Δ (деформаций):

$$F_{уп} = f_1(\Delta). \qquad (2.2)$$

В диссипативных элементах силы $F_д$ зависят от относительной скорости $\dot{\Delta}$ деформации элемента соединения:

$$F_д = f_2(\dot{\Delta}). \qquad (2.3)$$

В механической части подвижного состава большое распространение получили *упругодиссипативные элементы* соединений, силы в которых слагаются из упругой и диссипативных составляющих:

$$F_р = f(F_{уп}, F_д) = f[f_1(\Delta), f_2(\dot{\Delta})]. \qquad (2.4)$$

Динамическая модель экипажа. Для исследования динамических свойств экипажа составляют его механическую модель из твердых или деформируемых тел, соединенных с помощью тех или иных элементов, при этом указывают геометрические характеристики экипажа. Далее, пользуясь методами механики, выполняют математическое описание модели в виде системы дифференциальных уравнений ее движения. Модель вместе с системой дифференциальных уравнений называют *механико-математической* или *динамической*. Динамическая модель должна отражать основные свойства рассматриваемой системы в такой степени, чтобы с ее помощью можно было с требуемой точностью оценить динамические качества экипажа.

Модель экипажа характеризуется набором параметров: инерционные характеристики (массы отдельных тел и их моменты инерции), характеристики элементов соединений (жесткости и показатели демпфирования), геометрические размеры.

Модель конкретизируется в зависимости от поставленной задачи. Другими словами, она во многом определяется «выходными» процессами, исследу-

емыми в данной задаче. Для исследования динамического состояния отдельных узлов часто нет необходимости изучать полную систему экипаж — путь. Например, решая задачу выбора параметров тяговой передачи, во многих случаях можно выделить подсистему тележка — путь и считать, что кузов не колеблется.

Исследовать основные процессы вертикальных колебаний локомотивов, движущихся по пути с неровностью $\eta(x)$ на поверхности катания рельсов и бандажей, позволяют плоские модели (рис. 2.2). Обозначим жесткости упругих элементов буквой $ж$ с соответствующими индексами. Если считать путь абсолютно жестким, а движение колеса безотрывным, то $\eta(x)$ представляет собой заданную функцию — кинематическое возмущение.

Схема рис. 2.2, *а*, применяемая для приближенной оценки колебаний подпрыгивания, при указанных допущениях имеет одну степень свободы, так как здесь кузов моделируется одной материальной точкой, движущейся по оси z. В качестве обобщенной координаты выбирают $q_1 = z$.

Схема рис. 2.2, *б* с двумя степенями свободы учитывает колебания подпрыгивания тележек z_1 и кузова z_2. Различие в фазах возмущений, передаваемых на тележку через колесные пары, характеризуемое временем запаздывания τ, учитывается схемой рис. 2.2, *в*. Это запаздывание определяется расстоянием $2a$ между колесными парами и скоростью движения v экипажа: $\tau = 2a/v$.

В модели экипажа по рис. 2.2, *в* учитываются также две степени свободы: $q_1 = z$ и $q_2 = \varphi_y$.

Модель рис. 2.2, *г* учитывает взаимное влияние колебаний тележки и тяговой передачи. Вертикальные перемещения центров букс сопровождаются поворотом корпуса тягового двигателя и вращением вала якоря. Предполагается, что качение колесной пары по пути происходит без проскальзывания. Если учитывать жесткость вала якоря на кручение $ж_{фя}$, то следует выделить шесть степеней свободы: $q_1 = z$, $q_2 = \varphi_{yт}$, $q_3 = \varphi_{дв1}$, $q_4 = \varphi_{дв2}$, $q_5 = \varphi_я$, $q_6 = \varphi_{я2}$.

Не всегда модель экипажа можно считать состоящей из твердых тел. Так, кузова, изготовленные из легких сплавов и пластмасс, имеют пониженную жесткость; поэтому расчетная модель, по которой определяют показатели динамических качеств, должна учитывать возможность изгибных колебаний кузова. Кроме того, при прогнозировании напряженного состояния отдельных элементов экипажа (рамы тележек, кузовов, колесные центры, оси колесных пар и т. п.) их необходимо рассматривать как деформируемые тела и использовать для расчета методы сопротивления материалов и строительной механики.

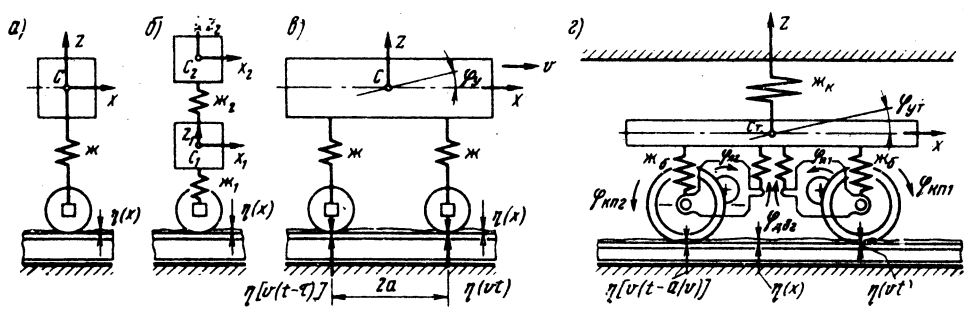


Рис. 2.2. Плоские модели колебаний локомотивов

Виды колебаний и возмущений. В процессе движения экипажа по рельсовому пути возникают свободные и вынужденные колебания.

Необходимость изучения свободных колебаний возникает при переходных (неустановившихся) режимах движения. Например, проход одиночной неровности пути, вход в кривую, выход из кривой, резкое изменение профиля пути, удар на стыке рельса, соударение экипажей и т. п. Диссипативные характеристики подвижного состава железных дорог таковы, что свободные колебания быстро затухают. Поэтому при определении ПДК рассматривают в основном установившийся режим вынужденных колебаний.

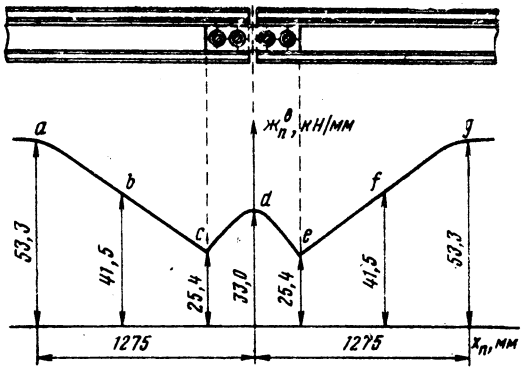


Рис. 2.3. Изменение жесткости пути вблизи стыка рельсов

Возмущения, вызывающие вынужденные колебания, можно разделить на три вида: кинематические, силовые и параметрические. Применительно к условиям работы тягового подвижного состава в качестве кинематических возмущений выступают геометрические неровности пути в профиле и плане, неровности на поверхности катания колеса; в качестве силовых — тяговый момент, периодические силы от дисбаланса вращающихся частей дизелей, электрических машин, компрессоров. Параметрические возмущения обусловлены изменениями какого-либо параметра системы. Эти возмущения используют при решении различных задач динамики локомотива. Выбор параметров рессорного подвешивания и оценку показателей динамических качеств локомотива выполняют с использованием кинематического возмущения. При решении задач виброизоляции вращающихся агрегатов необходимо использовать силовое возмущение. Выбор параметров виброзащиты статических преобразователей (трансформаторы, тиристорные преобразователи, электронные системы управления) выполняют с учетом обоих типов возмущений.

Что касается параметрического возмущения, то его влияние проявляется в изменении жесткости пути по его длине. По мере приближения к стыку вертикальная жесткость пути уменьшается (рис. 2.3). Она имеет наименьшее значение у стыка рельсов — точки *c* и *e*. Посередине стыка из-за наличия накладки нагрузка передается на оба рельса и жесткость несколько возрастает — точка *d*. На рис. 2.3 показаны средние значения жесткости и средняя длина стыковой неровности, равная примерно 2,55 м. В зимнее время жесткость пути может возрастать, в том числе и в стыковой зоне, в 2,5—3 раза.

В реальных условиях изменения жесткости и диссипативных характеристик по координате пути являются случайными. Они зависят от конструкции пути, системы и качества его обслуживания и ремонта, а также от погодных условий. В средней части звена вертикальная жесткость пути $ж_п^в$ изменяется случайно в пределах 30—130 кН/мм. В соответствии с этим изменение вертикальной жесткости и характеристик диссипации пути по его длине можно рассматривать как случайную функцию координаты $x_п$.

Строго говоря, процесс возникновения колебаний в движущемся экипаже связан с необходимостью исследования нелинейной системы при параметрических возмущениях, поскольку реакции пути и подвешивания нелиней-

но связаны с их деформациями. Однако результаты многочисленных натурных исследований взаимодействия подвижного состава и пути, как и опыт эксплуатации, не обнаруживают явлений, свойственных параметрическим колебаниям или колебаниям систем с существенно нелинейными свойствами. Это объясняется преимущественно более низким относительным уровнем таких возмущений. Вместе с тем объективно проявляется общее увеличение жесткости пути в случае глубокого промерзания полотна зимой. Экспериментально показано, что в вертикальном направлении рельсовый путь имеет жесткость, меняющуюся по мере роста нагрузки, выбора зазоров и сжатия подрельсовых подкладок; жесткость вначале низкая значительно возрастает, а затем остается практически постоянной, т. е. система приобретает свойства линейной.

В связи с этим непостоянство свойств пути по длине практически эквивалентно некоторой случайной геометрической неровности. Все это позволяет в конечном счете в качестве возмущающей функции принять некоторую эквивалентную геометрическую неровность $\eta_э(x)$, которая приближенно учитывает все причины, вызывающие появление колебаний подвижного состава. Статистические характеристики эквивалентной неровности получают экспериментально при записи ускорений букс колесных пар или их абсолютных перемещений (перемещений букс относительно земли).

Таким образом, при движении экипажа по рельсовому пути действие возмущения $\eta_э(x)$ приводит к тому, что каждое колесо получает перемещение, являющееся функцией времени, т. е. в точке контакта колеса и рельса $\eta_э(x) = \eta_э(vt)$.

Для примера на рис. 2.4, *а* приведены записи абсолютных перемещений левой и правой букс одной колесной пары пригородного электропоезда. Качественно эти процессы близки в зоне стыка, но вне ее значительно различаются, что подтверждает случайную природу происходящих процессов. На рис. 2.4, *а* хорошо видна зона стыка, повторяющаяся через длину рельсового звена 25 м. В зоне стыка наблюдается резкое увеличение амплитуды неровности. Это приводит к появлению экстремальных значений сил взаимодействия колеса и рельса, что в свою очередь вызывает повышенный уровень колебаний локомотивов.

В эквивалентную геометрическую неровность входит и волнообразный износ рельсов, представляющий собой почти периодические неровности разных длин. По терминологии Международного союза железных дорог (МСЖД) выделяют три группы таких неровностей:

очень короткие (рифли), для которых длина волны $L_в = 0{,}03 \div 0{,}08$ м; причины появления их окончательно не установлены;

короткие, при которых $L_в = 0{,}08 \div 0{,}3$ м; возникают обычно в кривых радиусом менее 600 м; вызываются преимущественно проскальзыванием одного из колес;

длинные, при которых $L_в = 0{,}6 \div 2{,}3$ м; связаны с прокаткой и правкой рельсов, а также с движением разнотипного подвижного состава, имеющего близкие параметры механической части и устойчивый уровень скоростей.

Для примера на рис. 2.4, *б* и *в* приведены типичные записи неровностей рельсов в прямых и кривых участках пути метрополитена, полученные с помощью специальной путеизмерительной тележки. Здесь видны явно выраженные очень короткие неровности с длиной волны 0,055 м в прямой и 0,55 м в кривой, а также неровности в зоне сварного стыка с наибольшими амплитудами.

Помимо случайного возмущения, определяемого указанным способом, вынужденные колебания рельсовых экипажей могут быть вызваны и детерми-

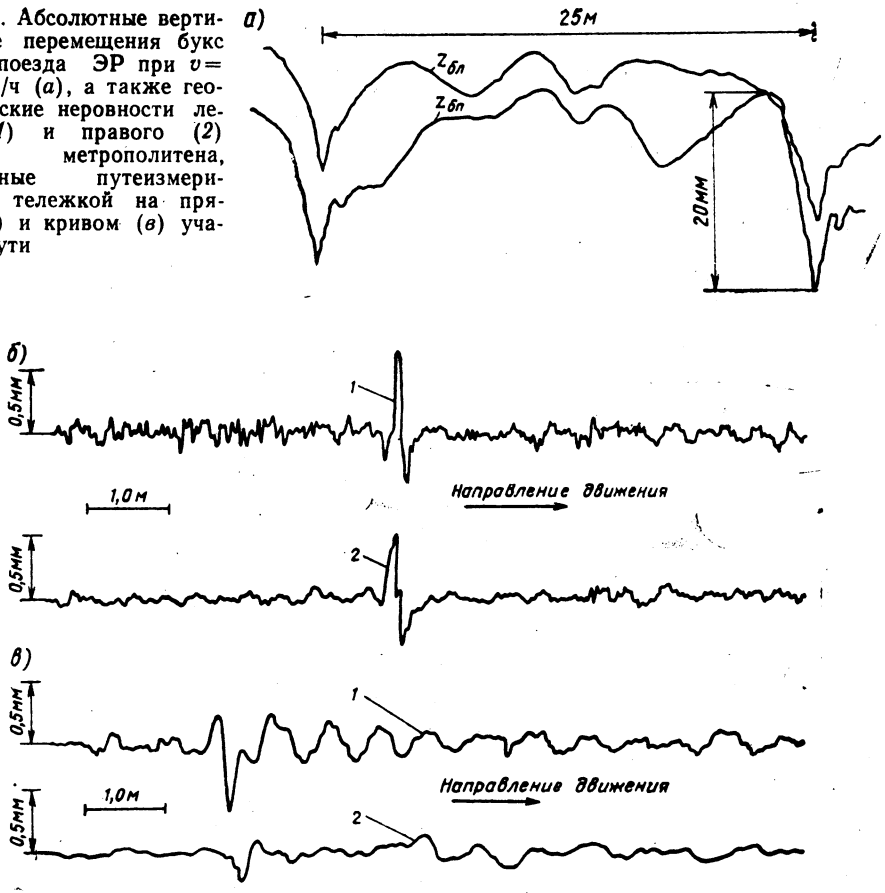


Рис. 2.4. Абсолютные вертикальные перемещения букс электропоезда ЭР при $v=20$ км/ч (*а*), а также геометрические неровности левого (*1*) и правого (*2*) рельсов метрополитена, записанные путеизмерительной тележкой на прямом (*б*) и кривом (*в*) участках пути

нированными (регулярными) возмущениями, к которым можно отнести эксцентриситет (первая гармоника) и овальность (вторая гармоника) неровности колес по кругу катания. Последние представляют собой периодические функции:

$$\eta(t)=\sum_k \eta_{0k}\cos k\omega t=\sum_k \eta_{0k}\cos 2\pi kx/L_0,$$

где η_{0k} — амплитуда k-й гармоники неровности колеса; x — координата колеса:

$$x=vt.$$

Длина окружности колеса по кругу катания

$$L_0=2\pi r_к=2\pi v/\omega,$$

где $r_к=v/\omega$ — радиус колеса по кругу катания.

Как правило, достаточно учитывать первые три гармоники ($k=1$; 2; 3).

До последнего времени в качестве возмущения использовали также детерминированные усредненные геометрические неровности, обусловленные просадкой стыков. На основе экспериментов Н. Н. Кудрявцева эти неровности подразделяют на одно- и двугорбые, период которых определяется дли-

ной рельсового звена, т. е. 12, 5 или 25 м. Наиболе часто при расчетах применяли одногорбую неровность, описываемую уравнением

$$\eta\,(t) = \eta_0\,(1 - \cos\,\omega t),$$

где $\eta_0 = 3 \div 5$ мм — для пути в хорошем состоянии и $\eta_0 = 8 \div 10$ мм — в удовлетворительном.

Все модели, применяемые для описания колебательных процессов в локомотиве, должны обеспечить возможность получения достаточно точных

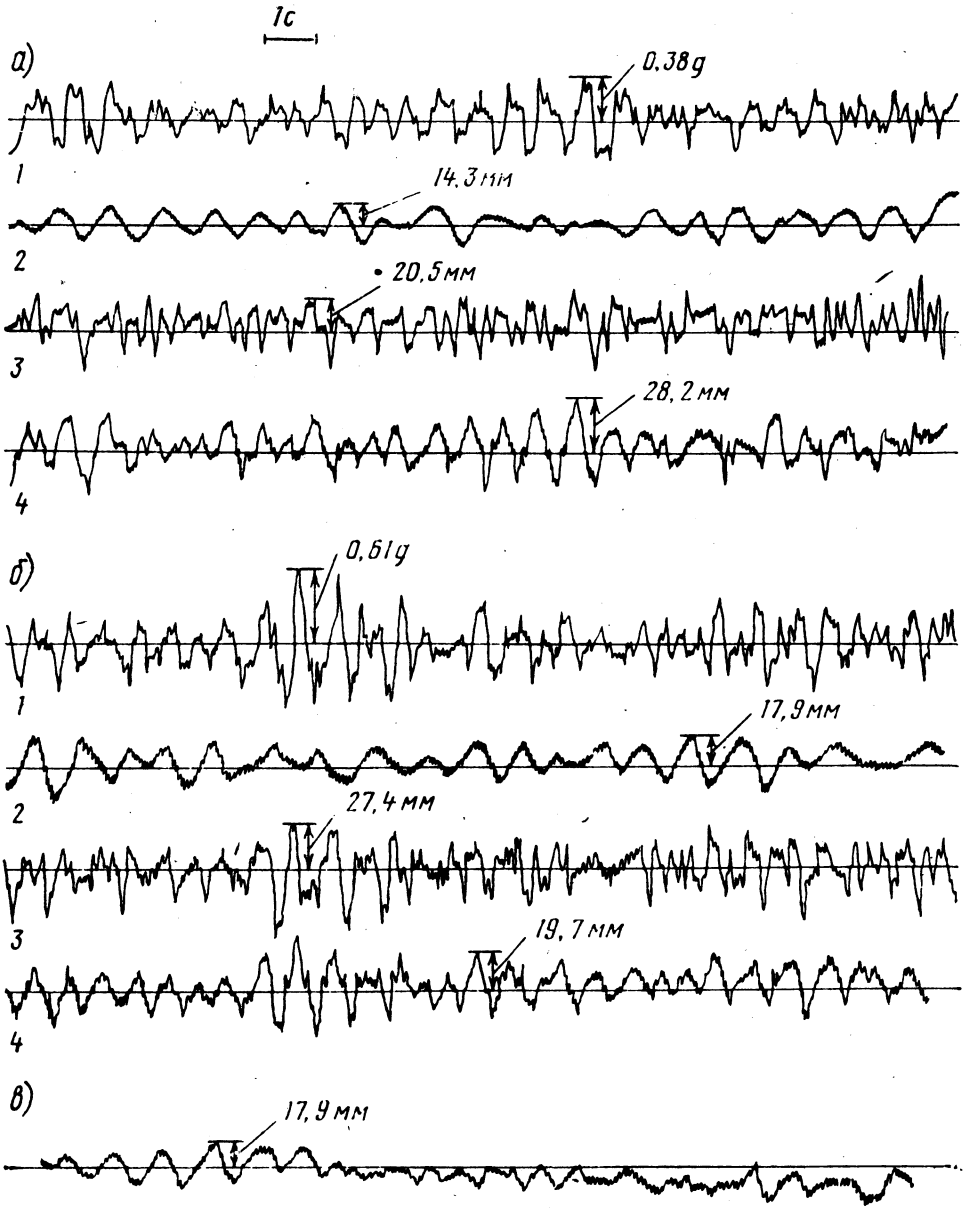


Рис. 2.5. Осциллограммы колебаний электровоза ВЛ80 при движении со скоростью 100 км/ч по прямым (*а, б*) участкам пути и при входе (*в*) в кривую радиусом 650 м: *1* — вертикальные ускорения кузова; *2* — поперечные горизонтальные перемещения тележки относительно кузова; *3, 4* — прогибы соответственно первой и второй ступеней подвешивания

результатов. Другими словами, колебательные процессы, определенные в результате расчета на моделях, должны быть близки к результатам эксперимента на движущемся локомотиве. Некоторое представление о сложности этой задачи можно получить, рассматривая записи реальных динамических процессов (рис. 2.5). Как видим, все колебательные процессы, возникающие при движении по прямому пути (рис. 2.5, *а*), имеют далеко не моногармонический характер, т. е. не могут быть описаны на основе простейшей модели с одной степенью свободы (см. рис. 2.2, *а*) при гармоническом возмущении.

В этих процессах прослеживаются колебания с различными частотами и отсутствует какая-либо явная периодичность. Амплитуды отдельных гармоник не имеют фиксированных значений, т. е. процессы обладают свойствами случайных. Подтверждением этому являются и кривые на рис. 2.5, *б*, описывающие колебания локомотива при движении с той же скоростью, но на другом участке однотипного пути. Видно, что характер колебаний изменился; произошло перераспределение энергии колебаний на другие частоты, несколько увеличился уровень колебаний.

Во второй ступени подвешивания частота колебаний ниже (сравните кривые *3* и *4*). Вместе с тем высокочастотные составляющие колебаний первичного подвешивания оказывают влияние на ускорения отдельных точек кузова (кривая *1*). Более близки к регулярным горизонтальные колебания (кривая *2*): здесь преобладают более низкие частоты. Поэтому применяемые для расчетов модели должны давать возможность рассматривать колебания основных тел экипажа — кузова и тележек, причем отдельно вертикальные и боковые.

При движении локомотива в кривой характер поперечных колебаний (рис. 2.5, *в*) изменяется в связи с действием дополнительных возмущающих факторов, вызванных кривизной пути. Модели, применяемые для анализа движения в кривой, должны отражать эту особенность.

§ 2.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ СОЕДИНЕНИЙ

Понятие о характеристиках элементов. В динамической модели экипажа, состоящей из отдельных тел, связанных соединительными элементами, силы реакций которых в общем виде определяются выражениями (2.2)—(2.4), используют элементы различной физической природы. Статические характеристики элементов, определяющие зависимость их реакции от деформации Δ или (и) скорости $\dot{\Delta}$, называют силовыми. Различают линейные и нелинейные силовые характеристики (рис. 2.6).

Для *линейной* силовой характеристики упругого элемента (рис. 2.7, *а*) характерной является точка *статического равновесия*, которой соответствует прогиб $\Delta_{ст}$ под статической нагрузкой $F_{ст}$ на элемент.

Нелинейные силовые характеристики могут быть однозначными или неоднозначными. В свою очередь их делят на кусочно-линейные, непрерывные и разрывные. Кусочно-линейные и непрерывные силовые характеристики могут быть жесткими и мягкими (рис. 2.7, *б*, *в*). *Жесткость* непрерывных силовых характеристик упругих элементов определяют как производную в точке, соответствующей заданной нагрузке $ж = dF_р/d\Delta$.

Если эта жесткость возрастает с увеличением Δ, то характеристику называют *жесткой*, в противном случае — *мягкой*. Элементы с жесткой силовой характеристикой применяют в упругих возвращающих механизмах шкворневых узлов электровозов ВЛ10, ВЛ80 и ЧС4, а также в люлечном подвешивании электропоездов. Они реализуются включением дополнительного упругого элемента при достижении определенного перемещения. Жест-

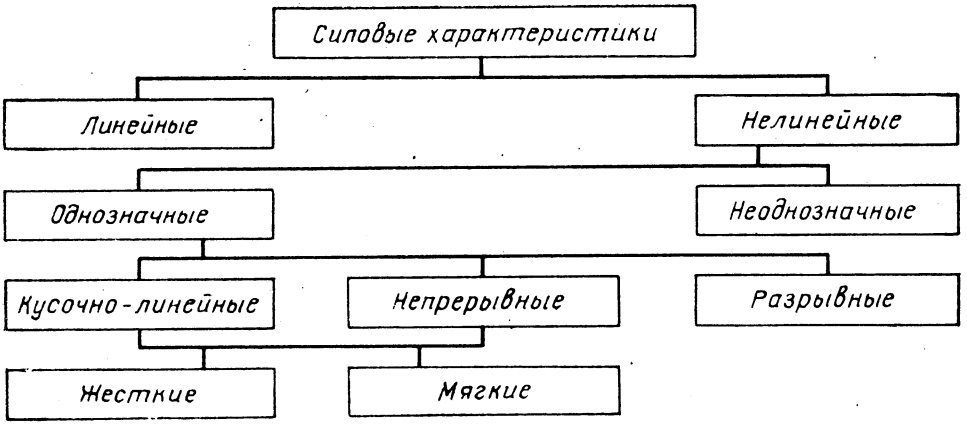


Рис. 2.6. Классификация силовых характеристик элементов рессорного подвешивания

кие непрерывные силовые характеристики свойственны коническим пружинам и деталям из резины, работающим на сжатие. Мягкую кусочно-линейную характеристику имеют возвращающие устройства маятниковых опор кузова электровоза ВЛ60 (см. § 12.3).

Нелинейные разрывные неоднозначные силовые характеристики имеют ряд разновидностей (рис. 2.8 и 2.9).

Площадь, заключенная внутри неоднозначных характеристик (см. рис. 2.9), определяет работу, рассеянную за один цикл «нагружение — разгрузка» соответствующей связи.

Аналитическое описание силовых характеристик. Рассмотрим более подробно некоторые аналитические зависимости, которыми описывают характеристики элементов соединений.

Упругие элементы могут быть, например, пружинами. При взаимном перемещении тел *1* и *2* на величину (рис. 2.10, *а*) деформации пружины $\Delta = z_2 - z_1$ возникает упругая сила, приложенная к телу *2*:

$$F_{\text{упр}2} = -\text{ж}\Delta = -\text{ж}\,(z_2 - z_1).$$

Противоположная по направлению сила приложена к телу *1*.

Диссипативные элементы соединений могут использовать сухое или вязкое трение. Так, во фрикционных элементах используются пары сухого трения. На рельсовых экипажах широко применяют фрикционные гасители колебаний (демпферы), скользуны в боковых опорах кузова на

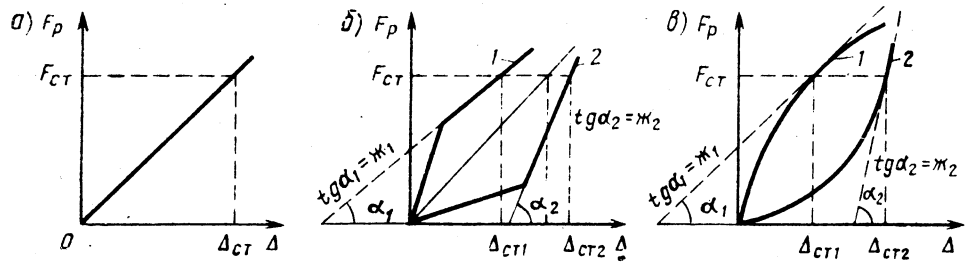


Рис. 2.7. Линейная (*а*), кусочно-линейная (*б*) и непрерывная (*в*) силовые характеристики:

1 — мягкая характеристика; *2* — жесткая характеристика

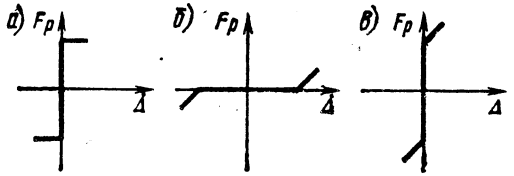


Рис. 2.8. Разрывные однозначные нелинейные силовые характеристики:

а — идеальная релейная характеристика и характеристика силы кулонова трения; *б* — характеристика зазора или зоны нечувствительности; *в* — характеристика предварительного натяга

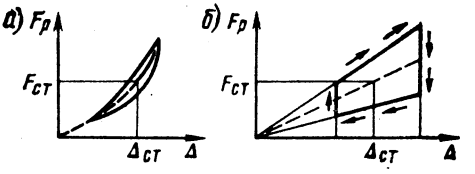


Рис. 2.9. Неоднозначные нелинейные силовые характеристики:

а — характеристика резины; *б* — характеристика упругоизолированного фрикционного гасителя с силой трения, пропорциональной смещению

тележки и т. п. Рассмотрим фрикционный элемент, реализуемый в скользуне боковой опоры (рис. 2.10, *б*). При перемещении верхнего скользуна вдоль оси x на него действует сила трения $F_{тр}$, определяемая коэффициентом трения и нормальным нажатием N; она направлена в сторону, противоположную направлению скорости взаимного перемещения:

$$F_{тр} = -N\mu_{тр}\,\mathrm{sign}\,\dot{x} = -N\mu_{тр}\dot{x}/|\dot{x}|,$$

где sign — операция выбора знака, соответствующего знаку величины, стоящей за ним (в данном случае знака скорости).

Аналогично можно записать и выражение для силы трения фрикционного гасителя колебаний. Характеристика фрикционного элемента $F_{тр}(\dot{\Delta})$ свидетельствует о том, что сила трения мгновенно изменяет знак при изменении знака скорости (см. рис. 2.8, *а*).

Элементы с вязким трением применяют в гидравлических гасителях, у которых реакция пропорциональна скорости перемещения:

$$F_{д2} = -\beta\dot{\Delta} = -\beta\,(\dot{z}_2 - \dot{z}_1),$$

где β — коэффициент вязкого трения (сопротивления) гидравлического гасителя колебаний.

В реальных гидравлических гасителях колебаний диссипативная сила пропорциональна некоторой степени скорости $F_д = -\beta(\dot{\Delta})^n$. В существующих конструкциях $1 \leqslant n < 2$.

С ростом частоты колебаний увеличивается скорость и сила сопротивления гидравлического гасителя. При высокочастотных колебаниях скорость $\dot{\Delta}$ даже при небольших амплитудах перемещения Δ_0 становится высокой и силы $F_д$ могут оказаться столь значительными, что вызовут нарушение прочности элементов гасителя или примыкающих деталей. Из-за этого гидравлические гасители чаще всего применяют для гашения низкочастотных колебаний, например в подвешивании кузова. Для ограничения сил сопротивления в гасителях применяют клапаны максимального давления, которые, срабатывая, ограничивают возникающую силу, либо последовательно включают дополнительный упругий элемент.

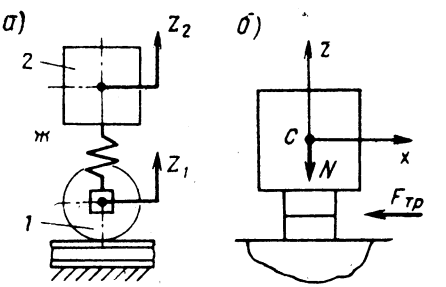


Рис. 2.10. Схема упругой связи (*а*) и скользуна боковой опоры (*б*):

1 — колесная пара; *2* — кузов локомотива

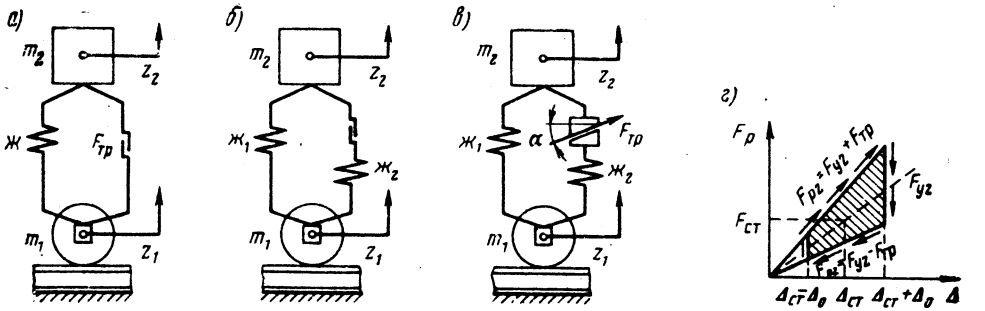


Рис. 2.11. Схемы и характеристики упругофрикционных связей:

а — параллельное включение пружины и фрикционного гасителя колебаний; *б* — последовательно-параллельное включение пружин и фрикционного гасителя; *в* — упругофрикционная связь при силе трения, пропорциональной перемещению; *г* — статическая характеристика упругофрикционной связи

Расчет колебательных систем с фрикционными гасителями осложнен вносимой ими в систему нелинейностью; для упрощения расчетов иногда заменяют расчетную модель с фрикционными гасителями моделью с гидравлическими. Выбирая их параметры, исходят из равенства энергии, рассеиваемой за период колебания. В этом случае

$$\beta_э = 4F_{тр}/(\pi\omega\Delta_0).$$

Как видно из этой формулы, величина $\beta_э$ зависит от круговой частоты ω и амплитуды Δ_0 колебаний, т. е. такая замена возможна только при заданных ω и Δ_0.

Упругодиссипативные элементы могут быть упругофрикционными (рис. 2.11) или упруговязкими. Эти элементы реализуют, включая параллельно или последовательно-параллельно пружины и гасители колебаний. Их характеристики можно получить, используя понятие жесткости как силы, соответствующей единичному перемещению при единичной скорости. Наиболее часто в рессорном подвешивании экипажей применяют включение пружины и фрикционного гасителя колебаний параллельно (рис. 2.11, *а*), реже — последовательно-параллельно (рис. 2.11, *б*). В последней схеме фрикционный гаситель с последовательно включенной пружиной, имеющей жесткость $ж_2$, называют *упругоизолированным*.

На рис. 2.11, *г* приведена характеристика фрикционного гасителя с силой трения, пропорциональной перемещению. В таком гасителе (рис. 2.11, *в*) сила трения создается фрикционными элементами в зависимости от силы нажатия этих элементов, которая пропорциональна прогибу пружины:

$$F_{р2} = F_{уп2} + F_{уп2}\mu_{тр}\cos\alpha \operatorname{sign}\dot{\Delta} = -ж_2\Delta\,(1 + \psi\cos\alpha\operatorname{sign}\dot{\Delta}).$$

При возрастании прогиба сила реакции равна сумме упругой силы и силы трения (см. рис. 2.11, *г*), при уменьшении прогиба — разности этих сил. Практически такую же характеристику имеют листовые рессоры, широко применяемые в рессорном подвешивании электровозов и тепловозов.

Упругофрикционные элементы могут уменьшать число степеней свободы из-за «заклинивания» рессорного подвешивания. Если сила $m_2\ddot{z}_2$, передаваемая от массы m_2 на рис. 2.11, *а*, меньше силы трения, то деформации пружины не происходит и обе массы движутся как одно целое, т. е. $z_2 = z_1$. Поэтому условие «заклинивания» рессорного подвешивания с сухим трением можно записать в виде

$$z_2 = \begin{cases} z_1 + \Delta & \text{при } m_2\ddot{z}_2 \geqslant F_{тр}; \\ z_1 & \text{при } m_2\ddot{z}_2 < F_{тр}. \end{cases}$$

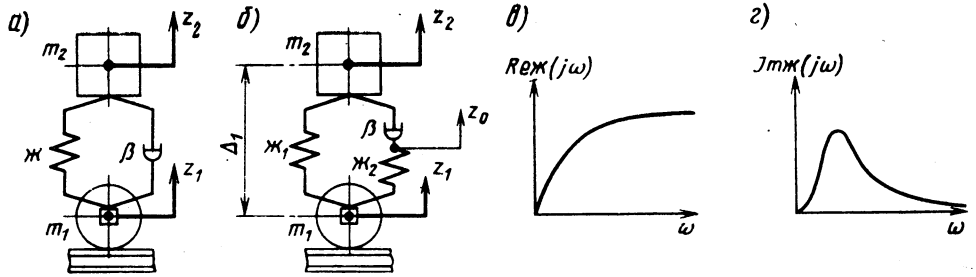


Рис. 2.12. Схемы и характеристики комбинированных упруговязких связей:
а — параллельное включение пружины и гидравлического гасителя колебаний; *б* — параллельно-последовательное включение упругого элемента и гидравлического гасителя колебаний; *в, г* — характеристики соответственно упругой и диссипативной составляющих динамической связи

«Заклинивание» рессорного подвешивания наблюдается в отдельных конструкциях подвижного состава при малых скоростях движения и невысоком уровне возмущения. В схемах рис. 2.11, *б, в* «заклинивание» не сопровождается потерей степени свободы, но лишает систему способности демпфирования.

Упруговязкие связи могут также содержать параллельно и последовательно включенные упругие и диссипативные элементы. Так, при параллельном включении пружины и гидравлического гасителя (рис. 2.12, *а*) реакция связи определяется суммой упругой и диссипативной составляющих $F_р = F_{уп} + F_д$ или с учетом выражений для этих сил

$$F_р = -ж\Delta - \beta\dot{\Delta}.$$

Многие задачи динамики подвижного состава требуют исследования установившихся вынужденных колебаний в линейных системах, при которых все их обобщенные координаты изменяются по гармоническому закону с одинаковой частотой. Для таких задач характеристики элементов соединений удобно описывать, используя понятие *динамическая жесткость*, которая представляет собой амплитуду реакции при указанном единичном изменении обобщенной координаты.

Таким образом, если принять, что колебания z_2 и z_1 тел с массами m_1 и m_2 (см. рис. 2.12, *а*) гармонические, имеют одинаковую частоту, т. е. $z_2 = z_2(j\omega)\, e^{j\omega t}$ и $z_1 = z_1(j\omega)\, e^{j\omega t}$, то

$$F_р(j\omega) = -(ж + j\beta\omega)\Delta(j\omega) = -(ж + j\beta\omega)[z_2(j\omega) - z_1(j\omega)]. \quad (2.5)$$

При получении выражения (2.5) использовано комплексное представление колебательных процессов. Комплексный множитель $ж + j\beta\omega$, стоящий в правой части формулы (2.5), содержащий информацию об амплитуде и фазе реакции рассматриваемого элемента при единичной гармонической деформации с частотой ω, и есть динамическая жесткость соединения:

$$ж(j\omega) = ж + j\beta\omega. \quad (2.6)$$

Для схемы, приведенной на рис. 2.12, *б*, динамическая жесткость определяется выражением

$$ж(j\omega) = ж_1 + ж_{пс}(j\omega) = ж_1 + \frac{ж_2 j\beta\omega}{ж_2 + j\beta\omega} = ж_1 + \frac{ж_2 \beta^2\omega^2}{ж_2^2 + \beta^2\omega^2} + j\frac{ж_2^2\beta\omega}{ж_2^2 + \beta^2\omega^2}.$$

Второе и третье слагаемые этого выражения являются составляющими динамической жесткости $ж_{пс}(j\omega)$ последовательно соединенных гидравлического гасителя и упругого элемента (упругоизолированного гасителя). Действительная часть этой динамической жесткости

$$\operatorname{Re} ж_{пс}(j\omega) = \frac{ж_2 \beta^2 \omega^2}{ж_2^2 + \beta^2 \omega^2}$$

определяет упругие, а мнимая часть

$$\operatorname{Jm} ж_{пс}(j\omega) = \frac{ж_2^2 \beta\omega}{ж_2^2 + \beta^2 \omega^2}$$

—диссипативные свойства упругоизолированного гасителя (рис. 2.12, *в*, *г*). Как видно из рис. 2.12, возрастание упругой составляющей $ж_{пс}(j\omega)$ упругоизолированного гасителя с ростом частоты замедляется, а диссипативная составляющая имеет максимум при частоте $\omega = \frac{\sqrt{2}}{2}\frac{ж_2}{\beta}$; ордината этого максимума составляет $\frac{\sqrt{2}}{3} ж_2$. Упругоизолированный гидравлический гаситель, так же как фрикционный, включают параллельно с пружинами.

Характеристиками упругоизолированного гасителя обладают не только схема, приведенная на рис. 2.12, *б*, но и пневматический гаситель колебаний, рабочим телом в котором является воздух. Для описания динамических свойств пневморессор, применяемых в подвешивании локомотивов, используют и более сложные модели, состоящие из последовательно-параллельно включенных гибких и демпфирующих элементов.

§ 2.3. ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

Проектирование, изготовление, эксплуатация и ремонт подвижного состава выполняются таким образом, чтобы обеспечивался допустимый уровень показателей динамических качеств в течение всего срока его службы. На отечественных железных дорогах приняты следующие показатели динамических качеств.

Показатели, оценивающие виброзащитные свойства механической части. К ним принято относить следующие:

максимальные ускорения кузова $\ddot{q}_{max}$, характеризующие динамические силы, действующие на оборудование локомотива;

максимальные перемещения концов кузова q_{max}, определяемые габаритными ограничениями и условиями работы автосцепки. В соответствии с Правилами технической эксплуатации железных дорог Союза ССР (п. 11.5) для подвижного состава с автосцепкой нежесткого типа их ограничивают значениями $[q]$, равными 110 мм — между локомотивом и первым вагоном грузового поезда, 100 мм — между локомотивом и первым вагоном пассажирского поезда, 70 мм — между вагонами пассажирского поезда при скорости до 120 км/ч, 50 мм — вагонами пассажирского поезда при скорости до 140 км/ч;

коэффициенты вертикальной $\kappa_д^в$ и *горизонтальной* $\kappa_д^г$ *динамики*, которые можно определить как $\kappa_{дп}^в = \Delta_д^в/\Delta_{ст}$, $\kappa_{дп}^г = \Delta_д^г/\Delta_{ст}$ исходя из прогибов Δ, как $\kappa_{дF}^в = F_д^в/F_{ст}$, $\kappa_{дF}^г = F_д^г/F_{ст}$ исходя из сил F, возникаю-

щих в отдельном комплекте рессорного подвешивания, и как $\kappa^{в}_{дσ} = \sigma^{в}_{д}/\sigma_{ст}$, $\kappa^{г}_{дσ} = \sigma^{г}_{д}/\sigma_{ст}$ по напряжениям σ в несущих деталях механической части (рама тележки, надрессорная балка и т. п.). Здесь показателям динамики соответствует нижний индекс «д», статики — «ст»; вертикальные прогибы, силы и напряжения имеют верхний индекс «в», горизонтальные — «г». Статические прогибы, силы и напряжения обусловлены весом кузова, тяговых двигателей, рам тележек и т. п. Следует отметить, что коэффициенты горизонтальной динамики носят условный характер, так как при их определении находят отношение горизонтальных динамических прогибов, сил и напряжений к соответствующим вертикальным статическим. Однако, как будет показано, коэффициент $\kappa^{г}_{дF}$, вычисленный как отношение горизонтальной рамной силы $Y_р$ к статической силе $П$, передаваемой от колеса на рельс, по сути близок к запасу устойчивости колеса против схода с рельсов. Кроме того, поскольку коэффициенты динамики являются безразмерными, то сравнение вертикальных и горизонтальных колебаний по одинаковым критериям также представляется целесообразным;

Таблица 2.1

Вид подвижного состава	Допустимые значения показателей виброзащиты	
	$[\ddot{q}]$, доли g	$[\kappa_д]$
Локомотивы	0,4/0,35	0,35/0,3—0,4
Вагоны электропоездов и метрополитена	0,35/0,3	0,35/0,3—0,4

Примечание. В числителе — для вертикальных колебаний, в знаменателе — для горизонтальных.

коэффициенты запаса конструктивного прогиба пружин

$$\kappa_{кп} = (h_{ст} - n_р d)/\Delta_д,$$

где $h_{ст}$ — высота пружины под статической нагрузкой; $n_р$ — число рабочих витков пружины; d — диаметр прутка.

Допустимые значения максимальных ускорений $[\ddot{q}]$ и коэффициентов динамики $[\kappa_д]$, рекомендованные отделением комплексных испытаний Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), приведены в табл. 2.1. Здесь значения $[\kappa_д]$ указаны для буксового подвешивания; для кузовного подвешивания значения $[\kappa_д]$ рекомендуется принимать в 2 раза меньшими. Значение $[\kappa_д]=0,4$ для горизонтальных колебаний соответствует участкам пути со щебеночным балластом, а $[\kappa_д]=0,3$ — участкам пути с гравийным и песчаным балластом. Допустимые значения максимальных ускорений кузова указаны для диапазона частот от 0 до 4 Гц.

Допустимые значения коэффициента запаса конструктивного прогиба пружин составляют для обеих ступеней подвешивания локомотивов 1,8—1,9, для буксового подвешивания вагонов электропоездов и метрополитена — 1,4—1,5 и для их кузовного подвешивания — 1,6—1,7.

Для показателей виброзащитных свойств подвижного состава железных дорог должны выполняться следующие условия:

$$\ddot{q}_{max} \leqslant [\ddot{q}],\ q_{max} \leqslant [q];\ \kappa_{д\,max} \leqslant [\kappa_д];\ \kappa_{кп\,max} \leqslant [\kappa_{кп}].$$

При невыполнении этих условий подвижной состав нельзя эксплуатировать или необходимо соответственно ограничить максимальную скорость его движения.

Показатели безопасности движения. Они определяют условия нормального направления колес рельсовой колеей, отсутствие поперечных остаточ-

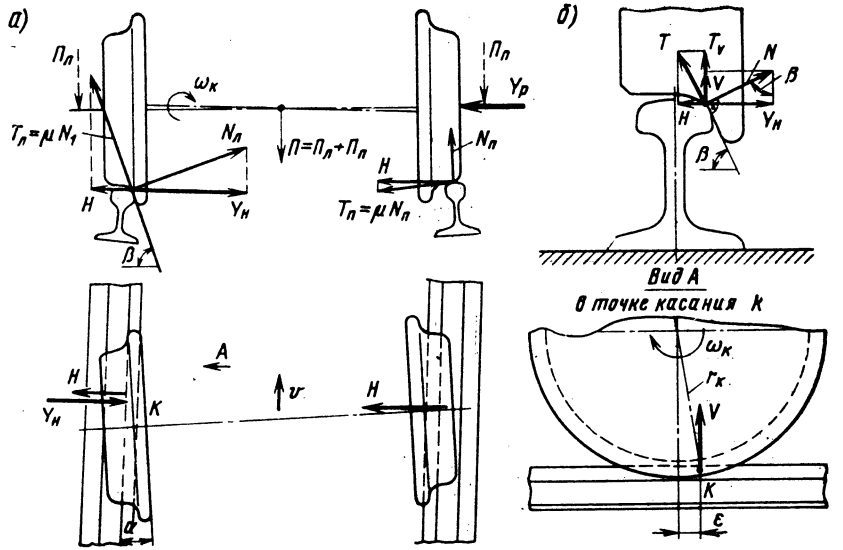


Рис. 2.13. К определению запаса устойчивости колеса против схода с рельсов

ных деформаций (сдвижки) пути, запасы прочности рельсов и деталей ходовых частей. К этим показателям относятся: устойчивость колеса против схода с рельсов; устойчивость пути против сдвига в плане; устойчивость пути по ширине колеи; прочность рельсов и ходовых частей и т. д.

Устойчивость колеса против схода с рельсов. Передние колеса тележек при движении по прямым или кривым участкам пути набегают своими гребнями (рис. 2.13, *а*) на боковые грани головок рельсов. Угол набегания α в крутых кривых может достигать 0,01 рад и даже более. Место контакта гребня с головкой рельса находится впереди вертикали, проходящей через центр оси, величина предварения касания $\varepsilon = r_к \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta$ (где $r_к$ — радиус колеса, соответствующий точке контакта колеса и рельса; β — угол наклона образующей гребня бандажа на рис. 2.13, *а*).

В точке контакта колеса и рельса возникает нормальная сила реакции N (рис. 2.13, *б*). Ее вертикальная составляющая V стремится вынудить вращающееся колесо перемещаться вверх по боковой поверхности рельса, а горизонтальная составляющая $Y_н$ (направляющая сила) направляет экипаж в рельсовой колее, причем $N = \frac{1}{\sin\beta} Y_н$, $V = \operatorname{ctg}\beta\, Y_н$.

Под действием силы $П_л$ левое колесо стремится соскользнуть вниз, однако этому препятствует сила трения $T = \mu_{тр} N$ (здесь $\mu_{тр}$ — коэффициент трения).

Составляющие силы трения:

$$T_v = T\sin\beta = \mu_{тр} N \sin\beta = \mu_{тр}\sin\beta \frac{1}{\sin\beta} Y_н = \mu_{тр} Y_н;$$

$$H = T\cos\beta = \mu_{тр} N\cos\beta = \mu_{тр}\cos\beta \frac{1}{\sin\beta} Y_н = \mu_{тр}\operatorname{ctg}\beta Y_н.$$

Кроме направляющей силы $Y_н$, приложенной к гребню бандажа, на колесную пару действует еще реакция рамы $Y_р$ — *рамная сила*. Горизонтальную реакцию колеса на рельс называют *боковой силой* $Y_б$. Согласно рис. 2.13,*а* при набегании левого колеса на рельс

$$Y_р = Y_н - 2H; \quad Y_б = Y_н - H; \quad Y_р = Y_б - H,$$

где $Y_б$ — боковая сила (равнодействующая горизонтальных проекций всех сил, действующих на рельс), приложенная к боковой грани головки рельса.

Подставим формулу для H в выражение, связывающее боковую и направляющую силы:

$$Y_б = Y_н - H = Y_н - \mu_{тр} \operatorname{ctg} \beta Y_н = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu_{тр}}{\operatorname{tg} \beta} Y_н;$$

отсюда $Y_н = \dfrac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - \mu_{тр}} Y_б$.

Подставим полученное выражение для $Y_н$ в формулы для сил $T_в$ и V:

$$T_в = \frac{\mu_{тр} \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - \mu_{тр}} Y_б; \quad V = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - \mu_{тр}} \operatorname{ctg} \beta Y_б = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta - \mu_{тр}} Y_б.$$

Очевидно, что колесо не будет подниматься вверх по рельсу, если сумма сил $T_в + V$ меньше $П$. В связи с этим вводят коэффициент запаса устойчивости колеса против схода с рельсов

$$\kappa_{ук} = \frac{П}{T_в + V} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu_{тр}}{\mu_{тр} \operatorname{tg} \beta + 1} \frac{П}{Y_б} \geqslant [\kappa_{ук}]. \qquad (2.7)$$

Принимается $[\kappa_{ук}] = 1{,}4 \div 1{,}5$.

Пример. Угол $\beta = 70°$ — стандартный бандаж; $\operatorname{tg}\beta = 2{,}75$; $\mu_{тр} = 0{,}2$ (сталь по стали).

Если принять $\kappa_{ук} = 1{,}45$, то $Y_б = \dfrac{1{,}65}{1{,}45} П = 1{,}14\, П$.

Для нагрузки на ось $2П = 230$ кН, $П = 115$ кН и допустимое значение боковой силы $[Y_б] = 1{,}14 \cdot 115 = 130$ кН.

Таким образом, наибольшая допустимая боковая сила по условию обеспечения устойчивости колеса против схода с рельса $[Y_б] = 130$ кН при $2П = 230$ кН. Соответствующее этому значение

$$[Y_р] = [Y_б] - \mu_{тр} П = 130 - 0{,}2 \cdot 115 = 107 \text{ кН}.$$

Устойчивость пути против сдвига в плане (поперечная устойчивость пути). Сопротивление $R_п$ пути сдвигу в плане (рис. 2.14, *а*) определяется двумя факторами: сопротивлением балласта, передаваемым на торец шпалы, $R_{бл}$ и трением подошвы шпалы о балласт $\mu_1 \cdot 2П$.

Поскольку сила трения зависит от нагрузки на ось, сопротивление $R_п$ также зависит от нее (рис. 2.14, *б*):

$$R_п = R_{бл} + \mu_1 \cdot 2П. \qquad (2.8)$$

В отечественной практике принято оценивать устойчивость пути против сдвига в плане соотношением $Y_р \leqslant (0{,}4 \div 0{,}7) 2П$.

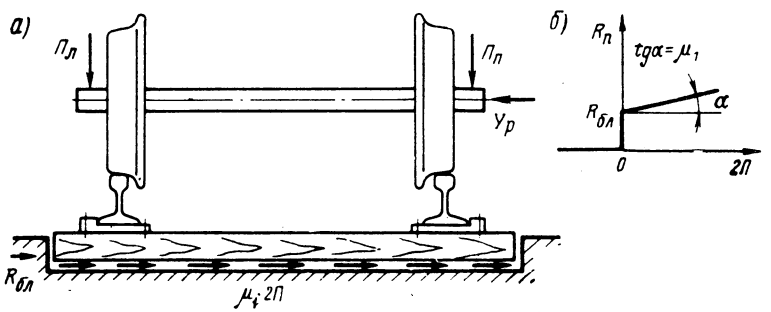


Рис. 2.14. К определению запаса устойчивости пути против сдвига в плане

Если принять $2П = 230$ кН, то допустимая рамная сила $[Y_р] = 92 \div 161$ кН или в среднем 126,5 кН. Соответствующая этому боковая сила $[Y_б] = 115 \div 184$ кН или в среднем 149,5 кН. Наименьшие значения этих сил ограничивают боковое нажатие подвижного состава на рельс при нестабилизированном балластном слое после выправки пути: $[Y_{бм}] = 115$ кН и $[Y_{рм}] = 92$ кН.

Средние значения этих сил $[\bar{Y}_б] = 149{,}5$ кН и $[\bar{Y}_р] = 126{,}5$ кН ограничивают боковое нажатие при нормальном состоянии балластного слоя.

Условие устойчивости пути против сдвига в плане

$$Y_р \leqslant [Y_{рм}] \text{ или } Y_б \leqslant [Y_{бм}].$$

Величина $[Y_{бм}] = 115$ кН меньше, чем допустимая боковая сила по условию обеспечения устойчивости колеса против схода с рельса, которая была определена равной 130 кН, поэтому рассматриваемый критерий, как правило, налагает более жесткое ограничение на поперечные силы.

Устойчивость пути по ширине колеи. Этот показатель характеризует качество крепления рельса к шпале. Невыполнение этого условия вызывает отрыв рельса от шпалы и, как следствие, уширение (расшивку) рельсовой колеи. Условие устойчивости записывается в виде

$$Y_ш \leqslant [Y_ш],$$

где $[Y_ш]$ — допустимое боковое давление рельса на шпалы, равное 40—45 кН.

Поперечная устойчивость экипажа от опрокидывания в кривой. Она определяется соотношением $П/(П_ц + П_в) > 1$, где $П_ц$, $П_в$ — вертикальные разгрузки колеса от действия соответственно центробежных и ветровых нагрузок (500 Н на 1 м^2 боковой поверхности локомотива).

Прочность рельсов и ходовых частей. Она обеспечивается, если напряжения, действующие в их элементах, не превышают допустимых или если запасы прочности больше допустимого значения. Подробнее способы оценки прочности ходовых частей будут рассмотрены в главе 9.

Плавность хода. Этот показатель характеризует утомляемость локомотивной бригады и пассажиров из-за действия вибраций и оценивается различными показателями в переходных и установившихся режимах движения.

В переходных режимах движения, таких, как трогание и торможение, вход и выход из кривой, плавность хода оценивают по допустимому значению третьей производной $\left[\frac{d^3q}{dt^3}\right] = 0{,}7 \div 1$ м/с^3.

Здесь большее значение относится к режимам трогания и торможения, меньшее — к режимам входа и выхода из кривой.

В квазиустановившемся режиме движения в кривой радиуса R могут возникать неприятные ощущения у людей, вызванные центростремительным ускорением $a_{цс} = v^2/R$. Как указывалось выше, для описания явлений, возникающих при движении в кривой, удобно пользоваться понятием центробежной силы $F_ц = a_{цс}m = mv^2/R$. Для компенсации этой силы наружный рельс в кривой укладывают выше внутреннего на величину h, которую называют *возвышением* (рис. 2.15). Возвышение целесообразно выбирать так, чтобы составляющие сил $F_ц$ и mg, направленные параллельно плоскости пути, были одинаковыми:

$$F_ц \cos \alpha = mg \sin \alpha.$$

Так как $\operatorname{tg} \alpha = h/(2s_р)$, то $h = 2s_р v^2/(gR)$ (здесь $2s_р$ — расстояние между кругами катания колес колесной пары, равное 1600 м). Принимая, что v измеряется в километрах в час, R — в километрах и h — в миллиметрах, получим $h = 12{,}5\, v^2/R$.

Максимальное допустимое возвышение на дорогах нашей страны принимается равным 150 мм и обычно компенсирует только часть центробежной силы; некоторая ее часть остается неуравновешенной:

$$F_{цн} = F_ц \cos\alpha - mg \sin\alpha,$$

или с учетом малости угла α

$$F_{цн} = F_ц - mg \operatorname{tg}\alpha = m\,[v^2/R - gh/(2s_р)].$$

Множитель, стоящий в скобках в этом выражении, представляет собой *непогашенное ускорение*:

$$a_н = v^2/R - gh/(2s_р). \qquad (2.9)$$

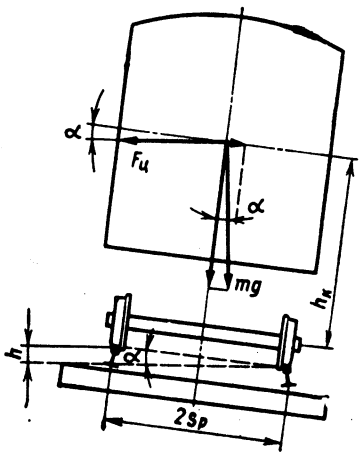


Рис. 2.15. Поперечные силы, действующие на локомотив при движении в кривой

Недопустимым на дорогах считают непогашенное ускорение $[a_н] \geqslant 0{,}7$ м/с², вызывающее неприятные ощущения у людей. ВНИИЖТ рекомендует установить наибольшее его значение из условия удовлетворительного воздействия на пассажиров равным 1 м/с². В других странах нормируемое значение этого ускорения установлено, например, в Японии, Италии равным 0,8 м/с², во Франции — 1 м/с², в ФРГ — 0,85 м/с². Подставляя значение $[a_н]$ в формулу (2.9), можно найти максимальную допустимую скорость движения:

$$v_{max} = 3{,}6\sqrt{R\,[a_н] + gh/(2s_р)}. \qquad (2.10)$$

При $h = 150$ мм и $[a_н] = 0{,}7$ м/с², имеем $v_{max} = 4{,}6\sqrt{R}$ в км/ч.

Если $R = 1000$ м, то при принятых значениях h и $[a_н]$ максимальная скорость $v_{max} \cong 145$ км/ч. При $v_{max} = 200$ км/ч на основе выражения (2.10) получим $R = (v/4{,}6)^2 \cong 2000$ м.

Значения допустимых скоростей движения, подсчитанные по выражению (2.10) для кривых различного радиуса, следующие:

R, м	300	350	400	500	600	700	800	1000
v, км/ч	80	85	95	105	115	125	130	145

Эти значения, а также возвышения наружного рельса регламентированы Правилами технической эксплуатации железных дорог Союза ССР.

В установившемся режиме движения плавность хода оценивают по коэффициенту плавности хода C или по времени утомляемости $\tau_у$.

Метод оценки коэффициента плавности хода C был разработан немецким инженером Е. Шперлингом на основе испытаний по воздействию вибраций на организм человека. Результаты этих и других исследований показали, что под воздействием вибраций в организме человека возникают физиологические изменения, которые с увеличением времени действия вибраций накапливаются и характеризуют утомляемость человека. Кроме того, организм человека по-разному воспринимает вибрации различной частоты f и направления, что учитывают с помощью коэффициента $A_ф$, зависящего от частоты f (рис. 2.16).

На основе обработки экспериментальных данных Е. Шперлингом было получено, что за меру раздражения λ организма человека синусоидальными колебаниями с амплитудой q_0 при неограниченном времени действия вибраций

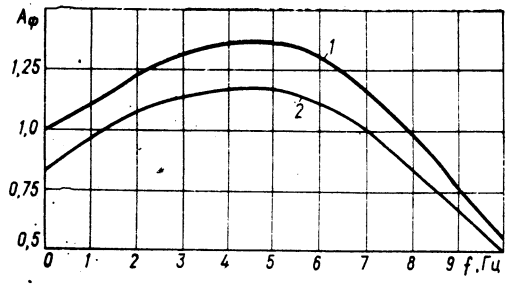


Рис. 2.16. Зависимость коэффициента, характеризующего воздействие колебаний на организм человека, от частоты:
1 — в горизонтальной плоскости; *2* — в вертикальной плоскости

можно принять произведение наибольшего значения третьей производной $\dddot{q}_{max} = q_0\omega^3$ на величину $\ddot{q}_{max}\ddot{q}_{max} = q_0^2\,\omega^2$, пропорциональную энергии за период колебаний (здесь $\omega = 2\pi f$):

$$\lambda = \dddot{q}_{max}\ddot{q}_{max}\dddot{q}_{max} = q_0^3\omega^5.$$

Меру раздражения λ можно выразить и через амплитуду ускорения a_0. Учитывая, что $a_0 = q_0\omega^2$ и $q_0 = a_0/\omega^2$, получим

$$\lambda = q_0^3\,\omega^5 = a_0^3/\omega.$$

На основе этого коэффициент плавности хода C при неизменной частоте f_i, Гц, амплитуде q_{0j}, см, или a_{0j}, см/с^2, можно определить как

$$C_j(f_i) = 0{,}896A_\Phi(f_i)\sqrt[10]{a_{0j}^3/f_i} = 2{,}7A_\Phi(f_i)\sqrt[10]{q_{0j}^3 f_i^5}, \qquad (2.11)$$

где $f_i = \omega_i/(2\pi)$.

Ускорения и перемещения кузова локомотива обычно представляют собой сумму конечного числа гармоник с частотами f_i. При этом на каждой частоте f_i амплитуда колебаний a_{0j} или q_{0j} является случайной величиной. Для всех колебаний на одной и той же частоте f_i коэффициент плавности хода приближенно определяют как

$$C(f_i) = \sqrt[10]{\sum_j C_j^{10}(f_i)\,P_j}. \qquad (2.12)$$

Вероятность появления j-го уровня амплитуды q_{0j} или a_{0j} при частоте f_i

$$P_j = n_j/n,$$

где n_j — число амплитуд q_{0j} или a_{0j} j-го уровня; n — общее число амплитуд.

Затем производится суммирование $C(f_i)$ по всем частотам f_i:

$$C = \sqrt[10]{\sum_i C^{10}(f_i)} = \sqrt[10]{\sum_i\sum_j C_j^{10}(f_i)}. \qquad (2.13)$$

Значения C нормированы. В отечественной практике рекомендуется принимать значения C, соответствующие удовлетворительному качеству хода, равными 3,75 для локомотивов и 3,25 для вагонов электропоездов и метрополитена.

Метод оценки по времени утомляемости в окончательном виде был разработан в Бюро испытаний и исследований (ORE) при Международном союзе железных дорог (UIC) Мозеном (Франция) и Шперлингом (ФРГ). Этот показатель позволяет оценить плавность хода временем (в часах), в течение которого локомотивная бригада или пассажиры, находясь на подвижном составе, не будут ощущать усталости. Время утомляемости определяется как

$$\tau_y = \left(\sum_i\sum_j t_{ij}\right)\Big/\left(\sum_i\sum_j \frac{t_{ij}}{\tau_{ij}}\right) \geqslant 6 \text{ ч}, \qquad (2.14)$$

где t_{ij} — время, в течение которого наблюдаются колебания с амплитудой a_{0j} и частотой f_i; τ_{ij} — время, спустя которое человек утомляется при воздействии на него синусоидальных колебаний с амплитудой a_{0j} и частотой f_i соответственно вертикальных и горизонтальных:

$$\tau^{в}_{ij} = \frac{396,24}{39,24a_{0j}/[(f_i-5,2)^2+24,8]-11,28} - 0,71;$$

$$\tau^{г}_{ij} = \frac{280,11}{39,24a_{0j}/[(f_i-5,2)^2+24,8]-7,925} - 0,71.$$

Оба метода оценки плавности хода по коэффициенту C и времени утомляемости основаны на одних и тех же физических процессах; между соответствующими показателями имеется функциональная связь. В нашей стране применение метода оценки плавности хода по времени утомляемости не предусмотрено нормативными документами.

Метод Международной организации стандартов (ISO) основан на использовании кривых равного дискомфорта при воздействии вибраций с различными амплитудами и частотами. На основе этого метода в нашей стране разработан отраслевой стандарт по методике измерения и оценке вибрации вагонов (ОСТ 24.050.28—81) и нормы по оценке вибраций на рабочих местах локомотивных бригад (ГОСТ 12.2.056—81).

Способы определения показателей динамических качеств механической части локомотивов. Показатели динамических качеств механической части определяют при исследовании работоспособности вновь проектируемого и эксплуатируемого подвижного состава. Определяют динамические качества существующего подвижного состава на специальных натурных стендах и при динамических испытаниях на линии (см. главу 17).

Для определения показателей динамических качеств на стадии проектирования применяют методы математического и физического моделирования. Наибольшее распространение получили способы математического моделирования с помощью вычислительных машин, а также физические модели. Имитируя на модели условия работы экипажа, определяют показатели динамических качеств. Сравнивая их с соответствующими нормативами, выясняют возможность принятия тех или иных значений параметров экипажа.

Весьма универсальным является метод математического моделирования, включающий разработку механико-математической модели, алгоритма вычисления и программирования на ЭВМ. Возможности проведения большого количества численных экспериментов с варьированием многих параметров экипажа и условий его работы позволяют выбрать оптимальные для рассматриваемых условий параметры конструкции.

§ 2.4. МЕТОДИКА СОСТАВЛЕНИЯ И РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЛОКОМОТИВОВ

Общие сведения. Для составления уравнений колебаний удобно применять методы аналитической механики в обобщенных координатах и обобщенных силах. Напомним, что положение механической системы может определяться набором k независимых параметров различной физической и кинематической природы, к которым относятся декартовы координаты точек; расстояния, отсчитываемые по траектории; углы поворота и т.п. Число k называют *числом степеней свободы*, а сами параметры — *обобщенными координатами* q.

В аналитической механике каждой обобщенной координате соответствует сила Q_l, определяемая из равенства возможных элементарных работ или мощностей.

В большинстве курсов механики при определении Q_l используют понятие возможного перемещения $\delta\vec{r}_i$ и возможной работы δA_i^*. Нам представляется, что понятия возможной мощности и скорости более удобны, так как не связаны с понятием малости, не требуют рассмотрения бесконечно близкого положения системы, а исходят из конечных возможных скоростей отдельных точек системы. Возможные перемещения $\delta\vec{r}_i$, используемые в принципе возможных перемещений, по сути дела пропорциональны возможным скоростям $\delta\vec{r}_i = \vec{v}_i\,dt$.

Напомним, что при определении Q_l фиксируются все обобщенные координаты, кроме той, для которой определяется обобщенная сила. Далее задается возможная обобщенная скорость $\dot{q}_l^*$, выражаются возможные скорости $\vec{v}_i^*(q_l)$ точек приложения всех активных сил $\vec{F}_i^a$ и вычисляются их мощности N_i^* как скалярное произведение

$$N_i^* = \vec{F}_i^a \vec{v}_i^*(q_l), \tag{2.15}$$

где $i = 1, 2, \ldots, n$ — номер точки в системе; $l = 1, 2, \ldots, k$ — номер обобщенной координаты.

Все эти мощности суммируются и получается возможная мощность ${}_lN^*$, соответствующая координате q_l. Обобщенная сила определяется как частное

$$Q_l = {}_lN^*/\dot{q}_l^*. \tag{2.16}$$

Таким образом, согласно выражению (2.16) обобщенная сила представляет собой такой силовой фактор (сила, момент и т.п.), который на обобщенной скорости $\dot{q}_l^*$ развивает такую же мощность $Q_l\dot{q}_l^*$, как и все активные силы на возможных скоростях своих точек приложения, возникающих от задания $\dot{q}_l^*$.

Уравнения равновесия произвольной механической системы получают на основе *принципа возможных мощностей*, согласно которому в положении равновесия суммы возможных мощностей всех активных сил Q_l^a, соответствующие всем обобщенным возможным скоростям, равны нулю. В обобщенных силах *уравнение равновесия* выглядит так: $Q_l^a = 0$ (при $l = 1, 2, \ldots, k$), т. е. представляет собой систему k уравнений.

Для составления *уравнений движения* используют дополнительно *принцип Даламбера*, согласно которому уравнениям движения можно придать вид уравнений равновесия, если ко всем точкам системы приложить дополнительно силы инерции. Причем под *силой инерции* понимают вектор $\vec{F}_i^{ин} = -m_i\vec{a}_i$, где $\vec{a}_i$ — ускорение i-й точки, в общем случае зависящее от q_l, $\dot{q}_l$ и $\ddot{q}_l$ (при $l = 1, 2, \ldots, k$).

Вычисляя обобщенные силы, мы можем записать уравнение движения как общее уравнение динамики в следующем виде:

$$Q_l^{a,\,ин} = Q_l^a + Q_l^{ин} = 0, \tag{2.17}$$

где $Q_l^{a,ин}$ — обобщенная сила, определяемая без разделения сил на активные силы и силы инерции; $Q_l^{ин}$ — обобщенная сила, соответствующая только силам инерции.

При вычислении обобщенных сил $Q_l^{\text{а}}$ необходимо знать возможные скорости $\vec{v}_i$ всех i точек системы, а при вычислении $Q_l^{\text{ин}}$ в дополнение к этому и все ускорения $\vec{a}_i$.

Задача выражения ускорения $\vec{a}_i$ через q_l, $\dot{q}_l$ и $\ddot{q}_l$ является более сложной. Поэтому часто обобщенную силу инерции вычисляют с помощью уравнения Лагранжа

$$Q_l^{\text{ин}} = -\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_l}\right) + \frac{\partial T}{\partial q_l} \quad \text{при } l = 1, 2, \ldots, k. \tag{2.18}$$

Кинетическая энергия системы $T = T(q_l, \dot{q}_l, t)$. Для малых колебаний кинетическая энергия зависит только от обобщенных скоростей $T = T(\dot{q}_l)$.

Если выражение (2.18) подставить в формулу (2.17), то получим так называемые уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_l}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_l} = Q_l^{\text{а}} \quad \text{при } l = 1, 2, \ldots, k.$$

Обобщенную силу, соответствующую активным силам, часто разделяют на консервативную и диссипативную части; причем ее консервативная часть

$$Q_l^{\text{а,к}} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_l}, \tag{2.19}$$

где Π — потенциальная энергия системы: $\Pi = \Pi(q_l)$ при $l = 1, 2, \ldots, k$.

При этом уравнение Лагранжа для консервативных систем

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_l}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_l} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_l} \quad \text{при } l = 1, 2, \ldots, k.$$

Записанные в таком виде уравнения движения широко используются в литературе по динамике локомотивов. Однако локомотивы представляют собой диссипативные динамические системы. Из-за этого возникает необходимость введения в правую часть уравнения Лагранжа обобщенной диссипативной силы. Если все диссипативные силы пропорциональны скоростям, то их можно выразить через специальную функцию рассеяния, частные производные от которой по обобщенным скоростям, взятые с обратным знаком, представляют собой *обобщенные диссипативные силы*. При наличии в системе сухого трения обобщенную диссипативную силу таким образом вычислить нельзя. Поэтому разделение обобщенных сил на консервативную и диссипативную и представление их в виде частных производных от некоторых функций не являются обязательными. Более того, для вычисления Q_l по формуле (2.19) необходимо выразить перемещения с точностью до малых 2-го порядка (т.е. q_l^2), в то время как сами обобщенные силы при малых колебаниях зависят только от q_l. Поэтому при вычислении Q_l целесообразно пользоваться определением обобщенной силы, т. е. формулой (2.16).

Рассмотренный метод составления уравнений равновесия и движения удобен еще и тем, что при его использовании исключаются реакции всех идеальных связей [1], а это позволяет упростить процесс получения уравнений.

Матричная форма записи уравнений колебаний. Динамические модели реальных локомотивов с точки зрения механики представляют собой системы с большим числом степеней свободы. Уравнения движения таких систем мож-

---

[1] Напомним, что *идеальной* называется *связь*, возможная мощность реакции которой равна нулю.

но получить на основе выражения (2.17), используя формулы (2.16) и (2.18); запись этих уравнений удобно вести в матричной форме.

Если колебания малые[1], а диссипативные связи линейные, система дифференциальных уравнений малых колебаний может быть записана в так называемой прямой форме

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{q}} + \mathbf{B}\dot{\vec{q}} + \mathbf{Ж}\vec{q} = \vec{Q}. \qquad (2.20)$$

Здесь $\mathbf{M}$ — инерционная матрица размера $k \times k$, элементы этой матрицы — так называемые инерционные коэффициенты m_{lr} — представляют собой коэффициенты при произведениях $\dot{q}_l \dot{q}_r$ в выражении кинетической энергии T. В рассматриваемом случае малых колебаний кинетическая энергия зависит только от попарных произведений обобщенных скоростей.

Если обобщенные координаты не связаны инерционно, то $m_{lr} = 0$ при $l \neq r$ и матрица $\mathbf{M}$ становится диагональной, т. е. T содержит только члены с квадратами обобщенных скоростей.

Квадратная матрица $\mathbf{Ж}$ таких же размеров называется матрицей жесткостей или реакций; ее элементы $ж_{lr}$ — квазиупругие коэффициенты — являются коэффициентами при произведениях обобщенных координат $q_l q_r$ в разложении в ряд выражения потенциальной энергии с точностью до малых второго порядка. Их можно определить так же, как реакции во всех связях системы при зафиксированных обобщенных координатах, кроме одной, в которой задано единичное смещение.

Элементы $\mathbf{B}$ диссипативной матрицы зависят от значений коэффициентов демпфирования и могут быть определены так же, как реакции в связях, но при задании единичной скорости. Если гасители колебаний включены параллельно каждому упругому элементу, то элементы матриц $\mathbf{B}$ и $\mathbf{Ж}$ пропорциональны. Матрица-столбец размера $k \times 1$ (вектор)

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_l \\ \vdots \\ q_k \end{bmatrix}$$

состоит из обобщенных координат системы, а векторы $\dot{\vec{q}}$ и $\ddot{\vec{q}}$ — из скоростей и ускорений.

При исследовании плоских колебаний локомотивов, возникающих под действием кинематического возмущения (см. рис. 2.2, *в*) исходят из того, что все колеса движутся по одной и той же неровности. Поэтому система уравнений (2.20) является одновходовой, т. е. все обобщенные силы выражаются через одну функцию времени $\eta(t)$. Тогда столбец обобщенных сил $\vec{Q}$ размера $k \times 1$ получается путем линейного преобразования вектора ординат геометрической неровности $\vec{H}_к$ и его производной

$$\vec{Q} = \mathbf{L}_к \vec{H}_к + \mathbf{L}_{\dot{к}} \dot{\vec{H}}_к, \qquad (2.21)$$

где $\mathbf{L}_к$, $\mathbf{L}_{\dot{к}}$ — матрицы преобразований возмущений в обобщенные силы размера $k \times k$.

[1] При малых колебаниях потенциальная энергия представляет собой квадратичную форму обобщенных координат q_l, а обобщенные силы, вычисляемые как производные от потенциальной энергии, линейны относительно q_l.

При силовом возмущении

$$\vec{\mathbf{Q}} = \mathbf{L}_c\vec{\mathbf{H}}_c, \tag{2.22}$$

где $\vec{\mathbf{H}}_c$ — вектор возмущающих сил.

Системы, в которых матрицы **М**, **В** и **Ж** диагональные, описаны в так называемых нормальных координатах, обладающих тем преимуществом, что каждое уравнение системы интегрируется независимо от остальных. В курсах механики доказывается, что если матрица $\mathbf{B} = 0$*, то любую колебательную систему специальным линейным преобразованием координат можно привести к нормальному виду. При исследовании вынужденных колебаний локомотивов для этого необходимо выполнить специальные процедуры с затратами машинного времени, сравнимыми с временем выполнения расчетов при произвольных координатах. Поэтому при решении дальнейших задач нормализация системы не рассматривается.

Методы решения уравнений колебаний. Решения уравнений малых колебаний локомотивов получают путем интегрирования системы линейных дифференциальных уравнений (2.20). Известно, что общее решение этих уравнений можно представить в виде суммы двух векторов

$$\vec{\mathbf{q}} = \vec{\mathbf{q}}_c + \vec{\mathbf{q}}_в, \tag{2.23}$$

где $\vec{\mathbf{q}}_c$ — общее решение однородной системы уравнений при $\mathbf{Q} = 0$, т. е. $\vec{\mathbf{q}}_c$ — это вектор свободных колебаний; $\vec{\mathbf{q}}_в$ — частное решение неоднородной системы уравнений, зависящее от вида правой части, т. е. $\vec{\mathbf{q}}_в$ — это вектор вынужденных колебаний.

Свободные колебания.

Напомним основные результаты по исследованию свободных колебаний линейной системы с одной степенью свободы.

Запишем однородное дифференциальное уравнение свободных колебаний такой системы, полученное на основе выражения (2.20), приняв $q_{1c} = z$,

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + жz = 0. \tag{2.24}$$

Здесь вместо матриц перед обобщенными координатами в (2.20) поставлены: m — масса; β — коэффициент затухания; $ж$ — жесткость.

Разделив это уравнение на m, представим его в виде

$$\ddot{z} + 2n\omega_c\dot{z} + \omega_c^2 z = 0. \tag{2.25}$$

Отсюда следует, что колебательные свойства такой системы полностью характеризуются двумя параметрами: собственной частотой недемпфированной системы ω_c и относительным затуханием n:

$$\omega_c = \sqrt{ж/m}; \tag{2.26}$$

$$n = \beta/(2\sqrt{mж}) = \beta/\beta_{кр}. \tag{2.27}$$

При $\beta < \beta_{кр}$ или $n < 1$ свободное движение системы носит колебательный характер, при $\beta \geqslant \beta_{кр}$ или $n \geqslant 1$ движение перестает быть колебательным и становится апериодическим (лимитационным). Здесь $\beta_{кр}$ — *критическое затухание*, т. е. наименьшее значение коэффициента затухания, при котором движение системы перестает быть колебательным.

Записав частное решение уравнения (2.25) в виде $z = De^{pt}$, получим характеристическое уравнение

$$p^2 + 2n\omega_c p + \omega_c = 0,$$

* При $\mathbf{B} \neq 0$ колебательную систему можно привести к нормальному виду только в некоторых специальных случаях.

откуда характеристические показатели

$$p = -n\omega_c \pm j\omega_c\sqrt{1-n^2} = -\alpha \pm j\omega_{св}, \qquad (2.28)$$

где $\omega_{св}$ — собственная частота колебаний демпфированной системы; α — степень затухания.

Используя зависимости между показательными и тригонометрическими функциями мнимого аргумента, запишем общее решение уравнения свободных колебаний в виде

$$z_c = De^{-\alpha t}\sin(\omega_{св}t + \varphi), \qquad (2.29)$$

где D и φ — произвольные постоянные, которые находят из начальных условий, т. е. $z(0) = z_0$ и $\dot{z}(0) = v_0$ при $t = 0$.

Выражение (2.29) определяет колебания с затухающей во времени амплитудой. Натуральный логарифм отношения амплитуд $De^{-\alpha t}$, замеренных через один период колебаний $t_п$, называют *логарифмическим декрементом колебаний*:

$$d = \ln\frac{De^{-\alpha t}}{De^{-\alpha(t+t_п)}} = \alpha t_п = \frac{2\pi\alpha}{\omega_{св}}. \qquad (2.30)$$

Используя соотношения (2.26), (2.28) и (2.30), можно по экспериментально полученному графику свободных колебаний системы с одной степенью свободы определить ее параметры, или, как говорят, идентифицировать систему.

Из уравнения (2.29) получается, что даже при малом затухании ($n \ll 1$) амплитуды колебаний быстро убывают, в то время как влияние затухания на частоту колебаний незначительно: $\omega_{св} \cong \omega_c$. Например, при $n = 0{,}3$ имеем $\omega_{св} = 0{,}95\,\omega_c$, в то время как за три размаха (за 1,5 периода) амплитуда колебаний уменьшается в 311 раз.

Дифференциальные уравнения свободных колебаний локомотива как системы с конечным числом степеней свободы описывают матричным уравнением (2.20), в котором правые части равны нулю:

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{q}} + \mathbf{B}\dot{\vec{q}} + \mathbf{Ж}\vec{q} = 0. \qquad (2.31)$$

Свободные колебания системы по каждой обобщенной координате представляют собой суперпозицию k главных колебаний системы с собственными частотами колебаний демпфированной системы $\omega_{сч\,l}$. Для отыскания свободных колебаний частное решение однородной системы записывают в виде

$$\vec{q}_{сч} = \vec{D}e^{pt}, \qquad (2.32)$$

где $\vec{D}$ — столбец произвольных постоянных.

После подстановки этого выражения в уравнение (2.20) при $\mathbf{Q} = 0$ получим характеристическое уравнение системы в виде определителя, приравненного к нулю,

$$|\mathbf{M}p^2 + \mathbf{B}p + \mathbf{Ж}| = 0. \qquad (2.33)$$

В результате раскрытия определителя получим алгебраическое уравнение степени $2k$ относительно характеристических показателей p_l, которые являются корнями характеристического уравнения. Решение этого уравнения дает $2k$ значений этих показателей, при которых решение существует. При сравнительно невысоком уровне демпфирования колебаний, применя-

емом обычно в рессорном подвешивании локомотивов, корни характеристического уравнения получаются комплексными, попарно сопряженными:

$$p_l = -\alpha_l + j\omega_{cвl};\ p_{k+l} = -\alpha_l - j\omega_{cвl}.$$

Уровень демпфирования колебаний локомотивов невелик и в большинстве случаев можно считать частоты $\omega_{cвl}$ равными собственным частотам колебаний недемпфированной системы ω_{cl}, квадраты которых являются корнями характеристического уравнения

$$|-\omega^2\mathbf{M} + \mathbf{Ж}| = 0. \qquad (2.34)$$

Заметим, что это уравнение (2.33) может быть также получено преобразованием по Лапласу уравнения (2.20). Это преобразование широко применяется в электротехнике. В задачах динамики локомотивов последовательное применение преобразования Лапласа малоэффективно, так как вследствие значительной размерности исследуемых систем затруднителен переход от изображений к оригиналам решения системы уравнений колебаний.

Используя выражение (2.32) для частного решения этой однородной системы уравнений, общее решение с учетом корней p_l и p_{k+l} можно записать в виде

$$\vec{q} = \sum_{l=1}^{k} D_l \vec{\mu}_l e^{-\alpha_l t} \sin(\omega_{cвl} t + \varphi_l), \qquad (2.35)$$

где D_l и φ_l — произвольные постоянные, определяемые из начальных условий.

Вектор $\vec{\mu}_l$, определяющий собственную форму колебаний, состоит из коэффициентов распределения амплитуд, равных отношению амплитуд в разных обобщенных координатах при одной и той же частоте, элементы которого зависят от α_l и $\omega_{cвl}$, т.е. $\vec{\mu}_l = \vec{\mu}(\alpha_l, \omega_{cвl})$.

На практике этим решением пользуются лишь при сравнительно малом k. Обычно переходные процессы анализируют путем численного интегрирования системы (2.31).

Гораздо чаще, чем исследование свободных колебаний, приходится анализировать частотные свойства системы. Это сводится к определению из характеристического уравнения (2.33) собственных частот колебаний и соответствующей *матрицы собственных форм* $\boldsymbol{\mu}$, столбцы $\vec{\mu}_l$ которой состоят из коэффициентов распределения амплитуд, соответствующих данной частоте. При определении этих величин, характеризующих колебательные свойства системы, обычно пренебрегают учетом диссипации в системе, т.е. считают, что $\omega_{cвl} \cong \omega_{cl}$ и $\vec{\mu}_l = \vec{\mu}_l(\omega_{cl})$.

Решение задачи по отысканию ω_{cl} и $\vec{\mu}_l$ позволяет уточнить размерность модели (число степеней свободы k) на основе исследования коэффициентов распределения амплитуд, соответствующих разным частотам. Определив вектор коэффициентов распределения амплитуд для данной частоты, можно путем сравнения коэффициентов в разных обобщенных координатах выявить те координаты, в которых значения амплитуд колебаний с рассматриваемой частотой сопоставимы. Это говорит о том, что в рамках принятой модели другие обобщенные координаты имеют амплитуды, значительно меньшие, не влияющие на свободные колебания с данной частотой. Произведя такой анализ над всеми столбцами матрицы $\boldsymbol{\mu}$, можно выполнить «усечение» модели, оставив необходимое для описания ее свойств количество координат.

В линейной алгебре разработаны специальные алгоритмы для определения собственных частот и собственных форм колебаний, реализованные на ЭВМ, которые имеются в математическом обеспечении практически всех современных вычислительных машин.

Вынужденные колебания. Частное решение $\vec{\mathbf{q}}_{\text{в}}$ неоднородной системы уравнений, представляющее собой установившиеся вынужденные колебания при гармоническом возмущении $\vec{\mathbf{Q}} = \vec{\mathbf{Q}}(j\omega)\, e^{j\omega t}$, будем отыскивать, используя частотные характеристики.

Вектор $\vec{q}_{\text{в}}$ можно найти на основе решения системы (2.20) при действии единичного возмущения вида

$$\mathbf{Q}^{(1)} = \mathbf{E}e^{j\omega t}, \tag{2.36}$$

где $\mathbf{E}$ — единичная матрица размера $k \times k$, элементы главной диагонали которой равны единице, а все побочные — нулю:

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Подставляя выражение для $\mathbf{Q}^{(1)}$ из (2.36) в систему уравнений (2.20), можно найти решение этой системы уравнений в виде матрицы размера $k \times k$:

$$\mathbf{q}_{\text{в}}^{(1)} = \mathbf{W}_{q-Q}(j\omega)\, e^{j\omega t}. \tag{2.37}$$

Предполагается, что колебания обобщенных координат происходят с частотой возмущения. Здесь $\mathbf{W}_{q-Q}(j\omega)$ — матрица частотных характеристик (ЧХ) от обобщенных сил Q к обобщенным координатам q. Каждый столбец матрицы представляет собой вектор комплексных амплитуд во всех обобщенных координатах от вектора обобщенных сил, в котором одна обобщенная сила равна единице, остальные — нулю.

Для системы уравнений матрицы ЧХ находят, подставляя в уравнение (2.20) выражения (2.36) и (2.37) для $\mathbf{Q}^{(1)}$ и $\mathbf{q}_{\text{в}}^{(1)}$,

$$(-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{B} + \mathbf{Ж})\mathbf{W}_{q-Q}(j\omega)e^{j\omega t} = \mathbf{E}e^{j\omega t}. \tag{2.38}$$

Используя понятие обратной матрицы, из этого выражения получим

$$\mathbf{W}_{q-Q}(j\omega) = (-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{B} + \mathbf{Ж})^{-1}. \tag{2.39}$$

Элементы матрицы (2.39) комплексные. Действительные части каждого элемента описывают значение реакции, изменяющейся в фазе с возмущением, мнимые — сдвинутое на $\pi/2$. Таким образом, каждый элемент содержит информацию об амплитуде и фазе колебания, происходящего в данной обобщенной координате от соответствующего возмущения, т. е. ЧХ показывают, как система преобразует по амплитуде и по фазе входные обобщенные силы в обобщенные координаты.

Часто матрицу

$$\mathbf{Ж}(j\omega) = -\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{B} + \mathbf{Ж}, \tag{2.40}$$

входящую в правую часть выражения (2.39), называют *матрицей динамических жесткостей*, поскольку ее элементы содержат информацию не только об упругих, но и о диссипативных и инерционных силах. С учетом этого выражение (2.39) можно записать в виде

$$\mathbf{W}_{q-Q}(j\omega) = \mathbf{Ж}^{-1}(j\omega). \tag{2.41}$$

Отсюда следует, что матрица ЧХ, как обратная матрице динамических жесткостей, может быть названа *матрицей динамических податливостей*.

Найдя матрицу ЧХ, установившуюся реакцию системы $\vec{q}_в$ при правой части, представляющей собой вектор гармонических обобщенных сил $\vec{Q} = \vec{Q}(j\omega)\, e^{j\omega t}$, можно записать в виде

$$\vec{q}_в = W_{q-Q}(j\omega)\,\vec{Q}(j\omega)\, e^{j\omega t}. \qquad (2.42)$$

Поскольку колебания локомотивов могут происходить под действием кинематических или силовых возмущений, удобно ввести ЧХ от этих возмущений к обобщенным координатам. При кинематическом возмущении обобщенная сила выражается уравнением (2.21), в соответствии с этим выражение (2.42) принимает вид

$$\vec{q}_в = W_{q-Q}(j\omega)\,(L_к + j\omega L_к^{\cdot})\,\vec{H}_к(j\omega)\, e^{j\omega t}. \qquad (2.43)$$

Множитель, стоящий перед вектором $\vec{H}_к$ в правой части этого уравнения, представляет собой матрицу ЧХ от геометрической неровности к обобщенным координатам

$$W_{q-\eta}(j\omega) = W_{q-Q}(j\omega)\,(L_к + j\omega L_к^{\cdot}) = (-\omega^2 M + j\omega B + Ж)^{-1}(L_к + j\omega L_к^{\cdot}). \qquad (2.44)$$

Аналогичным образом может быть записана матрица ЧХ при силовом возмущении

$$W_{q-F}(\omega j) = (-\omega^2 M + j\omega B + Ж)^{-1} L_с. \qquad (2.45)$$

Такие же выражения для ЧХ могут быть получены, если выполнить преобразование Фурье системы (2.20). При этом столбец спектров обобщенных координат

$$\vec{q}_{вФ}(j\omega) = W_{q-Q}(j\omega)\,\vec{Q}_Ф(j\omega), \qquad (2.46)$$

где $\vec{q}_{вФ}(j\omega)$, $\vec{Q}_Ф(j\omega)$ — спектры выходного и входного процессов, которые являются преобразованиями Фурье от соответствующих функций времени:

$$\vec{q}_{вФ}(j\omega) = Ф\{\vec{q}_в(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \vec{q}_в(t)\, e^{-j\omega t}\, dt.$$

Для перехода от $\vec{q}_{вФ}(j\omega)$ к $\vec{q}_в(t)$ достаточно умножить выражение (2.37) на $e^{-j\omega t}$. При этом, поскольку рассматриваются установившиеся периодические колебания, нет необходимости применять обратное преобразование Фурье.

Таким образом, определение характеристик колебаний при установившемся режиме сводится к нахождению частотных характеристик системы, спектра возмущения и последующего использования формулы (2.42). Такой метод называют спектральным. Общее решение (2.23) уравнения (2.20) определяется как сумма выражений (2.35) и (2.42). Кроме этого способа, существуют и другие, основанные на применении преобразования Лапласа или непосредственно численного интегрирования уравнения (2.20) во времени. Численное интегрирование целесообразно применять при необходимости исследования неустановившихся переходных процессов, а также при решении нелинейных уравнений колебаний. Для этой цели разработаны достаточно эффективные алгоритмы, реализованные на современных ЭВМ.

Вместе с тем для решения нелинейных задач используются также специальные методы линеаризации, которые основаны на замене исходной нелинейной системы линейной, сформированной специальным образом. Это позволяет получить приближенное решение, учитывающее некоторые особенности поведения нелинейной системы.

§ 2.5. ПРИМЕНЕНИЕ ПОНЯТИЙ ТЕОРИИ УСТОЙЧИВОСТИ К ИССЛЕДОВАНИЮ ЗАДАЧ РАВНОВЕСИЯ И ДВИЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

Понятие устойчивости равновесия или движения системы связано с рассмотрением тех дополнительных движений, которые система совершает, будучи выведена из основного установившегося состояния. *Устойчивость* определяют либо как стремление системы возвратиться в исходное состояние после того, как она была из него выведена, либо как свойство системы оставаться вблизи этого исходного состояния. Строгие и законченные формулировки условий устойчивости впервые были сформулированы в 90-х годах прошлого века в классических работах русского ученого А. М. Ляпунова.

Любой движущийся по рельсовому пути локомотив должен удовлетворять условиям устойчивости, в противном случае его показатели динамических качеств ухудшаются и даже могут превысить допустимый уровень.

Устойчивость равновесия. Задача исследования устойчивости движения тесно связана с исследованием устойчивости равновесного состояния.

Рассмотрим систему с k степенями свободы. Будем считать, что в положении равновесия все обобщенные координаты равны нулю: $q_l = 0$ (при $l = 1, 2, \ldots, k$). Это состояние назовем устойчивым, если при отклонении системы в ее последующем движении обобщенные координаты q_l и скорости $\dot{q}_l$ ограничены. Другими словами, задаваясь ограничениями $q_{l\max}$ и $\dot{q}_{l\max}$, можно указать такие начальные условия $q_l(0)$ и $\dot{q}_l(0)$, при которых во все время последующего движения $q_l < q_{l\max}$ и $\dot{q}_l < \dot{q}_{l\max}$. Если, кроме этого, обобщенные координаты и скорости системы не только остаются ограниченными, но и уменьшаются со временем, т. е.

$$\lim_{t \to \infty} q_l(t) = 0 \text{ и } \lim_{t \to \infty} \dot{q}_l(t) = 0,$$

то такую систему называют *асимптотически устойчивой*. Любая устойчивая консервативная система при добавлении диссипативных сил становится асимптотически устойчивой.

Лагранж указал достаточное условие равновесия консервативной системы (недемпфированной), сформулированное в виде теоремы: если в исходном положении консервативной системы потенциальная энергия имеет строгий минимум, то это положение устойчиво.

Ранее мы условились, что в положении равновесия $q_l = 0$. Будем считать, что $П(0) = 0$, так как потенциальная энергия определяется с точностью до произвольной постоянной. Поэтому условие минимума $П$ в положении равновесия записывается в виде

$$П(q_l) > 0 \text{ при } l = 1, 2, \ldots, k.$$

Для системы с одной степенью свободы это условие

$$\frac{\partial^2 П}{\partial q^2} > 0. \qquad (2.47)$$

При малых колебаниях потенциальная энергия пропорциональна квадрату обобщенной координаты, т. е.

$$П = 0{,}5 ж q^2. \qquad (2.48)$$

Поэтому условие устойчивости сводится к требованию $ж > 0$.

Физически это означает, что упругая сила, действующая в устойчивой системе, является *восстанавливающей*, т. е. при отклонении системы от поло-

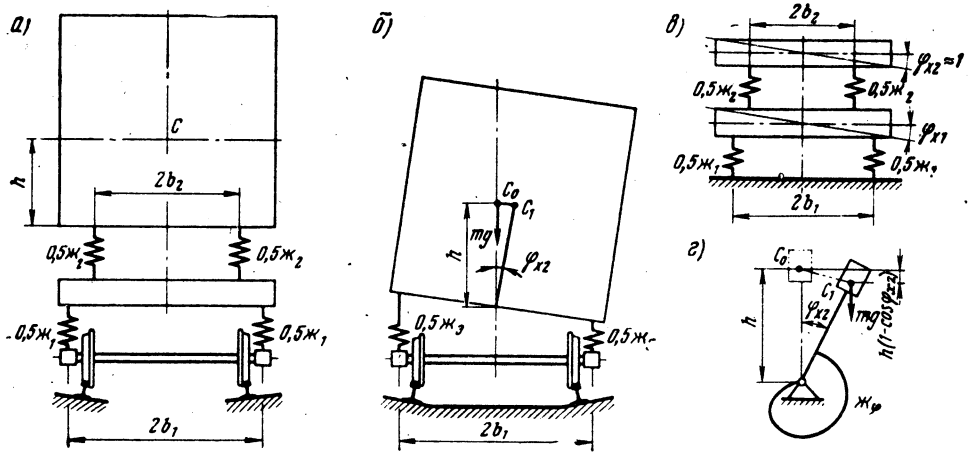


Рис. 2.17. К определению устойчивости равновесия локомотива с двухступенчатым рессорным подвешиванием:

а — исходная схема; *б* — схема локомотива с эквивалентным одноступенчатым подвешиванием; *в* — схема для определения эквивалентной жесткости; *г* — эквивалентная схема для определения условия устойчивого равновесия локомотива

жения равновесия эта сила будет возвращать ее обратно. Если $ж < 0$, то упругая сила является *отталкивающей*: при выводе системы из положения равновесия эта сила будет отклонять ее еще дальше.

Для системы с двумя степенями свободы условие минимума $П$ найти значительно сложнее. В теоретической механике доказывают, что при малых колебаниях системы с двумя степенями свободы (см. рис. 2.2, *б*) устойчивость равновесия обеспечивается, если $ж_1 > 0$; $ж_2 > 0$; $(ж_1 + ж_2)\, ж_2 > ж_2^2$.

Последнее условие в данном случае сводится к $ж_1 ж_2 > 0$ и является следствием предыдущих.

При проектировании локомотивов обычно их массогабаритные характеристики заданы и может ставиться задача определения минимальных значений жесткостей рессорного подвешивания, обеспечивающих поперечную устойчивость равновесия кузова. Рассмотрим экипаж с двухступенчатым рессорным подвешиванием (рис. 2.17, *а*). При исследовании устойчивости равновесия возникает необходимость в определении *угловой жесткости рессорного подвешивания* $ж_φ$, т. е. момента сил реакции пружин, возникающих при повороте на угол $φ_{x2} = 1$ (рис. 2.17, *б*). Эту угловую жесткость будем представлять с помощью эквивалентной схемы подвешивания с пружиной жесткостью $ж_э$

$$ж_φ = b_1^2 ж_э. \tag{2.49}$$

Величину $ж_э$ найдем, воспользовавшись схемой рис. 2.17, *в*. Будем считать, что верхнее тело повернулось на угол $φ_{x2} \approx 1$ под действием момента $M = b_1^2 ж_э$. При этом нижнее тело повернется на некоторый угол $φ_{x1}$. Из условия равновесия тел имеем:

$$b_1^2 ж_э = ж_2 b_2^2\,(1 - φ_{x1});$$

$$ж_1 b_1^2 φ_{x1} = ж_2 b_2^2\,(1 - φ_{x1}).$$

Исключая отсюда $φ_{x1}$, получим искомое выражение для угловой жесткости

$$ж_φ = b_1^2\, ж_э = \frac{ж_1 ж_2 b_1^2}{ж_2 + (b_1/b_2)^2\, ж_1}. \tag{2.50}$$

Теперь задача может быть сведена к проверке устойчивости точечной массы m, закрепленной на невесомом стержне длиной h с помощью пружины, угловая жесткость которой $ж_\varphi$ (рис. 2.17, *г*). Рассмотрим положение стержня, отклоненного на угол φ_{x2}. Вычислим потенциальную энергию системы как работу всех сил, совершаемую при возвращении стержня в равновесное положение,

$$П = -mgh\,(1 - \cos\varphi_{x2}) + 0{,}5\,ж_\varphi\varphi_{x2}^2.$$

При малых φ имеем $\cos\varphi \cong 1 - \varphi^2/2$, поэтому

$$П = -mgh\varphi_{x2}^2/2 + ж_\varphi\varphi_{x2}^2/2.$$

Условие минимума потенциальной энергии

$$\frac{\partial^2 П}{\partial\varphi_{x2}^2} = -mgh + ж_\varphi > 0,$$

т. е. $mgh < ж_\varphi$, или

$$mgh < \frac{ж_1 ж_2 b_1^2}{ж_2 + (b_1/b_2)^2 ж_1}. \qquad (2.51)$$

Нормами расчетов подвижного состава установлено, что для обеспечения запаса устойчивости центр масс кузова должен находиться на 1,5—2 м ниже точки, соответствующей расстоянию h, определяемому из условия устойчивости. Выразим это условие через прогибы кузовной $f_2 = mg/ж_2$ и буксовой $f_1 = mg/ж_1$ ступеней подвешивания. Преобразуя уравнение (2.51), получим

$$\frac{mg}{ж_1 ж_2}\left[ж_2 + \left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2 ж_1\right] \leqslant \frac{b_1^2}{h_c + 2}$$

или

$$f_1 + (b_1/b_2)^2 f_2 \leqslant b_1^2/(h_c + 2), \qquad (2.52)$$

где h_c — координата центра масс экипажа.

Условие (2.52) позволяет определить наибольший суммарный статический прогиб $f_\Sigma = f_1 + f_2$ или минимальную допустимую жесткость рессорного подвешивания, при которых устойчивость равновесия кузова от опрокидывания обеспечивается с необходимым запасом без дополнительных конструктивных мероприятий.

Теорема Лагранжа, которая выведена для консервативных систем, остается справедливой и для диссипативных систем, получаемых из устойчивых консервативных добавлением диссипативных сил. В этом случае получаются асимптотически устойчивые системы.

Понятие об устойчивости движения. Исследование устойчивости движения может быть сведено к исследованию нулевого решения системы уравнений так называемого возмущенного движения (уравнения в вариациях). А. М. Ляпунов показал, что во многих случаях устойчивость может быть исследована по линеаризированным уравнениям движения, получаемым путем разложения в ряд всех нелинейностей с сохранением первых, отличных от нуля членов. В задачах малых колебаний, описываемых системой линейных дифференциальных уравнений (2.20), проверка устойчивости решений сводится к проверке ограничений значений обобщенных координат в любой момент времени. Для этого характеристические показатели (собственные значения), найденные из уравнения (2.33), должны удовлетворять определенным условиям.

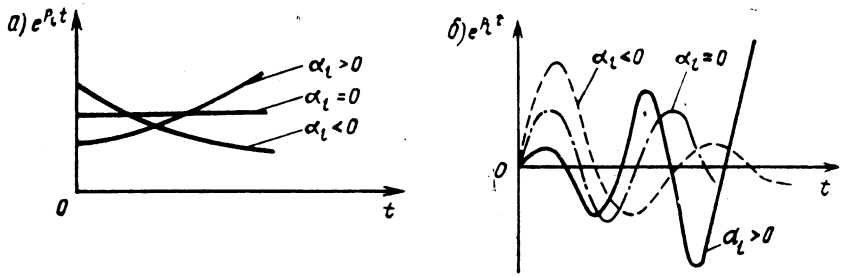


Рис. 2.18. Графики $e^{p_l t}$ для вещественных $p_l = \alpha_l$ ($а$) и комплексных $p_l = +\alpha_l \pm j\omega_{св\,l}$ ($б$) характеристических показателей

Согласно выражениям (2.32) и (2.35) любые частные решения, из которых путем линейной комбинации формируется общее решение, можно представить в виде

$$\vec{q}(t) = \sum_{l=1}^{2k} D_l \vec{\mu}_l e^{p_l t}. \qquad (2.53)$$

Отдельные слагаемые выражения (2.53) зависят от вида характеристических показателей p_l. Например, если p_l вещественное число, то возможны три случая изменения множителя $e^{p_l t}$ со временем (рис. 2.18, $а$). Если характеристический показатель p_l комплексное число: $p_l = +\alpha_l \pm j\omega_{св\,l}$, то закон изменения $e^{p_l t}$ будет колебательным. Причем при $\alpha < 0$ колебания будут затухать, при $\alpha > 0$ нарастать неограниченно, а при $\alpha = 0$ колебания будут незатухающими (рис. 2.18, $б$).

Таким образом, решение (2.53) линейной системы уравнений (2.20) будет ограниченным, если ни один характеристический показатель не имеет положительной вещественной части.

Если же систему уравнений (2.20) рассматривать как результат линеаризации некоторой нелинейной системы, то в соответствии с основными теоремами Ляпунова об устойчивости по первому приближению можно утверждать следующее:

в том случае, когда все характеристические показатели линеаризированной системы имеют отрицательные вещественные части, нулевое решение исходной нелинейной системы устойчиво асимптотически независимо от членов высших порядков в разложении нелинейности;

при хотя бы одном характеристическом показателе, имеющем положительную вещественную часть, исходная система неустойчива;

когда один или несколько показателей имеют нулевые вещественные части, то об устойчивости исходной системы нельзя судить по линейному приближению.

Отыскание характеристических показателей p_l, входящих в выражение (2.53), представляет собой трудоемкую задачу для систем с числом степеней свободы $k \geqslant 3$, хотя и существуют реализованные на ЭВМ специальные методы. Задача исследования устойчивости и заключается в том, чтобы, не определяя самих характеристических показателей, найти условия, при которых все они имеют отрицательные вещественные части. С этой целью применяют специальные критерии устойчивости.

Рассмотрим применение алгебраического критерия. Для его использования необходимо знать коэффициенты характеристического уравнения (2.33), которое получается в результате подстановки выражения (2.53) в (2.20) и раскрытия определителя системы в виде

$$A_{2k} p^{2k} + A_{2k-1} p^{2k-1} + \ldots + A_1 p + A_0 = 0. \qquad (2.54)$$

Получение уравнения (2.54) при $k \geqslant 3$ хотя и связано со значительным объемом вычислений, однако проще, чем определение характеристических показателей.

Согласно алгебраическому критерию Раусса-Гурвица все p_i будут иметь отрицательные вещественные части при выполнении следующих условий

$$\text{если } k = 1, \quad \text{то } A_i > 0;$$

$$\text{если } k = 2, \quad \text{то } A_i > 0 \quad \text{и} \quad A_3 (A_1 A_2 - A_0 A_3) > A_1^2 A_4.$$

При $k > 2$ дополнительные условия на соотношение коэффициентов характеристического уравнения приводятся в специальной литературе.

Рассмотренные вопросы относятся к устойчивости «в малом». Существуют системы, устойчивость которых может нарушаться лишь при достижении обобщенными координатами некоторых предельных значений. Для таких систем необходимо проводить проверку устойчивости «в большом» по исходным нелинеаризированным уравнениям движения.

В некоторых нелинейных системах могут возникать независимые от начальных условий незатухающие колебания, амплитуды которых ограничиваются некоторыми предельными значениями и зависят только от свойств самой системы. Такие *системы* называют *автоколебательными*.

В неустойчивой системе не существует установившихся колебаний под воздействием гармонической силы, понятие ЧХ как реакции на такое единичное возмущение теряет смысл и применение частотных методов становится невозможным. В связи с этим до расчета установившихся колебаний частотным методом необходимо убедиться в устойчивости системы. Вместе с тем условия устойчивости являются необходимыми, но недостаточными. Дальнейший анализ системы должен проводиться на вынужденные колебания с определением ПДК.

В заключение укажем, что современное развитие вычислительных средств позволяет производить непосредственный анализ сложных нелинейных систем путем интегрирования дифференциальных уравнений во времени с определением всех характеристик колебательных процессов и ПДК.

§ 2.6. КОЛЕБАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ ПРИ СЛУЧАЙНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

Постановка задачи. Как уже указывалось, возмущения, вызывающие колебания подвижного состава, носят случайный характер. Это означает, что на основе определения характеристик вынужденных колебаний при детерминированных возмущениях нельзя однозначно ответить на вопрос: каким закономерностям подчиняются колебания системы?

В процессе исследования колебаний локомотивов при случайных возмущениях определяют некоторые осредненные характеристики выходных процессов динамической системы, представляющих собой случайные функции времени — случайные процессы.

Понятие о случайном процессе. *Случайным процессом* называют бесконечную совокупность функций времени, значения которых в произвольный момент времени могут быть любыми. Отдельная функция времени из этой совокупности представляет собой реализацию случайного процесса. В качестве примера на рис. 2.19 приведены графики трех реализаций $x_0(t)$, $x_1(t)$ и $x_2(t)$ случайного процесса $X(t)$.

Случайный процесс в каждый фиксированный момент времени рассматривают как совокупность бесконечного количества значений случайной величины $X(t_i)$. Плотность вероятностей каждой величины называют *одно-*

мерной плотностью вероятностей $f[x(t), t]$ случайного процесса $X(t)$. Эта характеристика не содержит информации о зависимости между случайными величинами $X(t_i)$ при различных t_i; более подробная информация имеется в многомерных плотностях распределения $f[x(t_1), x(t_2), \ldots, x(t_n), t_1, t_2, \ldots, t_n]$.

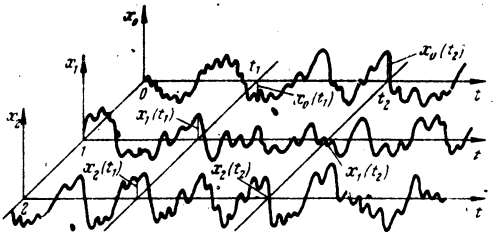


Рис. 2.19. Реализации случайного процесса $X(t)$

Более просто описание некоторых случайных процессов можно выполнить с помощью неслучайных функций — *характеристик*, основными из которых являются математическое ожидание, дисперсия и корреляционная функция.

Математическое ожидание — начальный момент нулевого порядка:

$$\bar{x}(t) = \langle x(t) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) f[x(t), t]\, dx,$$

где символ $\langle x(t) \rangle$ означает операцию математического ожидания.

Дисперсия — второй центральный момент:

$$S_x^2(t) = \langle \overset{0}{x}{}^2(t) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} [\overset{0}{x}(t)]^2 f[x(t), t]\, dx,$$

где $\overset{0}{x}(t) = x(t) - \bar{x}(t)$ — центрированный случайный процесс; $S_x(t)$ — среднее квадратичное отклонение.

Как и для случайных величин, $S_x^2(t)$ характеризует разброс случайной функции относительно ее среднего значения.

Корреляционная функция $R(t_1, t_2)$ — второй смешанный центральный момент, который можно определять как для одного $X(t)$, так и для двух $X(t)$ и $Y(t)$ случайных процессов. В первом случае $R(t_1, t_2)$ называют автокорреляционной, во втором — взаимной корреляционной. *Автокорреляционная функция*

$$R_x(t_1, t_2) = \langle \overset{0}{x}(t_1) \overset{0}{x}(t_2) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty}\int \overset{0}{x}(t_1) \overset{0}{x}(t_2) f[x(t_1), x(t_2), t_1, t_2]\, dx(t_1)\, dx(t_2). \quad (2.55)$$

Она имеет размерность квадрата случайного процесса $X(t)$ и характеризует связь между значениями $x(t)$ в разные моменты времени, т. е. она определяет степень зависимости между сечениями случайного процесса, относящимися к различным t.

При $t_1 = t_2 = t$ имеем $R_x(t_1, t_2) = S_x^2(t)$, т. е. автокорреляционная функция превращается в дисперсию случайного процесса, поэтому на практике часто пользуются *безразмерной нормированной автокорреляционной функцией*

$$r_x(t_1, t_2) = R_x(t_1, t_2)/S_x^2(t).$$

Эта функция может изменяться в пределах $-1 \leqslant r_x(t_1, t_2) \leqslant 1$.

Взаимная корреляционная функция

$$R_{xy}(t_1, t_2) = \langle \overset{0}{x}(t_1) \overset{0}{y}(t_2) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty}\int \overset{0}{x}(t_1) \overset{0}{y}(t_2) f[x(t_1)\, y(t_2), t_1, t_2]\, dx(t_1)\, dy(t_2). \quad (2.56)$$

Она имеет размерность, равную произведению размерностей случайных процессов $X(t)$ и $Y(t)$ и характеризует связь между значениями двух случайных процессов в разные моменты времени, т. е. определяет степень зависимости между их сечениями, относящимися к различным t.

Для $R_{xy}(t_1, t_2)$, как и для $R_x(t_1, t_2)$, вводят *безразмерную нормированную взаимную корреляционную функцию*

$$r_{xy}(t_1, t_2) = R_{xy}(t_1, t_2)/[S_x(t)\, S_y(t)].$$

Она также изменяется в пределах $-1 \leqslant r_{xy}(t_1, t_2) \leqslant 1$.

Многие задачи динамики локомотивов решаются с помощью теории стационарных случайных процессов, причем под стационарным понимают такой процесс, характеристики которого не зависят от начала отсчета времени, т. е. $\bar{x}(t) = \bar{x} = \text{const}$; $S_x^2(t) = S_x^2 = \text{const}$, а корреляционная функция зависит только от сдвига времени $R_x(t_1, t_2) = R_x(\tau)$ и $R_{xy}(t_1, t_2) = R_{xy}(\tau)$, где $\tau = t_2 - t_1$.

Стационарный случайный процесс называют *эргодическим* в том случае, если его среднее значение и корреляционная функция, найденные по множеству реализаций, совпадают с подобными характеристиками, найденными осреднением по времени:

$$\bar{x} = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^{\infty} x(t)\, dt;$$

$$S_x^2 = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^{\infty} \overset{0}{x}{}^2(t)\, dt;$$

$$R_x(\tau) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^{T} \overset{0}{x}(t)\, \overset{0}{x}(t+\tau)\, dt; \quad R_{xy}(\tau) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^{T} \overset{0}{x}(t)\, \overset{0}{y}(t+\tau)\, dt.$$

Вычисление $\bar{x}$, S_x^2, $R_x(\tau)$ и $R_{xy}(\tau)$ по этим формулам легко выполняется при обработке реализаций случайных процессов, полученных расчетом или при испытаниях локомотивов на линии. Поэтому на практике вначале вводят допущение об эргодичности стационарного случайного процесса, а затем после вычисления характеристик $\bar{x}$ и $R_x(\tau)$ процесса проверяют правильность этого допущения.

При исследовании случайных колебаний удобно представлять стационарный случайный процесс в виде

$$X(t) = \bar{x} + \int_{-\infty}^{\infty} x_\Phi(\omega)\, e^{i\omega t}\, d\omega, \tag{2.57}$$

где $x_\Phi(\omega)$ — случайная функция параметра ω, которую называют *спектром процесса* $X(t)$.

Для представления процесса $X(t)$ этой формулой используют условие статистической независимости составляющих

$$\langle x_\Phi(\omega)\, x_\Phi(\omega')\rangle = \Phi_x(\omega)\, \delta(\omega - \omega'), \tag{2.58}$$

где $\delta(\omega-\omega')$ — дельта-функция: $\delta(\omega-\omega') = \begin{cases} \infty & \text{при } \omega = \omega'; \\ 0 & \text{при } \omega \neq \omega'. \end{cases}$

Дельта-функция обладает следующим свойством:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(\omega)\, \delta(\omega - \omega')\, d\omega' = f(\omega),$$

где $f(\omega)$ — произвольная функция.

Детерминированная функция $\Phi_x(\omega)$ параметра ω называется *спектральной плотностью* случайного процесса $X(t)$.

С помощью рассмотренных характеристик случайных процессов расчет динамической системы на случайное воздействие сводится к определению по заданным характеристикам входных процессов аналогичных характеристик выходных процессов.

В теории вероятностей доказано, что спектральная плотность стационарного случайного процесса связана с корреляционной функцией преобразованием Фурье

$$\Phi_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau)\, e^{-j\omega\tau}\, d\tau. \qquad (2.59)$$

Выразив используемую здесь комплексную экспоненту по формуле Эйлера и учитывая известное из теории вероятности свойство четности корреляционной функции $R_x(\tau) = R_x(-\tau)$, преобразуем выражение (2.57) к виду

$$\Phi_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) \cos \omega\tau d\tau.$$

Спектральная плотность $\Phi_x(\omega)$ также является четной функцией, т. е. $\Phi_x(\omega) = \Phi_x(-\omega)$.

На практике применяют одностороннюю спектральную плотность $G_x(\omega)$, определенную при $0 < \omega < \infty$:

$$G_x(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_{0}^{\infty} R_x(\tau) \cos \omega\tau d\tau.$$

Заменим ω на $f = \omega/(2\pi)$, тогда

$$G_x(f) = 2\pi G_x(\omega) = 4 \int_{0}^{\infty} R_x(\tau) \cos 2\pi f\tau d\tau. \qquad (2.60)$$

Формула (2.60) является основной для вычисления спектральной плотности по экспериментальным записям случайных процессов.

По спектральной плотности можно определить *дисперсию случайного процесса*

$$S_x^2 = \int_{0}^{\infty} G_x(f)\, df. \qquad (2.61)$$

Размерность спектральной плотности равна квадрату размерности случайного процесса, умноженной на секунду. В соответствии с этим физический смысл *спектральной плотности* состоит в том, что она характеризует распределение энергии случайного процесса по частотам спектра. На основе выражения (2.61) можно уточнить и физический смысл дисперсии, которую можно рассматривать как среднюю мощность случайного процесса.

На практике удобно пользоваться нормированной спектральной плотностью

$$g_x(f) = G_x(f)/S_x^2. \qquad (2.62)$$

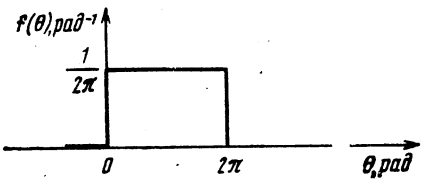


Рис. 2.20. Плотность вероятностей равномерного закона распределения

Часто встречается случайный процесс, представляющий собой синусоидальный сигнал со случайной фазой:

$$x(t) = a \sin(\omega_0 t + \theta), \tag{2.63}$$

где a, ω_0 — постоянные величины; θ — случайная фаза, равномерно распределенная в интервале от 0 до 2π (рис. 2.20), т. е. случайная величина с плотностью вероятностей $f(\theta) = 1/(2\pi)$.

Автокорреляционная функция такого случайного процесса в соответствии с выражением (2.55) определяется как

$$R_x(t) = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} a \sin(\omega_0 t + \theta)\, a \sin[\omega_0 (t+\tau) + \theta]\, d\theta = 0{,}5a^2 \cos\omega_0 \tau. \tag{2.64}$$

Таким образом, корреляционная функция гармонического сигнала со случайной фазой также оказалась гармонической. Дисперсия этого процесса

$$S_x^2 = R_x(0) = 0{,}5a^2.$$

Откуда среднее квадратичное отклонение

$$S_x = a/\sqrt{2} = (\sqrt{2}/2)a. \tag{2.65}$$

Спектральная плотность процесса, описываемого выражением (2.63)

$$G_x(\omega) = \frac{S_x^2}{2\sqrt{\pi}}\,\delta(\omega - \omega_0). \tag{2.66}$$

Класс случайных процессов, характеризующих колебания локомотива, может быть описан с помощью выражений спектральной плотности дифференцируемых случайных процессов:

$$G_x(\omega) = \frac{S_x^2}{\alpha\sqrt{\pi}} \exp\left(-\frac{\omega^2}{4\alpha^2}\right); \tag{2.67}$$

$$G_x(\omega) = \frac{S_x^2}{2\alpha\sqrt{\pi}}\left\{\exp\left[-\frac{(\omega-\omega_1)^2}{4\alpha^2}\right] + \exp\left[-\frac{(\omega+\omega_1)^2}{4\alpha^2}\right]\right\}. \tag{2.68}$$

По графикам спектральной плотности (рис. 2.21), соответствующим выражениям (2.67) и (2.68), можно определить параметры α и ω_1. Параметр α примерно равен половине ширины пика $G_{x\,б}$ графика спектральной плотности на уровне половины его высоты, а параметр ω_1 — абсциссе пика. Если в выражении (2.67) принять $\alpha \to \infty$, то

$$G_x(\omega) \to S_x^2/(\alpha\sqrt{\pi}). \tag{2.69}$$

Сигнал, у которого спектральная плотность постоянна (рис. 2.22), называют *белым шумом*. Белый шум представляет собой случайный процесс, энергия которого равномерно распределена во всей полосе частот и дисперсия бесконечно велика.

Взаимная спектральная плотность определяется по аналогии с выражением (2.59).

$$\Phi_{xy}(j\omega)=\frac{1}{2\pi}\int\limits_{-\infty}^{\infty}R_{xy}(\tau)\,e^{j\omega\tau}\,d\tau.$$

Заменив в этом выражении $e^{j\omega\tau}$ по формуле Эйлера и перейдя к односторонней спектральной плотности по аналогии с формулой (2.59), запишем

$$G_{xy}(j\omega)=\frac{2}{\pi}\int\limits_{0}^{\infty}R_{xy}(\tau)\cos\omega\tau d\tau+j\frac{2}{\pi}\int\limits_{0}^{\infty}R_{xy}(\tau)\sin\omega\tau d\tau. \qquad (2.70)$$

Поскольку $R_{xy}(\tau)$ не является четной функцией, то в отличие от выражения (2.59) для $G_x(\omega)$ взаимная спектральная плотность является комплексной функцией частоты:

$$G_{xy}(j\omega)=\mathrm{Re}\,G_{xy}(j\omega)+j\,\mathrm{Im}\,G_{xy}(j\omega)=G^{A}_{xy}(\omega)\exp\left[jG^{\Phi}_{xy}(\omega)\right]. \qquad (2.71)$$

Вещественная часть взаимной спектральной плотности

$$\mathrm{Re}\,G_{xy}(j\omega)=\frac{2}{\pi}\int\limits_{0}^{\infty}R_{xy}(\tau)\cos\omega\tau d\tau;$$

мнимая часть взаимной спектральной плотности

$$\mathrm{Im}\,G_{xy}(j\omega)=\frac{2}{\pi}\int\limits_{0}^{\infty}R_{xy}(\tau)\sin\omega\tau d\tau;$$

амплитудная составляющая взаимной спектральной плотности

$$G^{A}_{xy}(\omega)=\sqrt{[\mathrm{Re}\,G_{xy}(j\omega)]^2+[\mathrm{Im}\,G_{xy}(j\omega)]^2};$$

фазовая составляющая взаимной спектральной плотности

$$G^{\Phi}_{xy}(\omega)=\mathrm{arctg}\,\{\mathrm{Im}\,G_{xy}(j\omega)\,[\mathrm{Re}\,G_{xy}(j\omega)]^{-1}\}.$$

На практике вместо $G^{A}_{xy}(\omega)$ используют нормированную функцию, называемую *функцией когерентности*,

$$\gamma^2_{xy}(\omega)=\left[G^{A}_{xy}(\omega)\right]^2[G_x(\omega)\,G_y(\omega)]^{-1}. \qquad (2.72)$$

Эта функция может изменяться в пределах $0<\gamma^2_{xy}(\omega)\leqslant 1$.

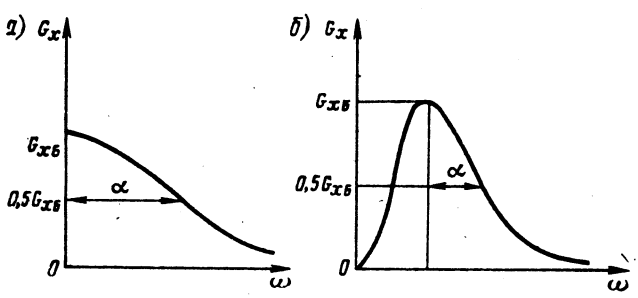


Рис. 2.21. Графики спектральной плотности, соответствующие:
а — выражению (2.67); *б* — выражению (2.68)

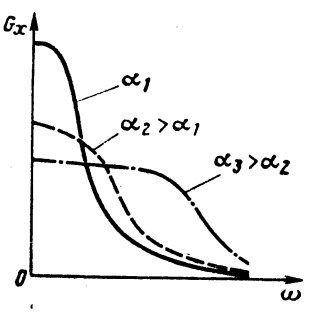


Рис. 2.22. Графики спектральной плотности при $\alpha\to\infty$

Функция когерентности характеризует долю энергии, которая на заданной частоте в процессе $X(t)$ определяется процессом $Y(t)$. Если $\gamma^2_{xy}(\omega_i) = 0$, то случайные процессы $X(t)$ и $Y(t)$ на данной частоте ω_i некогерентны. Если при всех частотах $\gamma^2_{xy}(\omega) = 0$, то процессы $X(t)$ и $Y(t)$ статистически независимы. Если при всех частотах $\gamma^2_{xy}(\omega) = 1$, то процессы $X(t)$ и $Y(t)$ полностью когерентны, т. е. вся энергия процесса $X(t)$ определяется процессом $Y(t)$.

Определение реакции линейной динамической системы на стационарное случайное возмущение. Определение характеристик колебаний динамической системы при случайном возмущении относится к задачам вынужденных колебаний. Каждой реализации из совокупности входных возмущений соответствует набор реализации выходных процессов $\vec{\mathbf{q}}(t)$. Для получения статистических характеристик выходных процессов необходимо произвести статистическую обработку этих $\vec{\mathbf{q}}(t)$. Такой метод решения задачи является наиболее общим и применим к любой линейной или нелинейной системе. Однако его применение связано с огромным объемом вычислений. Для систем некоторых классов при специфических свойствах возмущения разработаны методы, позволяющие значительно упростить задачу.

Рассмотрим определение статистических характеристик случайного процесса колебаний линейной динамической системы при стационарном случайном возмущении. Предположим, что параметры системы неизменны во времени (система стационарна). Тогда выходной процесс при стационарном возмущении также будет стационарным.

Пусть на систему действует вектор возмущений $\vec{\boldsymbol{\eta}}(t)$, компоненты которого являются центрированными стационарными случайными процессами. Согласно выражению (2.57) представим его как

$$\vec{\boldsymbol{\eta}}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega)\, e^{j\omega t}\, d\omega,$$

где $\vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega)$ — случайный спектр процесса $\vec{\boldsymbol{\eta}}(t)$ (здесь учтено, что для центрированного процесса $\bar{\vec{\eta}} = 0$).

Вектор выходных случайных процессов можно записать аналогично

$$\vec{\mathbf{q}}(t) = \int_{0}^{\infty} \vec{\mathbf{q}}_{\Phi}(\omega)\, e^{j\omega t}\, d\omega.$$

Комплексный случайный спектр выходных процессов $\vec{\mathbf{q}}_{\Phi}(\omega)$ выражается через $\vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega)$ с помощью матрицы частотных характеристик (2.46)

$$\vec{\mathbf{q}}_{\Phi}(\omega) = \mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega)\, \vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega).$$

Используя условие статистической независимости колебаний на разных частотах в стационарных процессах, можно установить связь между спектральными плотностями входа и выхода.

Вычислим произведение процессов для двух значений ω и ω'; применим операцию усреднения

$$\langle \vec{\mathbf{q}}^{*}_{\Phi}(\omega')\, \vec{\mathbf{q}}_{\Phi}(\omega) \rangle = \langle \mathbf{W}^{*}_{q-\eta}(j\omega)\, \mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega)\, \vec{\boldsymbol{\eta}}^{*}_{\Phi}(\omega')\, \vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega) \rangle$$

или

$$\langle \vec{\mathbf{q}}^{*}_{\Phi}(\omega')\, \vec{\mathbf{q}}_{\Phi}(\omega) \rangle = \langle \mathbf{W}^{*}_{q-\eta}(j\omega)\, \mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega) \rangle \langle \vec{\boldsymbol{\eta}}^{*}_{\Phi}(\omega')\, \vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega) \rangle. \qquad (2.73)$$

Здесь знак * означает операцию *эрмитовского сопряжения*, при котором строки заменяются столбцами и у мнимых частей всех элементов меняется знак. Поскольку $\vec{\mathbf{q}}(t)$ и $\vec{\boldsymbol{\eta}}(t)$ стационарны, то согласно выражению (2.58):

$$\langle \vec{\mathbf{q}}^*_{\Phi}(\omega')\vec{\mathbf{q}}_{\Phi}(\omega)\rangle = \vec{\boldsymbol{\Phi}}_q(\omega)\,\delta(\omega-\omega');$$

$$\langle \vec{\boldsymbol{\eta}}^*_{\Phi}(\omega')\,\vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega)\rangle = \vec{\boldsymbol{\Phi}}_{\eta}(\omega)\,\delta(\omega-\omega').$$

Подстановка этих выражений в условие (2.73) дает

$$\vec{\boldsymbol{\Phi}}_q(\omega) = \mathbf{W}^*_{q-\eta}(j\omega)\,\mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega)\,\vec{\boldsymbol{\Phi}}_{\eta}(\omega)$$

или

$$\vec{\boldsymbol{\Phi}}_q(\omega) = |\mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega)|^2\,\vec{\boldsymbol{\Phi}}_{\eta}(\omega). \qquad (2.74)$$

Здесь матрица квадратов модулей ЧХ является матрицей квадратов амплитудных частот характеристик $\mathbf{A}^2_{q-\eta}(\omega)$, каждый элемент ее $A^2_{l-r}(\omega)$ представляет собой квадрат амплитуды в координате l от r-го единичного воздействия в векторе $\vec{\boldsymbol{\eta}}$.

Аналогичным образом усредняя произведение процессов $\vec{\mathbf{q}}^*_{\Phi}(\omega')$ и $\vec{\boldsymbol{\eta}}_{\Phi}(\omega)$, получим взаимную спектральную плотность между входом и выходом системы

$$\vec{\boldsymbol{\Phi}}_{q-\eta}(j\omega) = \mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega)\,\vec{\boldsymbol{\Phi}}_{\eta}(\omega). \qquad (2.75)$$

На практике вместо двусторонней спектральной плотности $\vec{\boldsymbol{\Phi}}(\omega)$ в выражениях (2.74) и (2.75) обычно применяют одностороннюю спектральную плотность $\vec{\mathbf{G}}(\omega)$.

В рассмотренной постановке задачи для систем со стационарным гауссовским возмущением наличие спектральной плотности позволяет найти распределение текущих значений выходных процессов, поскольку их одномерный закон распределения также будет гауссовским со средними значениями $\bar{q} = 0$ и дисперсиями, определяемыми через $\vec{\mathbf{G}}_q(\omega)$ на основе формулы (2.61).

По найденной спектральной плотности может быть вычислена корреляционная функция выходного процесса с помощью обратного преобразования Фурье. Если возмущение нестационарно, то спектральная плотность не существует и решение задачи сводится к нахождению корреляционной функции реакции динамических систем по корреляционной функции возмущения.

Рассмотренный метод, помимо решения прямой задачи — определения характеристик реакции динамической системы на стационарное возмущение, — позволяет решить и обратную задачу — определение параметров самой динамической системы по известным входным и выходным процессам, т. е. задачу идентификации динамической системы.

При этом из выражения (2.75) элементы матрицы экспериментальных ЧХ можно определить как

$$W_{l,r}(j\omega) = G_{l,r}(j\omega)/G_r(\omega). \qquad (2.76)$$

Затем параметры системы подбирают таким образом, чтобы элементы матриц ЧХ мало отличались от соответствующих элементов экспериментальных матриц.

Глава 3

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВОВ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

§ 3.1. СПОСОБЫ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЛОКОМОТИВОВ С УЧЕТОМ СЛУЧАЙНОГО ХАРАКТЕРА КОЛЕБАНИЙ

Показатели виброзащиты. Эти показатели обозначают U_{qi} и оценивают по максимальным значениям ускорений и перемещений, коэффициентов динамики и коэффициентов запаса конструктивного прогиба пружины (см. § 2.3). Для детерминированных гармонических одночастотных колебательных процессов максимальные значения показателей определяются амплитудами соответствующих колебаний, которые могут быть найдены рассмотренными в § 2.5 методами. При случайных колебаниях оценка динамических показателей значительно усложняется. Более того, способ оценки должен быть увязан с методикой обработки экспериментальных данных, применявшейся при установлении нормативных значений этих показателей.

В первом приближении максимальное значение U_{qi} для гауссова случайного процесса $q_i(t)$ можно с вероятностью 0,997 оценить утроенным средним квадратичным отклонением, т. е.

$$P[|U_{qi}| \leqslant 3S_{qi}] \cong 0{,}997. \tag{3.1}$$

Однако по существу оценку показателей динамических качеств ПДК при случайном характере колебаний следует выполнять на основе задания вероятности непревышения максимумом случайного процесса нормативного уровня $[U_{qi}]$. Вероятность такого превышения меньше 0,997 [см. выражение (3.1)].

Для оценки ПДК таким способом необходимо знать плотность вероятностей локальных максимумов случайного процесса.

Напомним, что в точках экстремума процесса (максимум или минимум) первая производная равна нулю (рис. 3.1). В теории вероятностей доказано, что распределение локальных максимумов гауссова процесса подчиняется закону Райса (рис. 3.2):

$$f(h_э) = \left\{ \frac{\varepsilon}{2\pi} \exp\left(-\frac{h_э^2}{2\varepsilon^2}\right) \pm h_э (1-\varepsilon^2)^{0,5} \exp\left(-\frac{h_э^2}{2}\right) \Phi\left[\frac{h_э}{\varepsilon}(1-\varepsilon)^{0,5}\right] \right\}, \tag{3.2}$$

или

$$f(h_э) = \frac{1}{\vartheta}\left\{ \sqrt{\frac{\vartheta^2-1}{2\pi}} \exp\left[-\frac{h_э^2 \vartheta^2}{2(\vartheta^2-1)}\right] \pm h_э \exp\left(-\frac{h_э^2}{2}\right) \Phi\left(\frac{h_э}{\sqrt{\vartheta^2-1}}\right) \right\}. \tag{3.3}$$

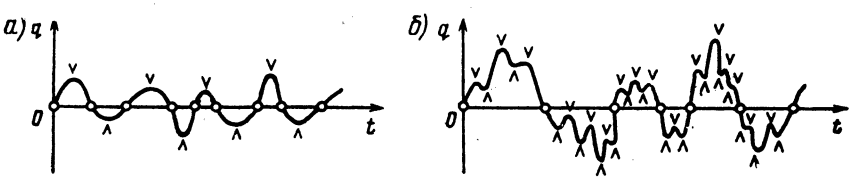


Рис. 3.1. Реализации случайных процессов — узкополосного (*а*) и широкополосного (*б*): 0 — нули процесса; V — положительные экстремумы; Λ — отрицательные экстремумы

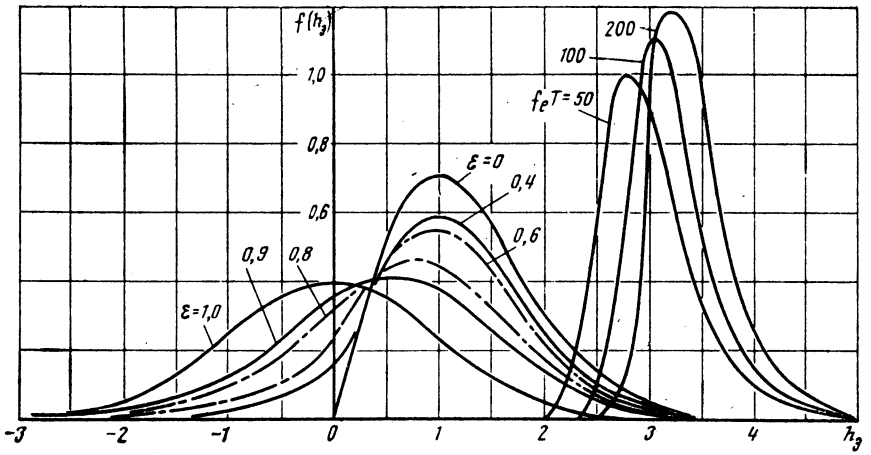


Рис. 3.2. Графики плотностей вероятности локальных (кривые при $\varepsilon = 0 \div 1$) и абсолютных (при $f_e T = 50$; 100 и 200) максимумов

Здесь знак плюс относится к распределению максимумов, минус — к распределению минимумов; $h_э$ — нормированное значение экстремума $q_э$:

$$h_э = q_э / S_q;$$

$\Phi(z)$ — функция Лапласа:

$$\Phi(z) = \int_{-\infty}^{z} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx.$$

Плотности вероятностей, определяемые выражениями (3.2) и (3.3), являются двухпараметрическими. Они определяются средним квадратичным отклонением S_q мгновенных значений случайного процесса $q(t)$ и коэффициентом широкополосности ϑ или шириной функции спектральной плотности ε:

$$\vartheta = S_{\dot{q}} S_q / S_q^2 = 1/\sqrt{1-\varepsilon^2};$$

$$\varepsilon = \sqrt{1 - S_q^4 / (S_{\dot{q}}^2 S_q^2)} = \sqrt{\vartheta^2 - 1}/\vartheta. \qquad (3.4)$$

Средние квадратичные отклонения первой $S_{\dot{q}}$ и второй $S_{\ddot{q}}$ производных случайного процесса $q(t)$ выражаются через функцию спектральной плотности $G_q(f)$ исходного процесса $q(t)$:

$$S_{\dot{q}} = \sqrt{\int_0^\infty f^2 G_q(f)\, df};$$

$$S_{\ddot{q}} = \sqrt{\int_0^\infty f^4 G_q(f)\, df}. \qquad (3.5)$$

Коэффициент широкополосности ϑ может быть оценен и непосредственно по реализации случайного процесса $q(t)$ как отношение среднего числа максимумов n_{max} или минимумов n_{min} этого процесса к среднему числу его нулей n_0 (пересечений нулевого уровня при $\bar{q} = 0$) за время реализации T:

$$\vartheta = n_{max}/n_0 = n_{min}/n_0. \qquad (3.6)$$

В зависимости от величины ϑ или ε случайные процессы подразделяют на узко- и широкополосные. К узкополосным (см. рис. 3.1, *а*) относят процессы при $1 \leqslant \vartheta < 1{,}09$ или $0 < \varepsilon \leqslant 0{,}4$, к широкополосным — при $1{,}09 \leqslant \vartheta < \infty$ или $0{,}4 < \varepsilon \leqslant 1$.

Реализация случайного процесса, приведенного на рис. 3.1, *б*, соответствует широкополосному процессу и отличается тем, что между двумя последовательными нулями имеется больше, чем два экстремума.

При $\varepsilon = 0$ или $\vartheta = 1$ закон Райса переходит в закон Релея

$$f(h_э) = h_э \exp\left(-h_э^2/2\right) \text{ или}$$

$$f(q_э) = \frac{q_э}{S_q^2} \exp\left(-\frac{q_э^2}{S_q^2}\right). \tag{3.7}$$

Распределение узкополосных процессов при $1 < \vartheta \leqslant 1{,}09$ или $0 < \varepsilon \leqslant 0{,}4$ мало отличается от распределения Релея; поэтому считают, что распределение максимумов такого случайного процесса подчиняется закону Релея.

При $\varepsilon = 1$ или $\vartheta = \infty$ распределение максимумов становится симметричным. Формула (3.7) для закона распределения максимумов при $\varepsilon = 1$ преобразуется в гауссов закон распределения мгновенных значений случайного процесса

$$f(h_э) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{h_э^2}{2}\right) \text{ или } f(q_э) = \frac{1}{S_q\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{q_э^2}{2S_q^2}\right). \tag{3.8}$$

Таким образом, используя распределение Райса, можно по заданной вероятности найти соответствующее значение максимума случайного процесса $U_{qi}(t)$ и, сравнивая его с нормативным $[U_{qi}]$ (см. § 2.3), установить соответствие динамических свойств локомотива предъявляемым требованиям. При этом предполагается, что нормативные значения $[U_{qi}]$ также были установлены на основе анализа выборочных оценок распределений максимумов. Однако значения $[U_{qi}]$ на отечественных железных дорогах установлены не путем анализа распределений максимумов случайных процессов $q_i(t)$, а на основе измерения наибольших значений $q_i(t)$ в реализациях длительностью 30 с и последующего усреднения 10—20 таких значений. В этом случае по существу определяется среднее значение абсолютных максимумов H случайного процесса $U_{qi}(t)$ продолжительностью T. Таким образом, допустимые значения соответствующих показателей представляют собой средние их абсолютных максимумов. Под *абсолютным максимумом* H понимают самое большое значение случайного процесса за реализацию длительностью T. Распределение абсолютных максимумов случайных процессов зависит от среднего квадратичного отклонения S_q, эффективной частоты f_e и длины реализаций T.

Под *эффективной частотой случайного процесса* $q(t)$ понимают величину

$$f_e = \frac{S_{\dot{q}}}{S_q} = \sqrt{\int_0^\infty f^2 g(f)\, df} = \frac{n_0}{2T}, \tag{3.9}$$

т. е. частоту детерминированного процесса $\sqrt{2}S_q \sin(2\pi f_e t + \theta)$ [см. формулы (2.63) и (2.65)], эквивалентного по средней мощности рассматриваемому случайному процессу.

Для случайных процессов, возникающих в механической части локомотивов, распределение абсолютных максимумов (см. рис. 3.2) может быть описано выражением

$$f(H) = \frac{d}{dH} \exp\left\{-f_e T \exp\left[-\frac{(H-\overline{H})^2}{S_q^2}\right]\right\}. \tag{3.10}$$

Среднее значение абсолютного максимума

$$\overline{H} = \int_0^\infty H f(H)\, dH.$$

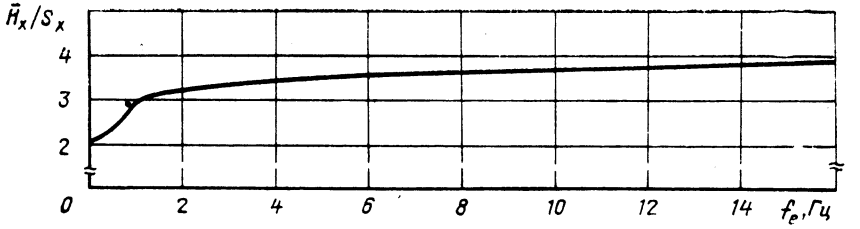


Рис. 3.3. График зависимости $\overline{H}_x/S_x$ от f_e

Для стационарных случайных процессов оно может быть определено по приближенной формуле, рекомендованной акад. В. В. Болотиным,

$$\overline{H} = S_q(\sqrt{2\ln f_e T} + 1/\sqrt{2\ln f_e T}). \qquad (3.11)$$

Поскольку при назначении нормативных значений $[U_{qi}]$ длина реализации случайного процесса $U_{qi}(t)$ была принята равной 30 с, формула (3.11) примет вид

$$\overline{H}(U_{qi}) = S(U_{qi})\left[\sqrt{2(3{,}4+\ln f_e)} + \frac{1}{\sqrt{2(3{,}4+\ln f_e)}}\right].$$

Из этого выражения и выражения (3.1) следует, что расхождение между способом оценки динамических качеств локомотива по величинам $\overline{H}(U_{qi})$ и $3S(U_{qi})$ зависит от f_e. Как видно из рис. 3.3, при $f_e \leqslant 1$ Гц нормированные средние значения абсолютного максимума $\overline{H}_x/S_x < 3$, а при $f_e > 1$ Гц величина $\overline{H}_x/S_x > 3$.

Таким образом, для оценки показателей виброзащиты локомотива при стационарных случайных процессах изменения этих показателей необходимо найти спектральную плотность $G(f)$ соответствующего показателя $U_{qi}(t)$ и по ней определить $S(U_{qi})$ по формуле (2.61) и $f_e(U_{qi})$ — по формуле (3.9). Затем по формуле (3.11) можно вычислить среднее значение абсолютного максимума $\overline{H}(U_{qi})$. Сравнивая $\overline{H}(U_{qi})$ с допустимым значением соответствующего показателя $[U_{qi}]$, делают заключение о возможности эксплуатации исследуемого локомотива.

Показатели безопасности движения. К этим показателям, обозначаемым U_{qi}, относятся такие, как устойчивость колеса против схода с рельсов, устойчивость пути против сдвига в плане и устойчивость пути по ширине, колеи. Значение U_{qi} принято определять по формулам, приведенным на с. 37, 38, используя на основе данных рис. 3.3 в качестве максимальных значений боковой силы $Y_б$ и бокового давления рельса на шпалу $Y_ш$ величину $2{,}5S(U_{qi})$.

Плавность хода. В установившихся режимах движения этот показатель оценивается по коэффициенту плавности хода или по времени утомляемости (см. § 2.3). Для определения коэффициента плавности хода используют выражение (2.13), в которое входит вероятность появления j-го уровня амплитуды. Преобразовав его, можно выразить коэффициент плавности хода через спектральную плотность ускорений

$$C = 1{,}02\sqrt[6{,}67]{\int_0^\infty A_ф^{6,67}(f)\, f^{-0{,}667}\, G_a(f)\, df}. \qquad (3.12)$$

Выражение (3.12) позволяет вычислить коэффициент плавности хода по результатам спектрального анализа колебаний локомотива, что значительно проще, чем использование формулы (2.13). На основе выражения (3.12) можно по аналогии с формулой (2.11) получить выражение $C(v)$ и через спектральную плотность перемещений кузова.

§ 3.2. СПОСОБЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

При заданной схеме рессорного подвешивания его параметры выбирают в процессе проектирования механической части на основе расчетов колебаний локомотивов исходя из условия обеспечения нормативных значений показателей динамических качеств $[U_i]$ (см. § 2.3). По результатам расчетов колебаний по формулам (3.11) и (3.12) определяют значения этих показателей при разных скоростях движения и строят графики их зависимости от скорости $U_i(v)$. Откладывая на этих графиках (рис. 3.4, *а*) нормативное значение соответствующего показателя $[U_i]$, можно определить максимальную допустимую скорость движения $v_{i\,max}$.

Если же зависимость $U_i(v)$ имеет максимум при резонансной скорости движения $v_р$ (рис. 3.4, *б*), то условие обеспечения нормативных значений показателей качества хода проверяют по максимальному значению U_i:

$$\max\{U_i(v)\} \leqslant [U_i] \text{ при } 0 < v < v_к. \qquad (3.13)$$

Условие (3.13) не содержит никакой информации о качестве выбора параметров рессорного подвешивания в том смысле, что различные сочетания параметров могут обеспечить соблюдение этого условия, однако неизвестно, какое из них будет наиболее целесообразным.

Поэтому приходится вводить дополнительные условия выбора параметров рессорного подвешивания, в частности, использовать минимизацию некоторой целевой функции $Ц$, т. е. решать задачу оптимизации.

При решении конкретной задачи оптимизации любая совокупность параметров, минимизирующая выбранную целевую функцию, должна удовлетворять ограничениям, налагаемым на значения этих параметров, обусловленных конструктивными или любыми другими соображениями, на функционалы выходных координат (плавность хода, диапазон частот и др.). Отыскание экстремума функции при наличии ограничений производится специально разработанными методами.

Наиболее обоснованной была бы целевая функция в виде минимума суммарных затрат на производство и эксплуатацию локомотива. Однако на практике применяют целевые функции в виде линейных и нелинейных комбинаций показателей динамических качеств с весовыми коэффициентами. При этом возможны некоторый произвол в выборе весовых коэффициентов и не-

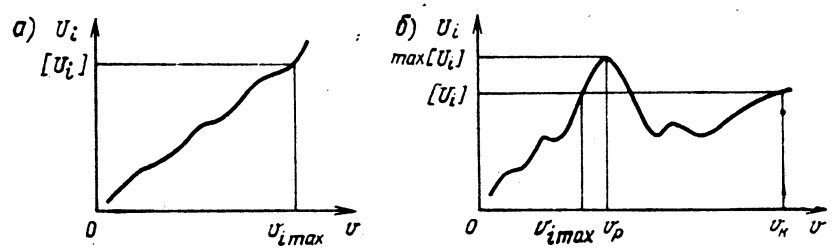


Рис. 3.4. К определению максимальной допустимой скорости для зависимостей $U_i(v)$ монотонной (*а*) и с резонансным максимумом (*б*)

которая некорректность решения при линейной зависимости ПДК. Свободна от этих недостатков целевая функция, представляющая собой интенсивность выбросов ПДК за пределы их допустимых значений, предложенная В. В. Болотиным для стационарных случайных процессов:

$$Ц_1 = \sum_{i=1}^{m} f_e(U_i) \exp\left\{-\frac{[U_i]}{2S(U_i)}\right\}, \qquad (3.14)$$

где $f_e(U_i)$ и $S(U_i)$ — соответственно эффективная частота и среднее квадратичное отклонение i-го показателя динамических качеств; $[U_i]$ — допустимое по нормам значение соответствующего показателя.

При определении оптимальных параметров рессорного подвешивания целесообразно в формуле (3.14) принимать $m = 4$, рассматривая интенсивность выбросов в четырехмерном пространстве, образованном такими ПДК, как ускорения и перемещения кузова, а также коэффициенты динамики в кузовном и буксовом подвешивании.

Наиболее строгое решение задачи можно получить, применяя методы многокритериальной оптимизации. При этом оптимальность рассматривается как компромисс между отдельными противоречивыми частными критериями оптимизации U_i, каждый из которых представляет собой целевую функцию. Однако этот компромисс должен быть обоснован специальными соображениями, т. е. дополнительными условиями.

В задачах оптимизации параметров рессорного подвешивания с этой целью удобно использовать функцию допустимых потерь

$$Ц_2 = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}\left\{\frac{U_i - U_i^*}{[U_i] - U_i^*}\right\}^2}, \qquad (3.15)$$

где U_i^* — минимальное значение i-го частного критерия, найденного при решении задачи оптимизации по этому критерию; m — число критериев.

Оптимальные параметры рессорного подвешивания находятся на так называемом *множестве Парето*, которое состоит из минимальных значений U_i^*, а также всех других, при которых целевая функция (3.15) меньше, чем при U_i^*. Оптимальному решению соответствует совокупность параметров рессорного подвешивания $ж_1$, $ж_2$, β_1, β_2 (индекс 1 соответствует буксовому подвешиванию, 2 — кузовному), при которой значение $Ц_2$ минимально на множестве Парето. Таким образом достигается однозначность решения многокритериальной задачи.

Для ускорения процедуры оптимизации параметров рессорного подвешивания локомотивов имеет значение правильный выбор нулевого приближения значений параметров $ж_k$ и β_k. Можно ориентироваться на соответствующие рекомендации, содержащиеся в проекте «Технические требования по динамике, прочности и воздействию на путь к вновь проектируемым экипажам локомотивов» (разработан ВНИИЖТом):

суммарный статический прогиб рессорного подвешивания локомотивов должен приниматься в соответствии с табл. 3.1;

распределение суммарного статического прогиба по ступеням рессорного подвешивания рекомендуется выполнять с соотношением 1:2, причем бóльшая доля прогиба должна соответствовать кузовному подвешиванию;

коэффициент затухания гидравлических гасителей колебаний (или эквивалентный коэффициент вязкого трения при других типах гасителей) дол-

Таблица 3.1

Тип локомотива	Конструкционная скорость $v_к$, км/ч	Суммарный статический прогиб f_Σ, мм, не менее
Грузовой	120	140
Вывозной	120	140
Маневровый	100	100
Пассажирский	160	160
Пассажирский высокоскоростной	200—250	200

жен составлять $(0{,}2 \div 0{,}3)\,\beta_{кр}$ для вертикальных колебаний и $(0{,}3 \div 0{,}4)\,\beta_{кр}$ для боковых.

В силу кинематического характера действующих возмущений наилучшие виброзащитные свойства могут быть обеспечены при минимальной суммарной жесткости рессорного подвешивания, т. е. при максимальном статическом прогибе. Поэтому при выборе параметров практически всегда оказывается, что оптимальная жесткость близка к ограничению по устойчивости равновесия кузова [см. формулу (2.52)]. В связи с этим задача оптимизации практически сводится к выбору распределения жесткости (статического прогиба) по ступеням рессорного подвешивания и определению оптимальной степени демпфирования.

§ 3.3. ПОНЯТИЕ О НАДЕЖНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ ВИБРОЗАЩИТНЫХ ФУНКЦИЙ

В процессе изготовления и эксплуатации локомотивов из-за разброса характеристик материалов, применяемых для изготовления деталей механической части, и отклонений в технологии изготовления этих деталей возникают отклонения действительных значений показателей качества от их расчетных и даже нормативных значений. Так, жесткости пружин рессорного подвешивания могут различаться на 30 % в пределах допусков на их изготовление и свойства материала. Замеры жесткостей комплектов пружин рессорного подвешивания электропоездов показали, что средние значения $\overline{ж}_{1,2}$ близки к расчетным, а коэффициенты вариации $\nu = S(ж)/\overline{ж}$ составляют примерно 0,047 для буксового и 0,035 для кузовного подвешивания. Значительный разброс имеют также и характеристики гидравлических и фрикционных гасителей колебаний. Это приводит к тому, что ПДК различных локомотивов одного и того же типа будут разными и даже вновь изготовленный локомотив может не удовлетворять требованиям и допустимым значениям ПДК.

Кроме того, изменения параметров рессорного подвешивания могут происходить в процессе эксплуатации вследствие износа поверхностей трущихся пар во фрикционных гасителях колебаний, а также в других узлах механической части, утечки жидкости в гидравлических гасителях, старения резиновых элементов и т.п. В процессе эксплуатации изменяются и характеристики пути.

Эксперименты, проведенные на эксплуатируемых электропоездах ЭР22, показали, что при пробеге 7500 км средние значения коэффициента затухания β уменьшаются в 1,2 раза, а его среднее квадратичное отклонение возрастает в 2 раза.

Аналогичные изменения были установлены и для силы трения фрикционных гасителей колебаний. В частности, для гасителей электропоезда ЭР2 можно приближенно считать, что среднее значение силы трения, кН, уменьшается в зависимости от пробега L, км:

$$\overline{F}_{тр}(L) = 5{,}4 - 2{,}04 \cdot 10^{-5} L.$$

Все это, вместе взятое, приводит к тому, что показатели динамических качеств в процессе эксплуатации, как правило, ухудшаются. Для выбора параметров рессорного подвешивания, обеспечивающих требуемый уровень качества в течение определенной наработки или межремонтного пробега экипажа (времени эксплуатации), при учете перечисленных выше причин применяют методы теории надежности. Ограничимся рассмотрением оценки одного из основных составляющих свойств надежности — безотказности. Будем считать, что превышение в эксплуатации любым из показателей динамических качеств U_i своего нормативного значения $[U_i]$ можно рассматривать как нарушение работоспособности рессорного подвешивания, т.е. как *отказ* (нарушение процесса выполнения виброзащитных функций).

Оценить вероятность безотказной работы рессорного подвешивания в указанном выше смысле можно на основе методов теории надежности. Параметры рессорного подвешивания в эксплуатации вследствие износа или старения изменяются, как правило, достаточно медленно. При этом за время, необходимое для обеспечения удовлетворительной точности при вычислении статистических характеристик случайных колебаний экипажа (15—20 мин), параметры рессорного подвешивания практически не изменяются. Таким образом можно считать, что показатели динамических качеств экипажа зависят только от случайных значений параметров рессорного подвешивания, причем статистические характеристики этих параметров могут меняться с наработкой. Это допущение дает возможность для каждого значения наработки вычислить статистические характеристики ПДК и затем определить вероятность безотказного выполнения рессорным подвешиванием виброзащитных функций.

Статистические характеристики ПДК как функции случайных аргументов, т. е. параметров $ж_k$, β_k и $F_{трk}$, можно получить, если найдена плотность вероятностей функции случайных аргументов, или с помощью упрощенных методов. Из последних наибольшее распространение получил метод теории чувствительности, согласно которому нелинейная зависимость $U_l = U_l(ж_k, \beta_k, F_{трk}) = U_l(\xi_j)$ при $l = 1, 2, \ldots, n_l$; $k = 1, 2, \ldots, n_k$; $j = 1, 2, \ldots, n_j$ разлагается в ряд Тейлора в области средних значений параметров $\overline{ж}_k$, $\overline{\beta}_k$ и $\overline{F}_{трk}$. Это позволяет сравнительно просто найти моменты распределений любого порядка функции U_l. Здесь обозначено: n_l — число определяемых ПДК; n_k — число соответствующих параметров; n_j — общее число случайных параметров.

По найденным моментам распределения показателей U_l подбирают закон распределения $f(U_l)$. Экспериментальные данные, подтвержденные расчетами, показали, что законы распределения ПДК для локомотивов близки к гауссовым. Поэтому можно ограничиться определением первых двух моментов распределения, т. е. $\overline{U}_l$ и $S^2(U_l)$.

Поскольку значения ПДК зависят не только от скорости движения v, но и вследствие изменения параметров рессорного подвешивания от пробега L (наработки), найденное распределение U_l является условным $f(U_l/v, L)$. Поэтому для определения вероятности безотказной работы, которая выражается как вероятность непревышения ни одним из ПДК допустимого уровня, можно на осно-

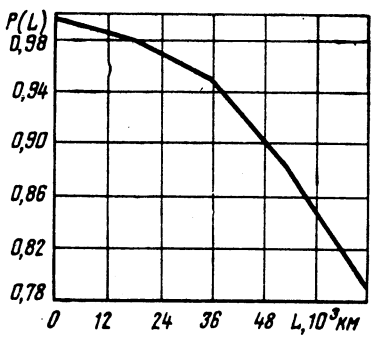


Рис. 3.5. График вероятности безотказного выполнения рессорным подвешиванием моторного вагона электропоезда ЭР22 виброзащитных функций

ве интеграла полной вероятности записать следующее приближенное выражение:

$$P(L)=\prod_{l=1}^{n_l}\left[1-\int_0^{v_{\max}} f(v)\int_{[U_l]}^{\infty} f(U_l/v,\ L)\,dU_l\,dv\right]. \qquad (3.16)$$

Здесь учтено, что вероятность одновременного наступления независимых событий равна произведению вероятностей каждого.

Рассчитанная по формуле (3.16) зависимость $P(L)$ для рессорного подвешивания моторного вагона электропоезда ЭР22 (рис. 3.5) показывает, что, как и следовало ожидать, вероятность безотказной работы снижается по мере роста наработки, причем с увеличением пробега интенсивность снижения $P(L)$ возрастает. В начальный момент (при $L=0$) $P(L)<1$, что объясняется разбросом параметров рессорного подвешивания в пределах технологических допусков.

Зная зависимости $P(L)$ и нормируя допустимый уровень безотказности, можно более обоснованно назначать межремонтный пробег $L_{\text{мр}}$.

Глава 4

ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

§ 4.1. УПРОЩЕННЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЛОКОМОТИВОВ

В практике предварительных исследований применяют упрощенные динамические модели локомотивов с одной степенью свободы, линейчатую одноосную с двумя степенями свободы и модель плоского двухосного экипажа. В таких моделях путь, как правило, считают абсолютно жестким, а возмущение — детерминированным гармоническим или более сложного вида (см. § 2.1). Указанные модели позволяют выявить особенности вертикальных колебаний локомотивов, связанные с характером возмущения, влиянием запаздывания в его передаче, а также получить приближенные сведения о влиянии изменения параметров рессорного подвешивания на ПДК.

Модель с одной степенью свободы. Эта модель (см. рис. 2.2, *а*) локомотива позволяет оценить особенности динамических свойств, определяемых ее структурой и характером действующего возмущения, а также наметить пути обеспечения виброзащиты локомотива. Однако, как показывает опыт, полученные по такой модели значения ПДК сильно отличаются от действительных.

Рассмотрим колебания локомотива как системы с одной степенью свободы (рис. 4.1), т. е. $k=1$; система имеет одну обобщенную координату $q_1=z$. В системе действуют активные силы: $F_{\text{в}}$ — силовое возмущение, закон изменения которого во времени задают; $F_{\text{ин}}=m\ddot{z}$ — сила инерции; $F_y=\varkappa(z-\eta)$ — упругая сила; $F_{\text{д}}$ — диссипативная сила — для рис. 4.1, *а* $F_{\text{д}}=\beta(\dot{z}-\dot{h})$, для рис. 4.1, *б* $F_{\text{д}}=F_{\text{тр}}\operatorname{sign}(\dot{z}-\dot{\eta})$.

Выражения этих сил даны в предположении, что все силы положительны; обратное их направление учтено на рис: 4.1, *в*.

Задаем $v^*=\dot{z}^*$ и вычисляем обобщенную силу по формуле (2.16)

$$Q_l^{\text{а}+\text{ин}}=\frac{1}{\dot{z}^*}(-F_{\text{в}}\dot{z}^*-F_{\text{ин}}\dot{z}^*-F_{\text{уп}}\dot{z}^*-F_{\text{д}}\dot{z}^*)=-F_{\text{в}}-F_{\text{ин}}-F_{\text{уп}}-F_{\text{д}}.$$

Тогда уравнения движения в соответствии с формулой (2.17) будут:

для схемы рис. 4.1, *а* $m\ddot{z}+\beta\dot{z}+\varkappa z=\beta\dot{\eta}+\varkappa\eta+F_{\text{в}}$, (4.1)

для схемы рис. 4.1, *б* $m\ddot{z}+\varkappa z+F_{\text{тр}}\operatorname{sign}(\dot{z}-\dot{\eta})=\varkappa\eta+F_{\text{в}}$. (4.2)

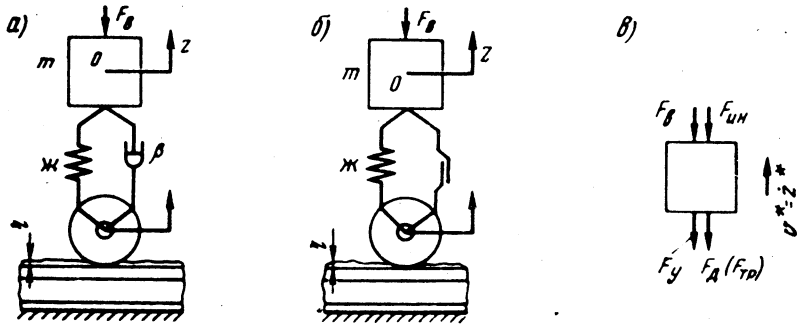


Рис. 4.1. Модель вертикальных колебаний локомотива как системы с одной степенью свободы:

а, б — с гасителем колебаний соответственно гидравлическим и фрикционным; *в* — схема сил, действующих на локомотив

Первые два слагаемых в правой части формулы (4.1), а также первое слагаемое в правой части (4.2) представляют собой обобщенную силу от кинематического возмущения.

Ограничимся анализом линейной системы; уравнение ее колебаний (4.1) преобразуем, введя безразмерные параметры ω_c и n [см. формулы (2.26) и (2.27)]. Поскольку при движении по рельсовому пути на локомотив действует кинематическое возмущение, примем $F_в = 0$. Тогда уравнение вынужденных колебаний локомотива как системы с одной степенью свободы примет вид

$$\ddot{z} + 2n\omega_c\dot{z} + \omega_c^2 z = 2n\omega_c\dot{\eta} + \omega_c^2\eta. \qquad (4.3)$$

В соответствии с выражением (2.44) найдем частотную характеристику (ЧХ) по координате подпрыгивания на основе частного решения при $\eta = e^{j\omega t}$

$$W_{z-\eta}(j\omega) = (\omega_c^2 + j\cdot 2n\omega_c\omega)[\omega_c^2 - \omega^2 + j\cdot 2n\omega_c\omega]^{-1}. \qquad (4.4)$$

Рассмотрим, как изменяется в зависимости от частоты возмущений амплитуда колебаний модели локомотива, т. е. модуль ЧХ или амплитудная частотная характеристика (АЧХ) $A_{z-\eta}(\omega)$. Анализ удобно выполнять, пользуясь безразмерной частотой

$$\xi = \omega\sqrt{m/ж} = \omega/\omega_c. \qquad (4.5)$$

С учетом формулы (4.5) получим на основании выражения (4.4)

$$A_{z-\eta}(\xi) = \sqrt{1+4n^2\xi^2}\,[\sqrt{(1-\xi^2)^2+4n^2\xi^2}]^{-1} = \mu_\eta, \qquad (4.6)$$

где μ_η — динамический коэффициент.

При увеличении частоты ξ числитель этого выражения монотонно возрастает, а знаменатель убывает до некоторого минимального значения. При $n \ll 1$ этот минимум достигается на частоте $\xi \cong 1$ и равен примерно $2n$.

Таким образом, амплитуда кинематического возмущения $\eta(t)$ передается на кузов локомотива увеличенной в μ_η раз. Динамический коэффициент μ_η зависит от относительного демпфирования, соотношения частот вынужденных и собственных колебаний и имеет максимум на частоте, близкой к $\xi = 1$, т. е. к частоте собственных колебаний ω_c. При $\eta \ll 1$

$$\max\{A_{z-\eta}(\xi)\} = \max\{\mu_\eta\} \simeq \sqrt{1+4n^2}/(2n). \qquad (4.7)$$

Поскольку ПДК локомотива определяются не только перемещениями, но и ускорениями $\ddot{z}$ и коэффициентами динамики, т. е. силами F в рессорном подвешивании, выразим АЧХ для $\ddot{z}$ и F. При гармоническом колебании $\ddot{z} = -\omega^2 z$, а $F = ж(z - \eta) + \beta(\dot{z} - \dot{\eta}) = -m\ddot{z}$; соответствующие АЧХ:

$$A_{\ddot{z}-\eta}(\xi) = \frac{ж}{m}\xi^2\mu_\eta, \tag{4.8}$$

$$A_{F-\eta}(\xi) = ж\xi^2\mu_\eta. \tag{4.9}$$

Как и следовало ожидать, эти выражения одинаково зависят от частоты ξ и, поскольку $F = -m\ddot{z}$, различаются только постоянным множителем:

$$A_{F-\eta}(\xi) = mA_{\ddot{z}-\eta}(\xi). \tag{4.10}$$

Согласно выражениям (4.8) и (4.9) амплитуды ускорений подпрыгивания локомотива и сил в его рессорном подвешивании пропорциональны жесткости подвешивания. Это соответствует установившемуся представлению о том, что для улучшения динамических качеств локомотивов целесообразно по возможности уменьшать жесткость рессорного подвешивания.

Кроме того, уровень колебаний в значительной мере определяется соотношением частот ξ вынужденных и собственных колебаний и в области резонанса ($\omega \cong \omega_c$) даже при малом n и небольшом значении $ж$ может быть высоким. Уменьшение жесткости двояко влияет на изменение амплитуды колебаний. С одной стороны, при уменьшении $ж$ уменьшается амплитуда возмущения, с другой стороны, при фиксированном β увеличивается n, так как уменьшается $\beta_{кр}$. Например, если уменьшить жесткость рессорного подвешивания в 2 раза, сохраняя неизменным коэффициент затухания β, то n увеличивается в $\sqrt{2}$ раз. Тогда максимальное значение динамического коэффициента, вычисленное по (4.7) при $n = 0{,}1$ в исходной системе, уменьшится примерно в $\sqrt{2}$ раз, а максимальное значение АЧХ ускорений локомотива станет меньше в $\sqrt{2}$ раз, т. е. не пропорционально уменьшению жесткости. Увеличение степени демпфирования приводит к уменьшению резонансных амплитуд для перемещения и ускорения (рис. 4.2). Однако нельзя утверждать, что увеличение n позволяет получить систему, обладающую лучшими ПДК. Из рис. 4.2 видно, что в зарезонансной области (при $\xi > 1$) увеличение n приводит к возрастанию АЧХ для ускорений и, следовательно, сил в рессорном подвешивании [см. формулу (4.8)].

При расчете виброзащиты от силовых возмущений, связанных с вращением неуравновешенных частей, также используют модели с одной степенью свободы. АЧХ для перемещений в такой модели можно получить из уравнения (4.1) при $\eta = 0$ и $\dot{\eta} = 0$

$$A_{z-F_н}(\xi) = \frac{1}{ж}\mu_F = \frac{1}{ж}\frac{1}{\sqrt{(1-\xi^2)^2 + 4n^2\xi^2}}. \tag{4.11}$$

Аналогичным образом получаются АЧХ для ускорений и сил:

$$A_{\ddot{z}-F_в}(\xi) = \frac{1}{m}\xi^2\mu_F, \tag{4.12}$$

$$A_{F-F_в}(\xi) = \xi^2\mu_F = mA_{\ddot{z}-F_в}(\xi). \tag{4.13}$$

В большинстве задач виброзащиты оборудования локомотивов (дизель-генераторные установки тепловозов, мотор-компрессоры и т.п.) частота си-

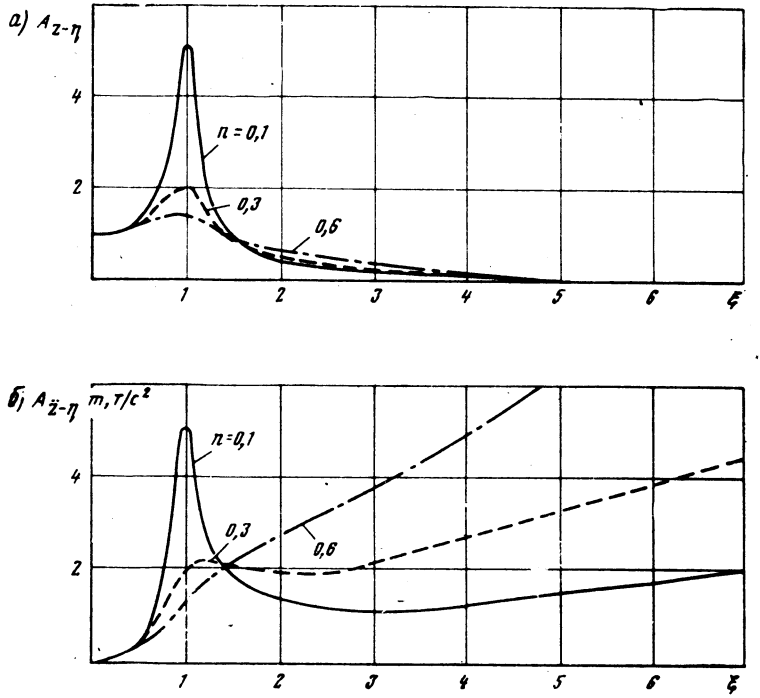


Рис. 4.2. Амплитудные частотные характеристики перемещений (*а*) и ускорений (*б*) подпрыгивания модели локомотива как системы с одной степенью свободы

лового возмущения, как правило, фиксирована в определенном диапазоне. Во избежание резонанса жесткости виброзащитных элементов в таких случаях выбирают бо́льшими, так, чтобы собственная частота системы значительно перевосходила рабочие частоты. Здесь влияние жесткости $ж$ на динамические свойства системы в определенном смысле противоположно ее влиянию в системе с кинематическим возмущением.

Анализ колебаний локомотива как системы с одной степенью свободы при случайном возмущении $\eta(t)$ проводить нецелесообразно, так как значения ПДК, вычисленные по спектральным плотностям выходных процессов (см. § 2.6), существенно отличаются от полученных при эксперименте.

Для приближенного определения ПДК локомотивов часто используют так называемые линейчатые одноосные модели с двумя (рис. 4.3) и бо́льшим количеством степеней свободы.

Линейчатая одноосная модель с двумя степенями свободы. Выведем уравнения движения этой модели по методике, рассмотренной в § 2.4. Здесь $\kappa = 2$, $q_1 = z_1$, $q_2 = z_2$. Обобщенные силы инерции можно вычислить с помощью оператора Лагранжа. Кинетическая энергия системы

$$T = m_1\dot{z}_1^2/2 + m_2\dot{z}_2^2/2.$$

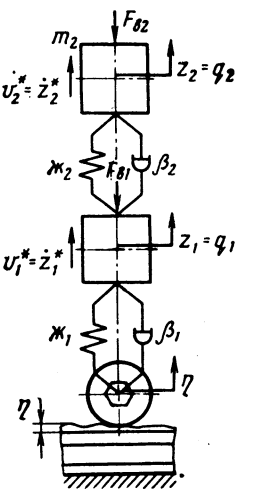


Рис. 4.3. Линейчатая одноосная модель локомотива как системы с двумя степенями свободы

Обобщенные силы инерции по выражению (2.18):

$$Q_1^{\text{ин}} = -m_1\ddot{z}_1;\ Q_2^{\text{ин}} = -m_2\ddot{z}_2.$$

Для вычисления обобщенной силы $Q_1^{\text{а}}$ принимаем $z_2 = \text{const}$. Задаем $\dot{z}_1^*$. По формуле (2.16)

$$Q_1^{\text{а}} = \frac{1}{\dot{z}_1^*}(-F_{\text{в}1}\dot{z}_1^* - F_{\text{у}2}\dot{z}_1^* - F_{\text{д}2}\dot{z}_1^* - F_{\text{у}1}\dot{z}_1^* - F_{\text{д}1}\dot{z}_1^*) =$$

$$= -F_{\text{в}1} - F_{\text{у}2} - F_{\text{д}2} - F_{\text{у}1} - F_{\text{д}1}.$$

Аналогично, фиксируя z_1 и задавая $\dot{z}_2^*$, запишем

$$Q_2^{\text{а}} = -F_{\text{в}2} - F_{\text{у}2} - F_{\text{д}2}.$$

Согласно выражению (2.17) и выражениям для упругих и диссипативных сил, приведенным в § 2.2, а также с учетом того, что $\Delta_1 = z_1 - \eta$ и $\Delta_2 = z_2 - z_1$, получим уравнения движения:

$$\begin{cases} m_1\ddot{z}_1 + (\beta_1+\beta_2)\dot{z}_1 + (ж_1+ж_2)z_1 - \beta_2\dot{z}_2 - ж_2 z_2 = \beta_1\dot{\eta} + ж_1\eta + F_{\text{в}1}; \\ -\beta_2\dot{z}_1 - ж_2 z_1 + m_2\ddot{z}_2 + \beta_2\dot{z}_2 + ж_2 z_2 = F_{\text{в}2}. \end{cases} \tag{4.14}$$

Как видно из этой системы уравнений, колебания обоих тел связаны, так как в оба уравнения входят координаты z_1, $\dot{z}_1$, z_2, $\dot{z}_2$. Между координатами этой системы имеется упруго-диссипативная связь. Запишем систему (4.14) в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1+\beta_2 & -\beta_2 \\ -\beta_2 & \beta_1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} ж_1+ж_2 & -ж_2 \\ -ж_2 & ж_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} ж_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \eta \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{\eta} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} F_{\text{в}1} \\ F_{\text{в}2} \end{bmatrix}. \tag{4.15}$$

В соответствии с выражениями (2.20) — (2.22) инерционная матрица

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}; \tag{4.16}$$

диссипативная матрица

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \beta_1+\beta_2 & -\beta_2 \\ -\beta_2 & \beta_1 \end{bmatrix}; \tag{4.17}$$

матрица жесткостей

$$\mathbf{Ж} = \begin{bmatrix} ж_1+ж_2 & -ж_2 \\ -ж_2 & ж_1 \end{bmatrix}; \tag{4.18}$$

матрицы преобразования кинематического и силового возмущения в обобщенные силы:

$$\mathbf{L}_{\text{к}} = \begin{bmatrix} ж_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix};\ \mathbf{L}_{\dot{\text{к}}} = \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{L}_{\text{с}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \tag{4.19}$$

По уравнению (4.15) найдем матрицы ЧХ при кинематическом возмущении $\mathbf{H}_{\text{к}}$. На основе системы уравнений (4.14) матрица динамических жесткостей (2.40) определится выражением

$$\mathbf{Ж}(j\omega) = \begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + j\omega(\beta_1+\beta_2) + ж_2 + ж_1 & -j\omega\beta_2 - ж_2 \\ -j\omega\beta_2 - ж_2 & -m_2\omega^2 + j\omega\beta_2 + ж_2 \end{bmatrix}.$$

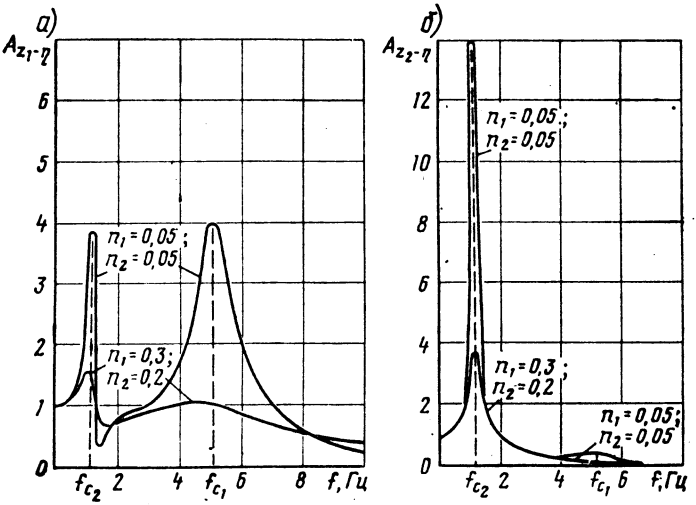


Рис. 4.4. Амплитудные частотные характеристики колебаний подпрыгивания тележки (*а*) и кузова (*б*) линейчатой одноосной модели моторного вагона электропоезда ЭР22 как системы с двумя степенями свободы при различных значениях n

Обратная матрица $\mathbf{Ж}^{-1}(j\omega)$ может быть найдена как решение системы алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами, равными элементам матрицы $\mathbf{Ж}(j\omega)$ при правой части в виде единичной матрицы,

$$\mathbf{Ж}^{-1}(j\omega)=\frac{1}{D}\begin{bmatrix} -m_2\omega^2+j\omega\beta_2+ж_2 & j\omega\beta_2+ж_2 \\ j\omega\beta_2+ж_2 & -m_1\omega^2+j\omega(\beta_1+\beta_2)+ж_1+ж_2 \end{bmatrix}.$$

Определитель матрицы $\mathbf{Ж}(j\omega)$

$$D=[-m_1\omega^2+j\omega(\beta_1+\beta_2)+ж_1+ж_2](-m_2\omega^2+j\omega\beta_2+ж_2)-(j\omega\beta_2+ж_2)^2.$$

Матрица преобразования кинематического возмущения в обобщенные силы для рассматриваемой системы

$$\mathbf{L}_к+j\omega\mathbf{L}_к=\begin{bmatrix} ж_1+j\omega\beta_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Матрица ЧХ от кинематического возмущения

$$\mathbf{W}_{q-\eta}(j\omega)=\begin{bmatrix} W_{z_1-\eta}(j\omega) \\ W_{z_2-\eta}(j\omega) \end{bmatrix}=\mathbf{Ж}^{-1}(j\omega)\begin{bmatrix} ж_1+j\omega\beta_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

С помощью такой модели можно рассмотреть совместные колебания подпрыгивания масс кузова и тележек, считая путь абсолютно жестким. Ускорения и перемещения кузова, а также коэффициенты плавности хода, найденные по такой модели, получаются одинаковыми во всех точках кузова. Коэффициенты динамики в буксовом и кузовном подвешивании будут одинаковы для соответствующих комплектов рессорного подвешивания, в то время как у реального локомотива они могут быть различными.

Для анализа динамических свойств такой модели локомотива рассмотрим сначала АЧХ перемещений тележек $A_{z_1-\eta}(f)$ и кузова $A_{z_2-\eta}(f)$ электропоезда ЭР22* (рис. 4.4) при различной степени демпфирования. В системах с несколькими степенями свободы относительное затухание, соответствующее каждой обобщенной координате, находят как отношение главного коэффициента затухания, расположенного на главной диагонали матрицы $\mathbf{B}$ [см. формулу (5.17)], к его критическому значению, определяемому для так называемой парциальной системы с одной степенью свободы.

* Суммарная масса надрессорного строения двух тележек $m_1=16{,}9$ т, $m_2=59{,}6$ т, $ж_1=13{,}8$ МН/м, $ж_2=4{,}31$ МН/м.

Парциальную систему, соответствующую данной обобщенной координате, получают из исходной закреплением всех обобщенных координат, кроме одной данной.

В рассматриваемом случае $\beta_{1кр} = 2\sqrt{m_1(ж_1 + ж_2)}$, $\beta_{2кр} = 2\sqrt{m_2 ж_2}$, т. е. степени демпфирования:

$$n_1 = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2\sqrt{m_1(ж_1 + ж_2)}}; \quad n_2 = \frac{\beta_2}{2\sqrt{m_2 ж_2}}.$$

Кривые рис. 4.4 построены при двух вариантах значений n_1 и n_2. Как видим, амплитуды подпрыгивания тележки имеют два резонансных максимума примерно одного значения вблизи собственных частот колебаний: $f_{c2} = 1{,}17$ Гц и $f_{c1} = 5{,}25$ Гц, которые можно найти как корни уравнения $D = 0$ при отсутствии затухания в системе, т. е. при $\beta_1 = 0$ и $\beta_2 = 0$ по формуле

$$f_{c1,2} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{ж_2(m_1 + m_2) + m_2 ж_1}{2m_1 m_2} \pm \frac{\sqrt{[ж_2(m_1 + m_2) + m_2 ж_1]^2 - 4m_1 m_2 ж_1 ж_2}}{2m_1 m_2}}.$$

Таким образом, свободные колебания подпрыгивания линейчатой одноосной модели локомотива с двумя степенями свободы происходят с двумя собственными частотами. На частоте $f_{пс2} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{ж_2}{m_2}} = 1{,}35$ Гц (парциальной частоте колебаний кузова) АЧХ перемещений тележки имеет минимум, т. е. при такой частоте кузов работает как виброгаситель по отношению к тележке и амплитуда колебаний тележки резко уменьшается. Виброгашение тем сильнее, чем меньше n; при $n_1 = n_2 = 0$ амплитуда колебаний тележки равна нулю.

Резонансные амплитуды колебаний тележки с увеличением абсолютных значений и доли затухания в буксовом подвешивании резко снижаются, особенно при колебаниях на высшей собственной частоте. АЧХ колебания подпрыгивания кузова при сравнительно малом демпфировании также имеют два максимума на тех же резонансных частотах. Однако второй максимум на частоте, близкой к f_{c1}, примерно в 50 раз меньше, чем первый, при $n_1 = n_2 = 0{,}05$. Таким образом, даже при малой диссипации влияние перемещений тележки на перемещения кузова незначительно. Этим и объясняется экспериментально отмеченный факт: в записях перемещений кузова практически не обнаруживаются составляющие, вызванные колебаниями тележек. Вместе с тем, как видно из рис. 4.5, колебания тележки существенно

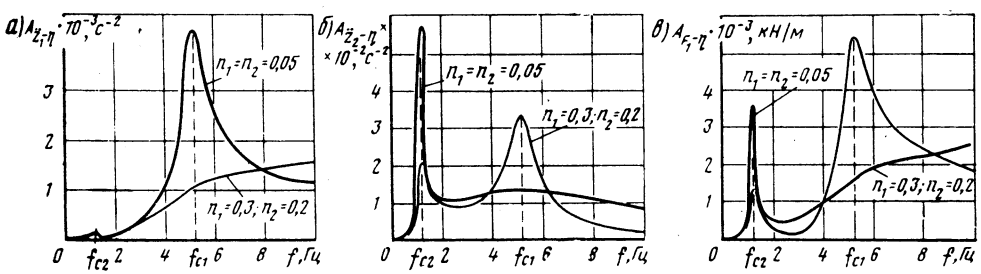


Рис. 4.5. Амплитудные частотные характеристики ускорений подпрыгивания тележки (*а*) и кузова (*б*), а также сил в первичном подвешивании (*в*) линейчатой одноосной модели моторного вагона электропоезда ЭР22 как системы с двумя степенями свободы при различных значениях n

сказываются на амплитудах ускорений кузова, а следовательно, и сил в кузовном подвешивании.

Ускорения тележки (рис. 4.5, *а*) практически не зависят от колебаний кузова (рис. 4.5, *б*). Однако силы в буксовом подвешивании (рис. 4.5, *в*) на собственной частоте f_{c2} имеют значительный максимум, вызванный тем, что на его деформации заметно влияют колебания кузова.

Плоские модели с двумя степенями свободы (см. рис. 2.2 и рис. 4.6). Пользуясь этими моделями, можно получить более подробную информацию о динамических свойствах локомотива. Здесь появляется возможность учесть, кроме подпрыгивания, еще и колебания галопирования и неодновременность задания (запаздывание) возмущения под две колесные пары. Последнее эквивалентно тому, что в обобщенных возмущающих силах появляются слагаемые, имеющие одинаковые частоту и амплитуду, но разные фазы. Эти модели позволяют приближенно получить разные значения ускорений и перемещений по длине локомотива и различные коэффициенты динамики в комплектах рессорного подвешивания, что в большей мере соответствует реальным системам.

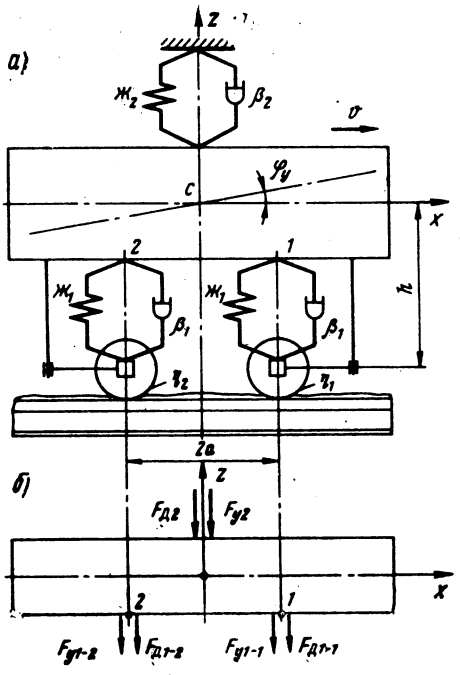


Рис. 4.6. Плоская модель вертикальных колебаний тележки (*а*) как системы с двумя степенями свободы и схема сил (*б*), действующих на тележку

Для примера составим уравнения колебаний плоской модели двухосной тележки (см. рис. 4.6). Такая схема может быть использована для определения коэффициентов динамики в первичном подвешивании. В этой модели рама тележки и колесные пары рассматриваются как абсолютно твердые тела конечных размеров с массами $m_т$, $m_{кп}$ и моментами инерции $J_{ут}$, $J_{укп}$ относительно центральной оси симметрии C_y. Если считать, что кузов локомотива неподвижен, а центры колес не имеют перемещений по отношению к раме тележки вдоль оси x, то положение системы можно определить тремя обобщенными координатами: $q_1 = z$, $q_2 = \varphi_y$ и $q_3 = x$.

В этом случае при галопировании тележки происходит перекатывание колесных пар и подергивание тележки x. Горизонтальное перемещение центра колесной пары $x_{кп} = x + h_т \varphi_y$.

Кинетическая энергия системы в предположении, что качение колесных пар происходит без проскальзывания,

$$T = \frac{m_т \dot{z}^2}{2} + \frac{m_т \dot{x}^2}{2} + \frac{J_{ут} \dot{\varphi}_y^2}{2} + \frac{2m_{кп}(\dot{x} + h_т \dot{\varphi}_y)^2}{2} + \frac{2m_{кп}\rho_{кп}^2}{r^2} \frac{(\dot{x} + h_т \dot{\varphi}_y)^2}{2},$$

где $m_{кп}$ — масса колесной пары; $m_{кп}\rho_{кп}^2$ — момент инерции $J_{укп}$ колесной пары; $\rho_{кп}$ — радиус инерции; r — радиус колесной пары по кругу катания.

Два последних слагаемых учитывают кинетическую энергию колесных пар, причем первое из них — от поступательного движения, второе — от

вращения вокруг собственной оси. Преобразуем выражение для кинетической энергии

$$T=\frac{m_т \dot{z}^2}{2}+\frac{m_т \dot{x}^2}{2}+\frac{I_y \dot{\varphi}_y^2}{2}+2m_{кп}\frac{(\dot{x}+h_т \dot{\varphi}_y)^2}{2}\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right).$$

Как видим, учет перекатывания колесных пар при их жесткой продольной связи с рамой тележки приводит к появлению в выражении кинетической энергии скорости подергивания, т. е. на равномерное прямолинейное движение тележки будут накладываться колебания подергивания.

Определим обобщенные силы инерции на основе выражения (2.18):

$$Q_1^{ин}=\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}}\right)=-m_т \ddot{z}; \tag{4.20}$$

$$Q_2^{ин}=\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_y}\right)=-\left[J_{yт}\ddot{\varphi}_y+2m_{кп}\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right)h_т(\ddot{x}+h_т\ddot{\varphi}_y)\right]=$$

$$=-\left[J_{yт}+2m_{кп}h_т^2\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right)\right]\ddot{\varphi}_y-2m_{кп}h_т\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right)\ddot{x}; \tag{4.21}$$

$$Q_3^{ин}=\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right)=-\left[m_т\ddot{x}+2m_{кп}\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right)(\ddot{x}+h_т\ddot{\varphi}_y)\right]=$$

$$=-\left[m_т+2m_{кп}\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right)\right]\ddot{x}-2m_{кп}h_т\left(1+\frac{\rho_{кп}^2}{r^2}\right)\ddot{\varphi}_y. \tag{4.22}$$

Для нахождения Q_l^a выразим активные силы: $F_{y2}=ж_2 z$; $F_{д2}=\beta_2 z$; $F_{y1\text{-}1}=ж_1(z+a\varphi_y-\eta_1)$; $F_{д1\text{-}1}=\beta_1(z_y+a\varphi_y-\eta_1)$; $F_{y1\text{-}2}=ж_1(z-a\varphi_y-\eta_2)$; $F_{д1\text{-}2}=\beta_1(z-a\varphi_y-\eta_2)$.

Вычислим по формуле (2.16) обобщенные активные силы. При этом обобщенная сила Q_3^a по координате подергивания x получается равной нулю, так как возможная мощность всех активных сил F_{yi} и $F_{дi}$ не зависит от этой координаты. Запишем уравнения движения исследуемой системы в соответствии с выражением (2.17):

$$m_т\ddot{z}+(2\beta_1+\beta_2)\dot{z}+(2ж_1+ж_2)z=\beta_1(\dot{\eta}_1+\dot{\eta}_2)+ж_1(\eta_1+\eta_2); \tag{4.23}$$

$$[J_{yт}+2m_{кп}h_т^2(1+\rho_{кп}^2/r^2)]\ddot{\varphi}_y+2m_{кп}h_т(1+\rho_{кп}^2/r^2)\ddot{x}+2a^2\beta_1\dot{\varphi}_y+2a^2ж_1\varphi_y=$$

$$=a\beta_1(\dot{\eta}_1-\dot{\eta}_2)+aж_1(\eta_1-\eta_2); \tag{4.24}$$

$$2m_{кп}h_т(1+\rho_{кп}^2/r^2)\ddot{\varphi}_y+[m_т+2m_{кп}(1+\rho_{кп}^2/r^2)]\ddot{x}=0. \tag{4.25}$$

В системе уравнений (4.23) — (4.25) колебания подергивания и галопирования получились инерционно связанными.

Выразим из уравнения (4.25) координату $\ddot{x}$ через $\ddot{\varphi}_y$ и подставим ее в формулу (4.24), тогда

$$J_{пр\,y}\ddot{\varphi}_y+2a^2\beta_1\dot{\varphi}_y+2a^2ж_1\varphi_y=a\beta_1(\dot{\eta}_1-\dot{\eta}_2)+aж_1(\eta_1-\eta_2). \tag{4.26}$$

Приведенный момент инерции тележки

$$J_{пр\,y}=J_{y\,т}+2m_{кп}h_т^2\left(1+\rho_{кп}^2/r^2\right)+2m_{кп}h_т^2(1+\rho_{кп}^2/r^2)\left[\frac{m_т}{2m_{кп}\left(1+\rho_{кп}^2/r^2\right)}+1\right]^{-1}.$$

Таким образом, колебания рассматриваемой модели описываются двумя уравнениями (4.23) и (4.26), т. е. число степеней свободы в результате исключения координаты x уменьшилось до двух. В механике обобщенные координаты, которые не входят в выражения обобщенных сил при малых колебаниях, называют *циклическими*. В рассматриваемой системе циклической является координата x.

Известно, что исключение циклических координат позволяет уменьшить число степеней свободы и одновременно изменить инерционные и, вообще говоря, упругие коэффициенты. В данной задаче, поскольку связь циклической координаты x с φ_y только инерционная, исключение x привело к изменению только инерционного коэффициента при $\ddot{\varphi}_y$.

Если в выражении $J_{\text{пр}y}$ [см. формулу на с. 78] $h_{\text{т}}$ мало́, что часто бывает в локомотивных тележках с тяговым двигателем значительной массы, то указанным эффектом можно пренебречь и считать $J_{\text{пр}y} \simeq J_{y\text{т}}$.

Как видно из уравнений (4.23) и (4.26), колебания галопирования и подпрыгивания тележки не связаны. Кроме того, следует иметь в виду, что возмущения η_1 и η_2 выражаются через одну и ту же функцию эквивалентной геометрической неровности $\eta(x) = \eta(vt)$ как функции времени: $\eta_1 = \eta(t)$; $\eta_2 = \eta(t - 2a/v)$.

Примем $\eta_1(t) = \eta_0 e^{j\omega t}$, тогда $\eta_2(t) = \eta_0 e^{-j\omega \frac{2a}{v}} e^{j\omega t}$ и входящие в выражение обобщенных возмущающих сил уравнений (4.23) (4.26) величины $\eta_1 + \eta_2$ и $\eta_1 - \eta_2$ соответственно будут:

$$\eta_1+\eta_2=\eta_0 e^{j\omega t}\left(1+e^{-j\omega \frac{2a}{v}}\right)=\eta_0 e^{j\omega t}\left(1+\cos\omega\frac{2a}{v}-j\sin\omega\frac{2a}{v}\right)=$$

$$=\eta_0 e^{j\omega t}\,2\cos\frac{a}{v}\omega e^{j\left(\pi k-\frac{a}{v}\omega\right)}; \qquad (4.27)$$

$$\eta_1-\eta_2=\eta_0 e^{j\omega t}\left(1-e^{-j\omega \frac{2a}{v}}\right)=\eta_0 e^{j\omega t}\left(1-\cos\omega\frac{2a}{v}+j\sin\omega\frac{2a}{v}\right)=$$

$$=\eta_0 e^{j\omega t}\,2\sin\frac{a}{v}\omega e^{j\left[\frac{0{,}5\pi}{2}(2k+1)-\frac{a}{v}\omega\right]} \quad \text{при } k=0,\ 1,\ 2,\ldots, \qquad (4.28)$$

где η_0 — амплитуда гармонической неровности.

Таким образом, учет запаздывания фактически сводится к расчету на гармоническую неровность с фазой $\frac{a}{v}\omega = 2\pi\frac{a}{L_{\text{н}}}$ (где $L_{\text{н}}$ — длина волны неровности), а также с переменной амплитудой $2\eta_0 \cos\frac{a}{v}\omega$ или $2\eta_0 \sin\frac{a}{v}\omega$, зависящей от скорости движения и частоты.

Уравнения (4.23) и (4.26) можно использовать и для описания колебаний двухосной модели локомотива с одной ступенью рессорного подвешивания, приняв $ж_2$ и β_2 равными нулю. Выполним анализ динамических свойств такого локомотива, рассматривая АЧХ подпрыгивания и галопирования (рис. 4.7) для модели с параметрами моторного вагона ЭР22 ($m = 59{,}6$ т, $J_y = 2171{,}2$ т·с²·м, $ж = 2{,}156$ МН/м, $a = 9$ м, $n = 0{,}2$), которые существенно отличаются от АЧХ подпрыгивания из предыдущих примеров.

Для графиков рис. 4.7 характерны изрезанность и наличие нулевых точек, что обусловлено разностью фаз при подаче возмущения через 1-е и

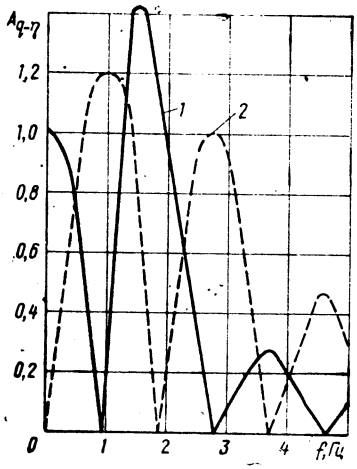


Рис. 4.7. Амплитудные частотные характеристики подпрыгивания (*1*) и галопирования (*2*) плоской модели моторного вагона электропоезда ЭР22 при скорости движения 120 км/ч

2-е колесо. Из выражений (4.23) и (4.26) с учетом (4.27) и (4.28) можно получить АЧХ:

для колебаний подпрыгивания

$$A_{z-\eta}(f)=\frac{2\cos 2\pi fa/v\sqrt{\varkappa^2+4\pi^2 f^2\beta^2}}{\sqrt{(2\varkappa-4\pi^2 f^2 m)^2+16\pi^2 f^2\beta^2}};$$

для колебаний галопирования

$$A_{\varphi_y-\eta}(f)=\frac{2a\sin 2\pi fa/v\sqrt{\varkappa^2+4\pi^2 f^2\beta^2}}{\sqrt{(2a^2\varkappa-4\pi^2 f^2 J_y)^2+16\pi^2 f^2 a^4\beta^2}}.$$

Первая нулевая точка на графике $A_{z-\eta}(f)$ появляется на частоте $v/(4a)$, последующие — через $\Delta f=v/(2a)$. Нулевые точки АЧХ галопирования повторяются через такое же Δf. При увеличении скорости движения несколько сглаживается изрезанность графиков АЧХ. Расстояние между нулевыми точками увеличивается. При одночастотном возмущении амплитуды вынужденных колебаний, определенные по рассматриваемой модели, могут существенно отличаться от результатов, полученных по предыдущим моделям.

Эта плоская модель позволяет получить динамические характеристики в разных точках кузова; на рис. 4.8 приведены АЧХ суммарных перемещений $z_{1,2}$ в точках *1* и *2* кузова: $z_{1,2}=z\pm a\varphi_y$.

АЧХ этих суммарных процессов в отличие от АЧХ подпрыгивания и галопирования не имеют нулевых точек. Абсолютные значения максимумов суммарных процессов больше, чем для составляющих. Из-за наличия нескольких экстремумов АЧХ суммарных процессов напоминают по виду АЧХ для систем с несколькими степенями свободы. Аналогичный характер имеют АЧХ ускорений $\ddot{z}_{1,2}$ и сил в первом и втором комплектах рессорного подвешивания.

Динамические характеристики суммарных процессов в разных точках существенно различаются, особенно для сил в первом и втором комплектах рессорного подвешивания; максимумы этих характеристик приходятся на разные частоты.

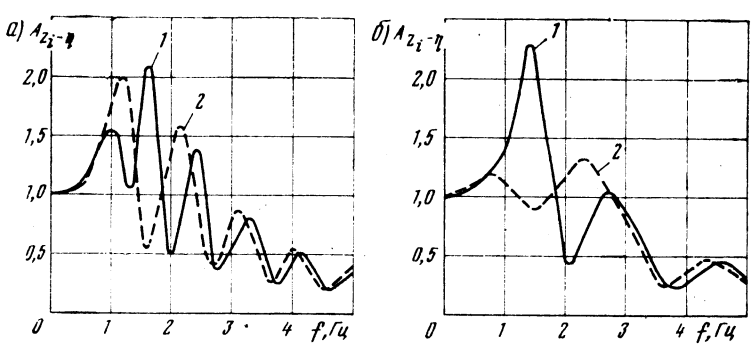


Рис. 4.8. Амплитудные частотные характеристики суммарных перемещений некоторых точек *1* и *2* кузова плоской модели моторного вагона электропоезда ЭР22 (соответственно кривые *1* и *2*) при скоростях движения 60 км/ч (а) и 120 км/ч (*б*)

Таким образом, анализ динамических свойств рассмотренных упрощенных моделей локомотива показывает, что каждая из них позволяет приближенно описать некоторые качественные особенности колебаний локомотивов. Однако ни одна из моделей не позволяет получить достаточно достоверные значения ПДК даже при детерминированном возмущении.

§ 4.2. МОДЕЛИ ПУТИ И ВОЗМУЩЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Характер вертикальных колебаний локомотива в большой мере определяется процессом взаимодействия пути и подвижного состава. В общем случае динамические свойства пути описывают с помощью моделей, которые учитывают его упругие, диссипативные и инерционные свойства.

В дискретной модели путь представляют в виде сосредоточенной массы $m_{пс}$, приведенной к точке контакта колеса и рельса, упругой пружины жесткостью $ж_{пс}$, гидравлического гасителя с коэффициентом затухания $\beta_{пс}$. При выполнении расчетов по этой модели можно принимать значения параметров пути в следующих диапазонах (для летних условий): $m_{пс} = 300 \div 800$ кг; $ж_{пс} = 35 \div 85$ МН/м; $\beta_{пс} = 0{,}2 \div 0{,}8$ МН·с/м.

Из опыта на вынужденные колебания нагруженного пути с рельсами Р50 при 1840 железобетонных шпалах на 1 км получены следующие значения $m_{пс} = 310$ кг, $ж_{пс} = 77$ МН/м и $\beta_{пс} = 0{,}237$ МН·с/м. Эти значения хорошо согласуются с полученными путем идентификации теоретической частотной характеристики более точной континуальной модели пути.

Континуальная модель пути (рис. 4.9), используемая в основном для исследования установившихся колебаний, рассматривает путь как систему с непрерывно распределенными по его длине параметрами. Наиболее часто применяется модель в виде балки на упруговязком винклеровском основании, т. е. основании, в котором прогиб появляется только в точке приложения силы. Такая модель характеризуется погонной массой $m_п$, коэффициентом постели основания (модуль упругости пути) $\kappa_п$, погонным коэффициентом демпфирования $\beta_п$ и жесткостью рельса на изгиб EJ (где E — модуль упругости; J — момент инерции поперечного сечения рельса).

Решая задачу теории упругости о прогибах рельса при движении единичной гармонической силы с заданной постоянной скоростью v, можно получить выражение для динамической гибкости пути и обратной ей величине — динамической жесткости, описывающей упругие, диссипативные и инерционные свойства пути в задачах установившихся колебаний. Приведем следующее приближенное выражение для частотной характеристики прогиба пути в точке приложения силы, пульсирующей с частотой ω и перемещающейся со скоростью v:

$$W_п(j\omega_1, v_1) = z_{п\,ст}\,\mu_к^{3/4}\{1 - 3/8 v_1^2\,\mu_к^{1/4} \times \times [1 - 5/3(1-\delta^2)\,\mu_к]\}, \qquad (4.29)$$

где $z_{п\,ст}$ — статический прогиб пути от единичного значения неподвижной силы (при $v = 0$): $z_{п\,ст} = 1/[2\sqrt{2}\,(\kappa_п^3 EJ)^{0,25}]$; v_1 — безразмерная скорость перемещения силы:

$$v_1 = v\sqrt[4]{m_п^2/[\kappa_п EJ\,(1-\delta^2)]}.$$

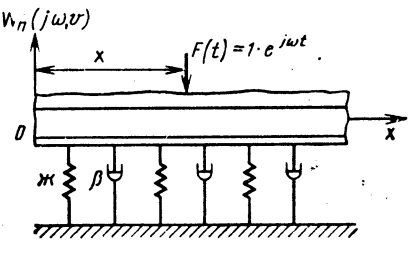


Рис. 4.9. Континуальная модель пути

Комплексный динамический коэффициент $\mu_к$ при действии неподвижной гармонической силы с частотой ω

$$\mu_к = 1/(1-\omega_1^2 + 2j\omega_1\delta),$$

где $\omega_1 = \omega\sqrt{m_п/\kappa_п}$ — безразмерная частота; $\delta = \beta_п/(2\sqrt{m_п})$ — относительное затухание в пути

Если $v_1 = 1$, то $v = v_{кр} = \sqrt[4]{\kappa_п EJ(1-\delta^2)/m_п^2}$, т. е. скорость равна своему критическому значению. При такой скорости движущаяся постоянная сила вызывает в случае $\delta = 0$ неограниченный прогиб, т. е. система становится неустойчивой.

При существующих параметрах пути критическая скорость велика: $v_{кр} \approx 1000 \div 1500$ км/ч. Поэтому $0 < v_1 \leqslant 0{,}1 \div 0{,}2$ и формула (4.29) дает достаточно точный результат (здесь $v_1 = 0{,}2$ соответствует $v \cong 300$ км/ч).

Для выполнения расчетов необходимо выделить из выражения (4.29) действительную и мнимую части частотной характеристики:

$$\mathrm{Re}\, W_п(j\omega_1, v_1) = z_{пст}\mu^{3/8}\left\{\cos\frac{3}{4}\varphi + \frac{3}{8}v_1^2\mu^{1/4}\left[\frac{5}{3}(1-\delta^2)\mu^{1/2}\cos\frac{9}{4}\varphi - \cos\frac{5}{4}\varphi\right]\right\};$$

$$\mathrm{Im}\, W_п(j\omega_1, v_1) = -z_{пст}\mu^{3/8}\left\{\sin\frac{3}{4}\varphi + \frac{3}{8}v_1^2\mu^{1/4}\times\right.$$

$$\left.\times\left[\frac{5}{3}(1-\delta^2)\mu^{1/2}\sin\frac{9}{4}\varphi - \sin\frac{5}{4}\varphi\right]\right\}, \qquad (4.30)$$

где $\varphi = \arccos(1-\omega_1^2)\mu$; $\mu = 1/\sqrt{(1-\omega_1^2)^2 + 4\omega_1^2\delta^2}$.

Динамическая жесткость пути как обратная величина ЧХ прогибов выражается следующим образом:

$$ж_п(j\omega_1, v_1) = \frac{1}{W_п(j\omega_1, v_1)} = \frac{\mathrm{Re}\, W_п(j\omega_1, v_1)}{|W_п(j\omega_1, v_1)|^2} - j\frac{\mathrm{Im}\, W_п(j\omega_1, v_1)}{|W_п(j\omega_1, v_1)|^2}, \qquad (4.31)$$

где $|W_п(j\omega_1, v_1)|$ — модуль, или амплитудная частотная характеристика.

Существенной особенностью континуальной модели является зависимость ее частотной характеристики от скорости движения (рис. 4.10). Как видно из рис. 4.10, все АЧХ имеют не более одного максимума при малом δ на частоте, близкой к $\sqrt{\kappa_п/m_п}$, которая соответствует безизгибной форме деформации рельса. Кроме того, в диапазоне эксплуатационных скоростей движения $v_1 = 0{,}1 \div 0{,}2$ влияние скорости на прогибы рельса несущественно. Это и позволило записать формулу (4.29) с точностью до квадрата безразмерной скорости.

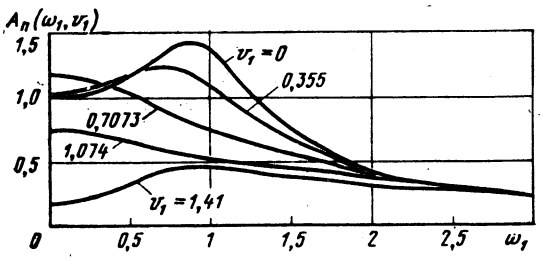


Рис. 4.10. Амплитудные частотные характеристики гибкости пути при $\delta = 0{,}333$ и различных значениях безразмерной скорости движения

Формула (4.29) дает возможность вычислить ЧХ прогиба только в точке рельса, расположенной под силой, хотя принципиально континуальная модель обладает распределяющими

свойствами. Это означает, что прогибы возникают не только в точке приложения силы, но и по всей длине рельса. Специальными исследованиями установлено, что при расстоянии между колесными парами более 1,8 м, характерном для тележек подвижного состава, взаимное влияние колесных пар на прогибы пути под этими колесными парами можно не учитывать.

Значения параметров континуальной модели пути зависят от его конструкции. Погонная жесткость пути определяется с помощью специальных экспериментов и для летних условий находится в диапазоне 50—150 МН/м². По значениям других параметров пути пока единое мнение не установилось. Поэтому можно рекомендовать $m_п = 250 \div 600$ кг/м и $\delta \cong 0{,}3 \div 0{,}5$. Здесь погонная масса близка к массе двух рельсов, шпал и скреплений, приходящейся на 1 м, а значение δ рекомендовано на основе косвенных экспериментов.

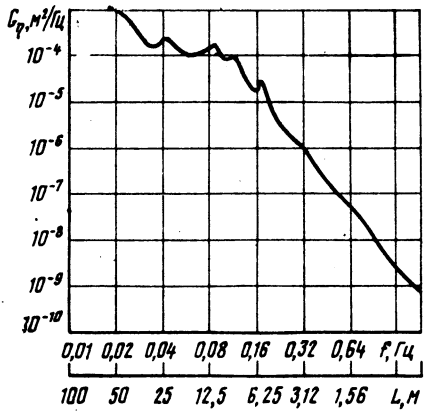


Рис. 4.11. График спектральной плотности эквивалентной геометрической неровности пути, используемый в качестве возмущения при исследовании вертикальных колебаний в диапазоне частоты от 0 до 10 Гц

В качестве возмущения, как указывалось в § 2.1, может быть принята некоторая эквивалентная геометрическая неровность, спектральные характеристики которой находят из экспериментальных записей буксовых процессов — перемещений или ускорений.

В течение ряда лет производилась обработка экспериментальных данных с целью определения некоторых эталонных спектральных характеристик такого возмущения. На рис. 4.11 приведен график усредненной по результатам испытаний разных типов подвижного состава на магистральных железных дорогах геометрической неровности пути для частотного диапазона от 0 до 10 Гц, соответствующий аналитическому выражению

$$G_{\eta 1}(f, v) = \frac{b_i v^{\gamma_i - 1}}{f_i^{\gamma_i}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^{m} \frac{a_j}{\alpha_j v} \exp\left[-\frac{(f - l_j v)^2}{4\alpha_j^2 v^2}\right] \qquad (4.32)$$

при $i = 1, 2, 3$; $j = 1, 2, 3, 4$,

где $f_1 = \exp\left(\frac{\ln b_1 - \ln b_2}{\gamma_1 - \gamma_2} + \ln v\right)$;

$f_2 = \exp\left(\frac{\ln b_2 - \ln b_3}{\gamma_2 - \gamma_3} + \ln v\right)$;

$i = 1$ при $f < f_1$; $i = 2$ при $f_1 \leqslant f < f_2$;

$i = 3$ при $f \geqslant f^2$.

Значения параметров b_i, γ_i, a_j, l_j, α_j приведены в табл.4.1 для скорости движения $v = 1$ м/с.

Для диапазона частот 10—100 Гц спектральная плотность

Таблица 4.1

Номер составляющей j	Значения параметров				
	b	γ	$a \cdot 10^4$, мм²	l, м$^{-1}$	α, м$^{-1}$
1	0,0055	3,1915	2,3816	0,0424	0,0031
2	9,9112	0,9892	2,2118	0,0822	0,0026
3	0,0125	4,1027	1,0591	0,1216	0,0052
4	—	—	0,4047	0,1658	0,0031

Примечание. Размерность коэффициента b такова, что первое слагаемое формулы (4.32) имеет размерность мм²·с.

(см²/Гц) эквивалентной неровности зависит от нагрузки на ось исследуемого локомотива

$$G_\eta(f, v) = (6v + 0{,}18v^2)\,10^{-4} f^{-4} + 0{,}23 \cdot 10^{-5} \cdot 2\Pi f^{-2}, \qquad (4.33)$$

где v — скорость движения, км/ч; 2Π — нагрузка на ось, кН.

Используя выражения (4.32) и (4.33), по формулам (2.61), (2.74), (3.4), (3.9), (3.11) можно найти спектральные плотности выходных процессов, средние квадратичные отклонения, эффективные частоты, коэффициенты широкополосности и показатели динамических качеств, как это описано в главах 2 и 3.

§ 4.3. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ АНАЛИЗА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЛОКОМОТИВОВ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Современные методы исследования и вычислительные средства позволяют оценивать уровень колебательных процессов и нагруженности элементов механической части локомотивов с помощью достаточно подробных моделей, которые учитывают наиболее существенные свойства системы. С этой целью широко применяют матричные алгоритмы, удобные для реализации на вычислительных машинах.

Исследуя свойства системы при вертикальных колебаниях, обычно ограничиваются рассмотрением колебаний колесных пар на пути, тягового привода, тележки и кузова. При выборе параметров рессорного подвешивания влияние тягового привода на уровень колебательных процессов тележек и колесных пар может быть учтено путем корректировки инерционных характеристик колесных пар и тележки в предположении значительной жесткости вала якоря и подвески двигателя (передача класса I, см. § 13.1).

Если считать кузов локомотива недеформируемым, то в качестве достаточно детальной можно принять плоскую модель локомотива (рис. 4.12). Эта

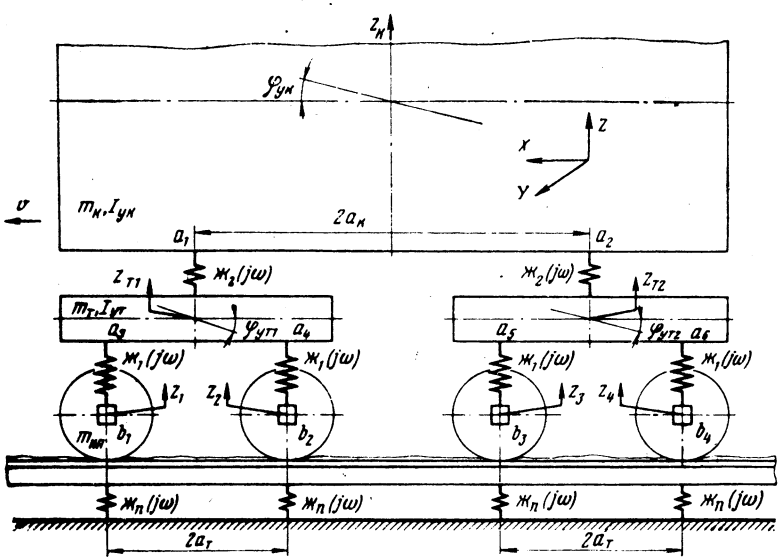


Рис. 4.12. Плоская модель вертикальных колебаний локомотива с осевой формулой 2_0-2_0 как системы с 10 степенями свободы

модель имеет 10 степеней свободы; продольные связи между кузовом и тележками, а также между тележками и колесными парами приняты абсолютно жесткими, поэтому координаты подергивания кузова и тележек являются циклическими. Их исключение выполняют способом, проиллюстрированным в § 4.1.

Для вычисления значений ПДК в линейных системах (см. главу 3) необходимо знать статистические характеристики установившихся колебаний, т.е. частного решения (2.42) матричного уравнения (2.20).

Это решение определяется формулой (2.43). Поэтому нет необходимости записывать дифференциальные уравнения движения системы. Можно ограничиться составлением матрицы динамических жесткостей (2.40), элементы которой преставляют собой комплексные амплитуды упругих, диссипативных и инерционных сил, прилагаемых к отдельным телам системы (см. рис. 4.12).

В соответствии с принципом Даламбера в кинетостатические уравнения равновесия кузова входят:

главный вектор сил инерции

$$F_{\text{к}}^{\text{ин}}(j\omega) = -m_{\text{к}}\omega^2 z_{\text{к}}(j\omega);$$

главный момент сил инерции

$$M_{\text{к}}^{\text{ин}}(j\omega) = -J_{\text{пр}\,y\text{к}}\omega^2\varphi_{y\text{к}}(j\omega);$$

упругодиссипативные реакции кузовного подвешивания

$$F_{\text{к}} = -(\varkappa_2 + j\omega\beta_2)[z_{\text{к}}(j\omega) \pm$$

$$\pm a_{\text{к}}\varphi_{y\text{к}}(j\omega) - z_{\text{т}}(j\omega)].$$

Для точки a_1 кузова в соответствии с рис. 4.12 необходимо принять знак плюс перед вторым слагаемым в квадратной скобке и подставить координату подпрыгивания первой тележки. Реакции кузовного подвешивания создают момент относительно центра масс кузова

$$M_{\text{к}}(j\omega) = -2a_{\text{к}}F_{\text{к}}(j\omega).$$

Аналогичным образом в кинетостатические уравнения тележек входят силы инерции:

$$F_{\text{т}}^{\text{ин}}(j\omega) = -m_{\text{т}}\omega^2 z_{\text{т}}(j\omega);$$

$$M_{\text{т}}^{\text{ин}}(j\omega) = -J_{\text{пр}\,y\text{т}}\omega^2\varphi_{y\text{т}}(j\omega);$$

реакции кузовного подвешивания

$$F_{\text{т}2}(j\omega) = -F_{\text{к}}(j\omega);$$

реакции буксового подвешивания

$$F_{\text{т}1}(j\omega) = -(\varkappa_1 + j\beta_1\omega)[z_{\text{т}}(j\omega) \pm a_{\text{т}}\varphi_{y\text{т}}(j\omega) - z_{\text{к}\,\text{п}}(j\omega)].$$

Здесь знаки у второго слагаемого в квадратных скобках выбираются также соответственно с рис. 4.12 для каждой из точек a_3, a_4, a_5 и a_6.

Реакции буксового подвешивания создают моменты относительно центра масс тележек

$$M_{\text{т}1}(j\omega) = 2a_{\text{т}}F_{\text{т}}(j\omega).$$

На каждую колесную пару действуют силы:
инерции

$$F^{\text{ин}}_{\text{кп}}(j\omega) = -m_{\text{кп}}\omega^2 z_{\text{кп}}(j\omega);$$

реакции буксового подвешивания

$$F_{\text{кп}}(j\omega) = -F_{\text{т1}}(j\omega);$$

реакции пути

$$F_{\text{п}}(j\omega) = -ж_{\text{п}}(j\omega)\,[z_{\text{кп}}(j\omega) - \eta(j\omega)\,\exp(-j\omega\tau)].$$

Здесь $ж_{\text{п}}(j\omega)$ определяется формулой (4.31) для континуальной модели пути.

Силы $F_{\text{п}}(j\omega)$ выражаются отдельно для каждой из точек b_1, b_2, b_3 и b_4 (см. рис. 4.12); значения комплексных амплитуд неровностей в этих точках отличаются на запаздывание соответственно:

$$\tau_1 = 0;\ \tau_2 = 2a_{\text{т}}/v;\ \tau_3 = 2a_{\text{к}}/v;\ \tau_4 = 2\,(a_{\text{к}} + a_{\text{т}})/v.$$

Как показано в § 2.5, получение матрицы ЧХ исследуемой системы связано с обращением матрицы динамических жесткостей. Эта процедура тре-

$ж^*_{1,1}$	0	$ж^*_{1,3}$	$ж^*_{1,4}$	0					
0	$ж^*_{2,2}$	$ж^*_{2,3}$	$ж^*_{2,4}$						
$ж^*_{3,1}$	$ж^*_{3,2}$	$ж^*_{3,3}$	0	0					
$ж^*_{4,1}$	$ж^*_{4,2}$	0	$ж^*_{4,4}$						
0		0		$ж^*_{5,5}$	0	$ж^*_{5,7}$	$ж^*_{5,8}$		
				0	$ж^*_{6,6}$	$ж^*_{6,7}$	$ж^*_{6,8}$		
				$ж^*_{7,5}$	$ж^*_{7,6}$	$ж^*_{7,7}$	0		
				$ж^*_{8,5}$	$ж^*_{8,6}$	0	$ж^*_{8,8}$		
0		$ж^*_{9,3}$	0	0		$ж^*_{9,7}$	0		
		$ж^*_{10,3}$	0			$ж^*_{10,7}$	0		

бует проведения большого объема вычислений и больших затрат машинного времени при действиях с матрицами значительной размерности; одновременно при большой размерности происходит потеря точности вычислений. Для снижения негативного влияния этих обстоятельств применяют способ разбиения матрицы на блоки, выделяя нулевые блоки и исключая действия с ними.

Рациональное представление системы уравнений в матричной форме можно получить, вводя специальную нумерацию обобщенных координат. Так, первые две обобщенные координаты представляют собой перемещения букс колесных пар первой тележки: $q_1 = z_{кп1} = z_1$, $q_2 = z_{кп2} = z_2$;

вторые две — подпрыгивание и галопирование первой тележки: $q_3 = z_{т1}$, $q_4 = \varphi_{ут1}$;

следующие четыре координаты относятся ко второй тележке: $q_5 = z_3$, $q_6 = z_4$, $q_7 = z_{т2}$, $q_8 = \varphi_{ут2}$;

последние две координаты описывают положение кузова: $q_9 = z_к$, $q_{10} = \varphi_{ук}$.

Такая нумерация позволяет представить систему уравнений (2.43) относительно комплексных амплитуд обобщенных координат в следующем виде:

$$
\begin{array}{|cc|}
\multicolumn{2}{|c|}{0} \\
\hline
ж^*_{3,9} & ж^*_{3,10} \\
\hline
0 & 0 \\
\hline
\multicolumn{2}{|c|}{0} \\
\hline
ж^*_{7,9} & ж^*_{7,10} \\
\hline
0 & 0 \\
\hline
ж^*_{9,9} & 0 \\
\hline
0 & ж^*_{10,10}
\end{array}
\times
\begin{array}{|c|}
\hline
z_1(j\omega) \\
\hline
z_2(j\omega) \\
\hline
z_{т1}(j\omega) \\
\hline
\varphi_{ут1}(j\omega) \\
\hline
z_3(j\omega) \\
\hline
z_4(j\omega) \\
\hline
z_{т2}(j\omega) \\
\hline
\varphi_{ут2}(j\omega) \\
\hline
z_к(j\omega) \\
\hline
\varphi_{ук}(j\omega) \\
\hline
\end{array}
=
\begin{array}{|c|}
\hline
ж_п e^{-j\omega\tau_1} \\
\hline
ж_п e^{-j\omega\tau_2} \\
\hline
0 \\
\hline
0 \\
\hline
ж_п e^{-j\omega\tau_3} \\
\hline
ж_п e^{-j\omega\tau_4} \\
\hline
0 \\
\hline
0 \\
\hline
0 \\
\hline
0 \\
\hline
\end{array}
\times \eta(j\omega).
$$

Эти комплексные амплитуды при $\eta(j\omega) = 1 \cdot e^{j\omega t}$ представляют собой ЧХ соответствующих выходных координат. Матрица динамических жесткостей с комплексными элементами $\mathbf{Ж}^*_{ir}$ имеет блочную структуру. Два главных блока этой матрицы размером 4×4, расположенных по главной диагонали, описывают динамические жесткости тележек. Последний блок на главной диагонали характеризует кузов; отдельные подсистемы связаны с помощью блоков связи. Элементы этой матрицы выражаются через силы инерции и упругодиссипативные реакции.

Геометрическая структура исследуемой системы локомотив — путь (см. рис. 4.12) такова, что допускает одинаковый способ представления уравнений движения локомотивов с различными конструкциями механической части. Для этого целесообразно выполнить деление некоторых блоков и выразить решение системы уравнений через обратные матрицы отдельных блоков и матрицы связей:

$$\begin{array}{|cc|c|c|c|c|c|c|c|}
\hline
\mathbf{R} & 0 & \mathbf{B}_1 & \multicolumn{4}{c|}{\multirow{2}{*}{0}} & \multirow{2}{*}{$\mathbf{V}_1$} & \multirow{2}{*}{$\mathbf{L}_1$} \\
\cline{1-3}
0 & \mathbf{R} & \mathbf{B}_2 & \multicolumn{4}{c|}{} & & \\
\hline
\mathbf{B}_1^T & \mathbf{B}_2^T & \mathbf{T} & \multicolumn{3}{c|}{0} & \mathbf{D}_1 & $\mathbf{V}_3$ & 0 \\
\hline
\multicolumn{2}{|c|}{\multirow{4}{*}{0}} & \multirow{4}{*}{0} & \mathbf{R} & 0 & \mathbf{B}_1 & & $\mathbf{V}_4$ & $\mathbf{L}_4$ \\
\cline{4-7}
\multicolumn{2}{|c|}{} & & 0 & \mathbf{R} & \mathbf{B}_2 & & $\mathbf{V}_5$ & $\mathbf{L}_5$ \\
\cline{4-7}
\multicolumn{2}{|c|}{} & & $\mathbf{B}_1^T$ & $\mathbf{B}_2^T$ & \mathbf{T} & $\mathbf{D}_2$ & $\mathbf{V}_6$ & 0 \\
\cline{3-7}
\multicolumn{2}{|c|}{} & $\mathbf{D}_1^T$ & \multicolumn{2}{c|}{0} & $\mathbf{D}_2^T$ & \mathbf{K} & $\mathbf{V}_7$ & 0 \\
\hline
\end{array}
\times
\begin{array}{|c|}
\hline
\mathbf{V}_1 \\ \hline
\mathbf{V}_2 \\ \hline
\mathbf{V}_3 \\ \hline
\mathbf{V}_4 \\ \hline
\mathbf{V}_5 \\ \hline
\mathbf{V}_6 \\ \hline
\mathbf{V}_7 \\ \hline
\end{array}
=
\begin{array}{|c|}
\hline
\mathbf{L}_1 \\ \hline
\mathbf{L}_2 \\ \hline
0 \\ \hline
\mathbf{L}_4 \\ \hline
\mathbf{L}_5 \\ \hline
0 \\ \hline
0 \\ \hline
\end{array}
\times \eta(j\omega).$$

$\mathbf{Ж}(j\omega)$ $\quad$ $\mathbf{q}(j\omega)$ $\quad$ $\mathbf{L}_к + j\omega\,\mathbf{L}_к$

Рассмотренный здесь подход позволяет составлять матричные уравнения относительно комплексных амплитуд обобщенных координат при установившихся вынужденных колебаниях локомотивов с различными конструкциями механической части, не составляя дифференциальных уравнений движения. Как указывалось в § 2.5, этот метод применим к линейным системам с независящими от времени параметрами (стационарными).

Общая структура матрицы динамических жесткостей сохраняется. Блоки, расположенные по главной диагонали, характеризующие инерционные и упругодиссипативные свойства тележек и кузова, могут менять размеры в зависимости от числа осей в тележке. Кроме того, количество таких блоков соответствует числу тележек локомотива. Размеры подматриц $\mathbf{R}$, $\mathbf{B}$ и элементы подматриц, входящих в состав этих блоков, также могут изменяться при учете в общей модели особенностей конструкции тяговой передачи. Соответственно расширению схемы меняются размеры и элементы подматриц связей колесных пар с тележками и тележек с кузовом. Приведем примеры структуры матричных уравнений:

для локомотивов с индивидуальным рессорным подвешиванием и осевыми характеристиками 3_0-3_0 (электровозы ЧС4, тепловозы 2ТЭ116 ТЭП70 и др.)

$$
\begin{array}{|cccc|cccc|c|c|c|}
\hline
R_1 & 0 & 0 & B_1 & \multicolumn{4}{c|}{} & & V_1 & L_1 \\
0 & R_2 & 0 & B_2 & \multicolumn{4}{c|}{0} & 0 & V_2 & L_2 \\
0 & 0 & R_3 & B_3 & \multicolumn{4}{c|}{} & & V_3 & L_3 \\
\hline
B_1^T & B_2^T & B_3^T & T & \multicolumn{4}{c|}{0} & D_1 & V_4 & 0 \\
\hline
\multicolumn{4}{|c|}{} & R_1 & 0 & 0 & B_1 & & V_5 & L_4 \\
\cline{5-8}
\multicolumn{4}{|c|}{} & 0 & R_2 & 0 & B_2 & 0 & V_6 & L_5 \\
\cline{5-8}
\multicolumn{4}{|c|}{0} & 0 & 0 & R_3 & B_3 & & V_7 & L_6 \\
\cline{5-8}
\multicolumn{4}{|c|}{} & B_1^T & B_2^T & B_3^T & T & D_2 & V_8 & 0 \\
\hline
\multicolumn{4}{|c|}{0} & \multicolumn{3}{c|}{D_1^T} & \multicolumn{2}{c|}{0} & D_2^T & K & V_9 & 0 \\
\hline
\end{array}
\times \eta(j\omega);
$$

для локомотивов с осевыми формулами 2_0-2_0-2_0 (электровозы ВЛ85, ВЛ15)

$$
\begin{array}{|ccc|ccc|ccc|c|c|c|}
\hline
R_1 & 0 & B_1 & \multicolumn{6}{c|}{} & & V_1 & L_1 \\
0 & R_2 & B_2 & \multicolumn{6}{c|}{0} & 0 & V_2 & L_2 \\
\hline
B_1^T & B_2^T & T & \multicolumn{6}{c|}{0} & D_1 & V_3 & 0 \\
\hline
\multicolumn{3}{|c|}{} & R_1 & & B_1 & \multicolumn{3}{c|}{} & & V_4 & L_3 \\
\cline{4-6}
\multicolumn{3}{|c|}{} & & R_2 & B_2 & \multicolumn{3}{c|}{0} & 0 & V_5 & L_4 \\
\cline{4-6}
\multicolumn{3}{|c|}{} & B_1^T & B_2^T & T & \multicolumn{3}{c|}{0} & D_2 & V_6 & 0 \\
\cline{4-6}
\multicolumn{3}{|c|}{0} & \multicolumn{3}{c|}{} & R_1 & 0 & B_1 & & V_7 & L_5 \\
\cline{7-9}
\multicolumn{3}{|c|}{} & \multicolumn{3}{c|}{} & 0 & R_2 & B_2 & 0 & V_8 & L_6 \\
\cline{7-9}
\multicolumn{3}{|c|}{} & \multicolumn{3}{c|}{0} & B_1^T & B_2^T & T & D_3 & V_9 & 0 \\
\hline
\multicolumn{3}{|c|}{0} & \multicolumn{3}{c|}{0} & \multicolumn{3}{c|}{0} & D_5^T & K & V_{10} & 0 \\
\hline
\end{array}
\times \eta(j\omega).
$$

Во всех проанализированных моделях рассматривались колебания локомотивов только в одной плоскости. Такие колебания возникают в случае материальной (распределение масс), упругодиссипативной (одинаковые значения упругих и диссипативных параметров комплектов рессорного подвешивания) и геометрической симметрии экипажа. Реальные конструкции механической части локомотивов, вообще говоря, несимметричны. Однако влияние отдельных факторов на колебания локомотива неодинаково. Существенными в этом смысле являются несимметрия тягового привода, связанная с односторонней передачей вращающего момента на колесную пару, а также различие в характеристиках эквивалентных геометрических неровностей пути на левой и правой рельсовых нитях. Последнее во многом связано с тем, что правая по ходу движения рельсовая нить на двухпутных участках расположена на бровке балластной призмы, которая всегда более деформирована, что характеризуется повышенной дисперсией эквивалентной геометрической неровности.

Указанные обстоятельства можно учесть, дополнительно введя в модель плоских вертикальных колебаний обобщенную координату боковой качки. При этом возмущения, передаваемые на отдельные рельсовые нити, необходимо рассматривать как статистически связанные случайные процессы. Такая модель позволяет получить различные значения ПДК в разных точках не только по длине локомотива, но и в поперечном направлении.

В этой модели общая структура матричных уравнений сохраняется такой же, как на с. 88 и 89; изменяются только размеры отдельных блоков. Отметим еще одну особенность применяемой модели, связанную с тем, что плоскость крепления элементов рессорного подвешивания к кузову расположена ниже его центра масс. Из-за этого при повороте вокруг центра масс равнодействующая реакций вторичного подвешивания, равная весу кузова, смещена относительно линии действия веса на $h_к \varphi_{хк}$. Вместе с весом она создает опрокидывающий момент — $m_к g h_к \varphi_{хк}$, который необходимо учитывать вместе с восстанавливающим моментом реакций рессорного подвешивания при колебаниях боковой качки. Тогда

$$2b^2 (ж_2 + j\omega\beta_2)\varphi_{хк}(j\omega) - m_к g h_к \varphi_{хк}(j\omega). \qquad (4.34)$$

Кроме того, характерной особенностью этой модели является наличие двух входов, что обусловлено различием характеристик возмущений по левой и правой рельсовым нитям. Это приводит к тому, что матрица $(\mathbf{L}+j\omega\mathbf{L}_к^{\cdot})\,\mathbf{H}_к$ в отличие от предыдущих случаев содержит два столбца; возмущение $\eta(j\omega)$ является не числом, а квадратной матрицей размера 2×2:

$$\boldsymbol{\eta}(j\omega) = \begin{bmatrix} \eta_1(j\omega) & 0 \\ 0 & \eta_2(j\omega) \end{bmatrix}. \qquad (4.35)$$

Наличие двух входов вызывает появление двух столбцов в матрице выходных координат $\mathbf{q}_в(j\omega)$.

Во всех случаях, прежде чем выполнить исследование вынужденных колебаний, необходимо убедиться, что равномерное прямолинейное движение локомотива (эквивалентное состоянию равновесия) является устойчивым. Что касается простейших моделей с одной и двумя степенями свободы, то условия устойчивости, приведенные в § 2.5, удовлетворяются всегда. В этих системах нет отталкивающих сил. В более сложных моделях выполнение условий устойчивости можно проверить с помощью критерия Рауса-Гурвица. Однако в этом нет необходимости, поскольку в моделях вертикальных колебаний локомотивов все упругие связи являются восстанавливающими, любое отклонение от положения равновесия вызовет увеличение потенциальной энергии, т. е. в положении равновесия потенциальная энергия

При проходе неровности типа «впадина» (см. рис. 4.13, *а*) возникает дополнительная нагрузка на рельс силой, определяемой по формуле (4.36).

Кроме того, процесс взаимодействия колеса и неровности может сопровождаться ударом, например, если $\eta'(0)$ имеет разрыв в начале изолированной неровности, т. е. $\eta'(0_-) \neq \eta'(0_+)$. При наезде колеса на такую неровность скорость v центра буксы мгновенно изменится и будет направлена по касательной к неровности в точке B (рис. 4.13, *б*). При этом по теореме об изменении количества движения на колесо действует ударный импульс

$$\overline{S}_{\text{уд}} = m_{\text{н}} (\overline{v}_2 - \overline{v}_1). \tag{4.37}$$

Ударный импульс противоположного направления, приложенный к пути, вызывает в нем дополнительные неустановившиеся колебания, которые в свою очередь оказывают влияние на колебания колесной пары. Последние, кроме того, вызывают колебания обрессоренных частей, но рессорное подвешивание сглаживает ударные процессы.

Ударные взаимодействия возникают при проходе стыка (рис. 4.13, *в*), а также при наличии на колесе ползуна (рис. 4.13, *г*).

Определить ПДК экипажа при проходе изолированной неровности пути можно приближенно, считая путь жестким и решая уравнения (2.20) при действии кратковременного кинематического возмущения заданной длительности и формы.

Более сложным является расчет пути. Выполняя его, необходимо учитывать податливость пути при определении как прогибов, так и динамических сил, а также рассматривать как совместные колебания пути и неподрессоренной массы при нахождении ее на неровности, так и последующие колебания пути после прохода колесом неровности. Существенными также являются значения начальных условий при подходе к неровности.

Опыт эксплуатации показал, что при проходе стыковых неровностей могут возникать кратковременные значительные ускорения неподрессоренных масс до 10—15 g и более. Эти ускорения необходимо учитывать при расчетах буксовых узлов с прикрепленными к буксам деталям, а также при расчете пути.

Такие же высокие ускорения возникают и при движении колесной пары локомотива, имеющей ползун: чем длиннее ползун, тем больше величина $\overline{S}_{\text{уд}}$. В связи с этим Правилами технической эксплуатации железных дорог Союза ССР запрещается выпускать в эксплуатацию и допускать к следованию в поездах локомотивы, имеющие ползун на поверхности катания бандажей глубиной более 1 мм. При обнаружении в пути следования у локомотива ползуна от 1 до 2 мм допускается движение поезда до ближайшей станции со скоростью 15 км/ч, а при ползуне свыше 2 и до 4 мм — со скоростью 10 км/ч, где колесная пара должна быть заменена. Если ползун превышает 4 мм, разрешается движение локомотива со скоростью 10 км/ч при условии вывешивания колесной пары. Локомотив при этом должен быть отцеплен от поезда, тормозные цилиндры и тяговый двигатель поврежденной колесной пары отключены.

§ 4.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЛОКОМОТИВОВ

Рассмотрим, как влияют параметры рессорного подвешивания и возмущения на динамические свойства и показатели динамических качеств локомотива при вертикальных колебаниях на примере электровоза ВЛ85. Структура матричных уравнений относительно комплексных амплитуд при вер-

При проходе неровности типа «впадина» (см. рис. 4.13, *а*) возникает дополнительная нагрузка на рельс силой, определяемой по формуле (4.36).

Кроме того, процесс взаимодействия колеса и неровности может сопровождаться ударом, например, если $\eta'(0)$ имеет разрыв в начале изолированной неровности, т. е. $\eta'(0_-) \neq \eta'(0_+)$. При наезде колеса на такую неровность скорость v центра буксы мгновенно изменится и будет направлена по касательной к неровности в точке B (рис. 4.13, *б*). При этом по теореме об изменении количества движения на колесо действует ударный импульс

$$\overline{S}_{уд} = m_{н}(\overline{v}_2 - \overline{v}_1). \qquad (4.37)$$

Ударный импульс противоположного направления, приложенный к пути, вызывает в нем дополнительные неустановившиеся колебания, которые в свою очередь оказывают влияние на колебания колесной пары. Последние, кроме того, вызывают колебания обрессоренных частей, но рессорное подвешивание сглаживает ударные процессы.

Ударные взаимодействия возникают при проходе стыка (рис. 4.13, *в*), а также при наличии на колесе ползуна (рис. 4.13, *г*).

Определить ПДК экипажа при проходе изолированной неровности пути можно приближенно, считая путь жестким и решая уравнения (2.20) при действии кратковременного кинематического возмущения заданной длительности и формы.

Более сложным является расчет пути. Выполняя его, необходимо учитывать податливость пути при определении как прогибов, так и динамических сил, а также рассматривать как совместные колебания пути и неподрессоренной массы при нахождении ее на неровности, так и последующие колебания пути после прохода колесом неровности. Существенными также являются значения начальных условий при подходе к неровности.

Опыт эксплуатации показал, что при проходе стыковых неровностей могут возникать кратковременные значительные ускорения неподрессоренных масс до 10—15 g и более. Эти ускорения необходимо учитывать при расчетах буксовых узлов с прикрепленными к буксам деталям, а также при расчете пути.

Такие же высокие ускорения возникают и при движении колесной пары локомотива, имеющей ползун: чем длиннее ползун, тем больше величина $\overline{S}_{уд}$. В связи с этим Правилами технической эксплуатации железных дорог Союза ССР запрещается выпускать в эксплуатацию и допускать к следованию в поездах локомотивы, имеющие ползун на поверхности катания бандажей глубиной более 1 мм. При обнаружении в пути следования у локомотива ползуна от 1 до 2 мм допускается движение поезда до ближайшей станции со скоростью 15 км/ч, а при ползуне свыше 2 и до 4 мм — со скоростью 10 км/ч, где колесная пара должна быть заменена. Если ползун превышает 4 мм, разрешается движение локомотива со скоростью 10 км/ч при условии вывешивания колесной пары. Локомотив при этом должен быть отцеплен от поезда, тормозные цилиндры и тяговый двигатель поврежденной колесной пары отключены.

§ 4.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЛОКОМОТИВОВ

Рассмотрим, как влияют параметры рессорного подвешивания и возмущения на динамические свойства и показатели динамических качеств локомотива при вертикальных колебаниях на примере электровоза ВЛ85. Структура матричных уравнений относительно комплексных амплитуд при вер-

тикальных колебаниях плоской модели этого электровоза была приведена на с. 89.

В соответствии с этой моделью были найдены по формулам (3.11) и (3.12) ПДК для ряда точек кузова: коэффициент плавности хода C и вертикальные ускорения кузова $\ddot{z}_к$ вычислялись в первой и второй по ходу движения кабинах машиниста и в центре масс кузова, а коэффициенты динамики — в каждом комплекте рессорного подвешивания.

Кривые *1* (рис. 4.14) соответствуют зависимостям ПДК от скорости движения, полученным на плоской модели локомотива при параметрах $ж$ и β, установленных заводом. Хотя все ПДК при этом остаются в допустимой области, т. е. для них при всех скоростях движения выполняется условие (3.13), динамические свойства локомотива можно улучшить, производя оптимизацию параметров рессорного подвешивания.

Кривые *2* представляют собой зависимости $U_i(v)$, полученные для плоской модели локомотива с оптимальными параметрами рессорного подвешивания. Результаты оптимизации свелись в следующему: для буксового подвешивания на всех трех тележках следует увеличить $ж_1$ на 4,4 %, β_1 — на 4,1 %; для кузовного подвешивания крайних тележек необходимо увеличить $ж_2$ на 23,6 %, β_2 — на 11,8 %, жесткость $ж_2$ средней тележки необходимо уменьшить на 28 %.

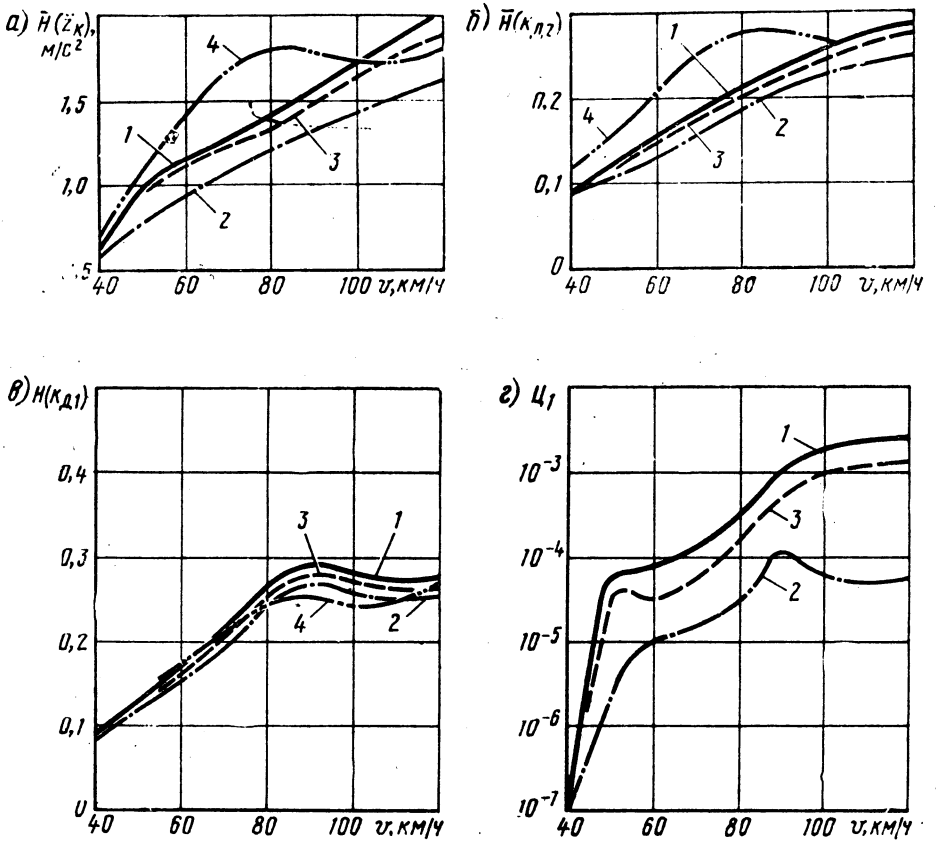


Рис. 4.14. Зависимости от скорости движения при вертикальных колебаниях ускорения кузова (*а*), коэффициентов динамики вторичного (*б*) и первичного (*в*) подвешивания, а также целевые функции (*г*) электровозов ВЛ85

При всех скоростях движения кривая *2* расположена ниже кривой *1*, причем с ростом скорости различие между этими кривыми, как правило, возрастает.

По кривым рис. 4.14 можно оценить влияние структуры модели на ПДК. Кривые *3* соответствуют оптимальной линейчатой модели с тремя степенями свободы, тремя обобщенными координатами вертикальных перемещений кузова, тележки и колесной пары на деформируемом пути. Несмотря на столь простую структуру модели, кривые *3*, полученные в результате расчета по ней, находятся между кривыми *1* и *2*. Такая модель может быть использована для ориентировочного выбора параметров рессорного подвешивания при вертикальных колебаниях локомотивов.

Более достоверные результаты могут быть получены при определении ПДК по наиболее полной из рассмотренных выше моделей, учитывающей различия в возмущениях по левой и правой нитям, боковую качку тележек, кузова и колесных пар, а также колебания тягового привода (кривые *4*). Усложненная структура модели позволила уточнить максимальные значения ускорений точек кузова и коэффициентов динамики кузовного подвешивания на резонансной скорости движения $v \cong 80$ км/ч. Оказалось возможным учесть колебания боковой качки кузова; полученные при этом максимальные значения ускорения увеличились примерно в 1,3 раза, коэффициента динамики $\kappa_{д2}$ — в 1,26 раза. При движении с дорезонансными скоростями общий уровень этих показателей оказался выше, чем для плоской модели.

Что касается $\kappa_{д1}$, то, как видно из рис. 4.14, *в*, ординаты всех кривых примерно одинаковы. Изменение структуры модели не приводит к изменению $\kappa_{д1}$: при всех применяемых моделях значения $\kappa_{д1}$ примерно одинаковы.

Для улучшения ПДК локомотивов при вертикальных колебаниях вследствие кинематического характера возмущения следует стремиться к уменьшению суммарной жесткости рессорного подвешивания. Однако слишком малая жесткость может привести к потере устойчивости равновесия кузова (см. § 2.5), сопровождающейся его поперечным опрокидыванием. Для обеспечения устойчивости кузова минимальные жесткости $ж_1$ и $ж_2$ должны быть ограничены условием (2.52). Для дальнейшего уменьшения $ж_1$ и $ж_2$ во второй ступени подвешивания устанавливают торсионные стабилизаторы боковой качки (см. § 10.1), работающие только при отклонениях φ_x. Практически выбор оптимальных параметров рессорного подвешивания при вертикальных колебаниях сводится к выявлению распределения упругих свойств между ступенями и выбору параметров гасителей колебаний. Некоторые рекомендации по выбору этих параметров были приведены в табл. 3.1.

§ 4.5. ВЛИЯНИЕ РАЗБРОСА ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЛОКОМОТИВОВ И ПОКАЗАТЕЛИ ИХ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ

Перечисленные выше результаты по оценке ПДК относились к локомотиву с фиксированными неизменными значениями параметров. Вместе с тем (см. § 3.3) эти параметры являются случайными величинами и даже случайными процессами. Поэтому не приходится ожидать совпадения экспериментальных значений ПДК, полученных на различных экземплярах однотипных локомотивов, даже на одном и том же участке пути.

Изменчивость параметров рессорного подвешивания локомотива приводит к разбросу значений ПДК. Для примера на рис. 4.15 приведены заме-

ренные на одном и том же участке пути значения коэффициента плавности хода C для 17 моторных вагонов электропоезда ЭР22. Наибольшее различие между значениями C составляет 0,6 при $v =$ $= 60$ км/ч и 0,7 при $v = 80$ км/ч. Такое различие является существенным. Результаты расчетов влияния изменчивости параметров рессорного подвешивания того же электропоезда приведены на рис. 4.16 в виде средних значений и зоны разброса $\pm 3S[A(\omega)]$ ординат АЧХ вертикальных колебаний шкворневой точки кузова. Разброс ординат АЧХ имеет существенное значение в области максимумов характеристики, а распределение этих ординат удовлетворительно аппроксимируется гауссовым законом.

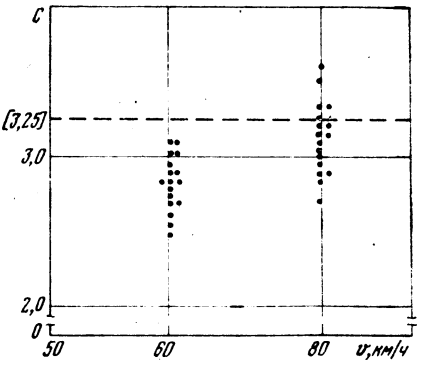


Рис. 4.15. Значения коэффициента плавности хода, замеренные при испытаниях моторных вагонов электропоезда ЭР22 при движении их с различными скоростями на одном и том же участке пути

Кроме того, на рис. 4.17 в гауссовых вероятностных координатах приведены статистические (ломаная линия) и теоретические (наклонная прямая) функции распределения, найденные методом статистических испытаний. Они подтверждают возможность использования гауссова закона для аппроксимации статистических распределений ПДК. Такой же вывод был сделан на основе анализа моментов распределения и по критериям согласия не только для $\kappa_{д1}$, но и для других ПДК.

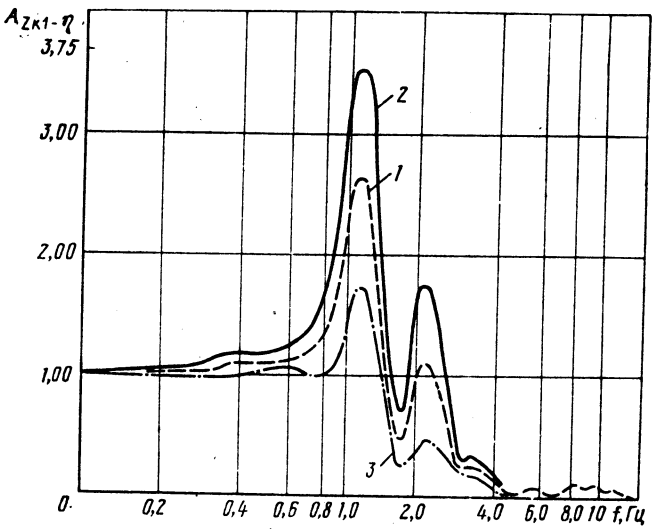


Рис. 4.16

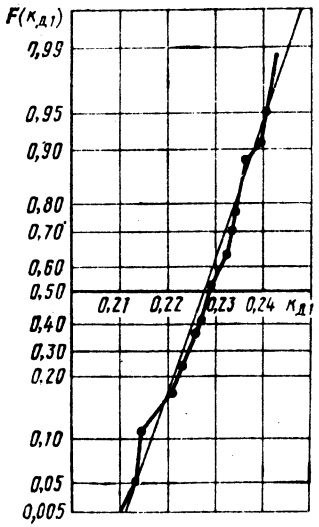


Рис. 4.17

Рис. 4.16. Диапазон разброса $A_{zк1-\eta}$ (f) для электропоезда ЭР22:
1 — среднее значение АЧХ; *2* — $\overline{A}(f)+3S[A(f)]$; *3* — $\overline{A}(f)-3S[A(f)]$

Рис. 4.17. Графики статистических (ломаная линия) и теоретических (наклонная прямая) функций распределения коэффициента динамики буксового подвешивания моторных вагонов электропоездов ЭР22 при $v = 100$ км/ч

Возможность сглаживания распределений ПДК гауссовским законом позволяет при расчетах ПДК ограничиться определением только первых двух моментов $\overline{U}_i$ и $S(U_i)$. Используя эти моменты, можно достаточно обоснованно установить допустимый диапазон изменения параметров рессорного подвешивания. В процессе технического обслуживания и ремонта подвижного состава необходимо тщательно следить за тем, чтобы значения жесткостей пружин и коэффициентов затухания (сил трения) гасителей колебаний не выходили за пределы установленного диапазона.

Глава 5

БОКОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

§ 5.1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА КАЧЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ПО РЕЛЬСАМ

Исходные положения. В большинстве случаев поверхности катания бандажей выполняют конусными. Вследствие этого процесс качения колесной пары по рельсам при смещении относительно оси пути сопровождается извилистым движением, состоящим из колебаний относа y и виляния φ_z. Этот процесс кинематически может осуществляться двумя способами: чистым качением, т. е. качением без проскальзывания в точках контакта колеса и рельса, либо качением со скольжением вдоль и поперек пути.

Условия, при которых возникает один из этих видов движения, зависят от сил, приложенных к колесной паре, ее инерционных характеристик и физических явлений в точке контакта колес с рельсами. Рассмотрим вначале кинематические зависимости, характеризующие оба эти вида движения.

Колесная пара, находящаяся в начальный момент в среднем положении, при котором радиусы r кругов катания обоих колес одинаковы, получив начальную скорость v вдоль оси пути, будет катиться прямолинейно с угловой скоростью $\omega = v/r$, так как мгновенный центр скоростей колеса расположен в точке контакта с рельсом. Скорость v будет сохранять направление, а при отсутствии сопротивлений качению и значение.

При этом уравнение кинематической связи, устанавливающей условие чистого качения (без скольжения), имеет вид

$$\omega r - v = \dot{\varphi}_{y1} r - \dot{x} = 0. \qquad (5.1)$$

Оно выражает равенство нулю абсолютной скорости точки контакта колеса и рельса.

Качение колесной пары без проскальзывания. Особенность движения колесной пары в режиме качения без проскальзывания состоит в том, что ее извилистое движение возникает не под действием восстанавливающих сил, а вследствие свойств наложенных кинематических связей.

Если вместе с заданием скорости $v_x = v$ и угловой скорости $\omega = v/r$ сообщить колесной паре малое возмущение — поперечное в направлении оси y_1 и (или) угловое вокруг оси z, — сохранив при этом условие качения без скольжения и по-прежнему предполагать, что проекция скорости центра C колесной пары на ось x остается постоянной, то колесная пара будет катиться по рельсам, одновременно совершая извилистое движение.

Покажем, что при указанных предпосылках величины y и φ_z будут гармоническими функциями времени, причем колебательный закон изменения этих функций определен только кинематическими условиями связи и не за-

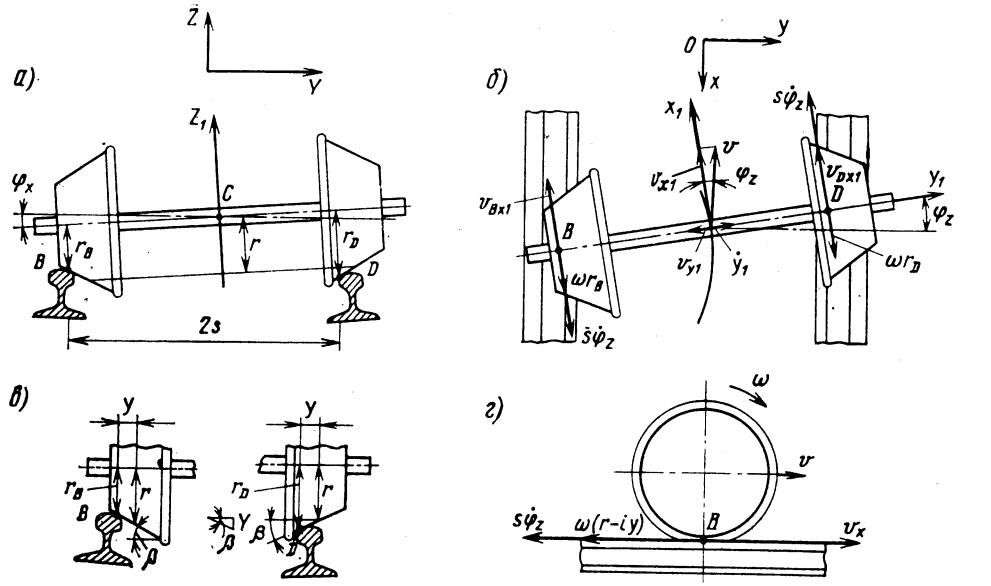


Рис. 5.1. Схемы, поясняющие отклоненное положение колесной пары при извилистом движении (*а, б*), понятие «радиус круга катания» колес (*в*) и проекции скоростей в точке B колеса (*г*)

висит от действующих сил, а также инерционных характеристик колесной пары. Пусть вследствие каких-либо причин колесная пара имеет отклонение y поперек оси пути и при этом сохраняются значения v и ω (рис. 5.1). Тогда радиусы кругов катания станут разными:

$$r_{B,D} = r \mp y\mathrm{tg}\beta;\ r_B = r - iy;\ r_D = r + iy,$$

где i — уклон[1] конической части бандажа: $i = \mathrm{tg}\,\beta$.

В этом случае условие качения без скольжения выполняется, если предположить, что колесная пара вращается вокруг оси z с угловой скоростью $\dot{\varphi}_z$ так, что в точке касания B из-за уменьшения радиуса колеса линейная скорость $s\dot{\varphi}_z$ направлена противоположно v_{x1} ($2s$ — расстояние между кругами катания колес колесной пары).

Найдем возможное движение колесной пары, т. е. движение, допускаемое связями при малых отклонениях y и φ_z ($\cos\varphi_z \cong 1$; $\sin\varphi_z \cong \mathrm{tg}\,\varphi_z \cong \varphi_z$). Будем считать также, что точки контакта колес с рельсами находятся все время на одной горизонтали, на одинаковом расстоянии s от центра масс колесной пары C. Условие качения без скольжения запишем в следующем виде: $\vec{v}_B = 0$; $\vec{v}_D = 0$.

Выразим абсолютную скорость в точке B в направлении, перпендикулярном оси колесной пары, и приравняем ее нулю:

$$v_{Bx1} = v\cos\varphi_z - \omega r_B - s\dot{\varphi}_z = 0,$$

или

$$v_{Bx1} = v - \omega r + \omega i y_1 - s\dot{\varphi}_z = 0.$$

[1] По терминологии, принятой на железнодорожном транспорте, i — конусность бандажа. ГОСТ 11018—87 введено понятие «коничность бандажа»; коничность равна $2i$.

Поскольку $y_1 = y \cos \varphi_z = y$, окончательно имеем

$$v_{Bx1} = \frac{v}{r} iy - s\dot{\varphi}_z = 0.$$

Условие качения без скольжения в точке D приводит к аналогичному выражению:

$$v_{Dx1} = v \cos \varphi_z - \omega r_D + s\dot{\varphi}_z = 0;$$

$$v_{Dx1} = v + s\dot{\varphi}_z - \omega r - \omega i y_1 = 0.$$

$$v_{Dx1} = s\dot{\varphi}_z - v \frac{i}{r} y = -v_{Bx1}$$

Запишем выражение для проекции скоростей тех же точек на ось y_1 колесной пары. Эти проекции будут одинаковы для любой точки колесной пары, в том числе и для центра ее масс:

$$v_{By1} = v_{Dy1} = v_{Cy1} = \dot{y} + v \sin \varphi_z = \dot{y} + v\varphi_z.$$

Проскальзывание колесной пары по оси y_1 равно 0, если $v_{Cy1} = 0$, т. е.

$$v_{Cy1} = \dot{y} + v\varphi_z = 0. \tag{5.3}$$

Таким образом, при качении колесной пары по рельсу без скольжения ее обобщенные координаты и скорости (y, $\dot{y}$, φ_z, $\dot{\varphi}_z$), кроме уравнения (5.1), должны удовлетворять еще двум уравнениям связи:

$$\begin{cases} s\dot{\varphi}_z - v \dfrac{i}{r} y = 0; \\ \dot{y} + v\varphi_z = 0. \end{cases} \tag{5.4}$$

Поскольку в эти уравнения входят производные, то связь между координатами y и φ_z является кинематической и в данном случае интегрируемой (голономной). Найдем закон изменения обобщенных координат, удовлетворяющий уравнениям (5.4). Продифференцируем второе уравнение (5.4) по времени и подставим в него $\dot{\varphi}_z$ из первого:

$$\ddot{y} + v^2 \frac{i}{rs} y = 0. \tag{5.5}$$

Это уравнение описывает гармонические колебания с частотой $\omega_c = v\sqrt{i/(rs)}$ и периодом $t_п = 2\pi/\omega_c = (2\pi/v)\sqrt{rs/i}$, т. е. при отклонении колесная пара совершает гармонические колебания относа от среднего положения.

Одновременно с этим согласно второму уравнению (5.4) происходят колебания виляния:

$$\varphi_z = -\frac{1}{v} \dot{y}. \tag{5.6}$$

Переходя в уравнениях (5.5) и (5.6) к другому аргументу, можно получить параметры колебаний, не зависящие от скорости. Учитывая, что $\frac{dx}{dt} = v$ и $dt = \frac{1}{v} dx$, заменим в уравнениях (5.5) и (5.6) производные по t на про-

изводные по x. Для этого производные по времени выразим следующим образом:

$$\dot{y}=\frac{dy}{dt}=\frac{dy}{dx}v;\quad \ddot{y}=\frac{d^2y}{dt^2}=\frac{d^2y}{dx^2}v^2.$$

Тогда уравнения (5.5) и (5.6) соответственно примут вид:

$$\frac{d^2y}{dx^2}+\frac{i}{rs}y=0; \tag{5.7}$$

$$\varphi_z=-\frac{dy}{dx}. \tag{5.8}$$

Найдем решение уравнения (5.7) при начальных условиях $x=0$, $y(0)=y_0$ и $\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=0}=0$. Решение этого уравнения запишем в виде

$$y=D\sin(\omega_{cy}x+\varkappa),$$

где ω_{cy} — пространственная частота: $\omega_{cy}=\omega_c/v=\sqrt{i/(rs)}$; D и $\varkappa$ — произвольные постоянные, для определения которых имеем систему уравнений:

$$\begin{cases} y(0)=y_0=D\sin\varkappa; \\ \left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=0}=0=D\omega_{cy}\cos\varkappa. \end{cases}$$

Откуда находим $\varkappa=\pi/2$, $D=y_0$, т. е. закон колебаний относа можно записать как

$$y=y_0\cos\omega_{cy}x. \tag{5.9}$$

Закон колебаний виляния согласно уравнению (5.8)

$$\varphi_z=y_0\,\omega_{cy}\sin\omega_{cy}x. \tag{5.10}$$

Сравнивая выражения (5.9) и (5.10), видим, что при чистом качении вдоль пути колесная пара совершает извилистое движение относа и виляния с одинаковой частотой и со сдвигом по фазе на 90°. Длина волны относа или виляния

$$L_в=2\pi/\omega_{cy}=2\pi\sqrt{rs/i}.$$

Она не зависит от скорости движения.

Для неизношенного конусного бандажа $i=1/20=0{,}05$, принимая $s=0{,}8$ м, получим $L_в=25{,}12\sqrt{r}$ м. Для колеса вагона метрополитена типа Е имеем $r=0{,}39$ м и $L_в=15{,}69$ м; для колеса электровоза серий ВЛ80 (всех индексов) и ВЛ85 $r=0{,}625$ м и $L_в=20{,}25$ м.

Таким образом, кинематические связи, заданные уравнениями (5.1) и (5.4), требуют, чтобы y и φ_z изменялись соответственно по законам (5.9) и (5.10). Характеристики этих колебаний зависят только от начальных условий и не связаны с действующими силами и инерционными параметрами колесной пары.

Существенным фактом колебательного закона изменения y и φ_z является сохранение составляющей скорости центра масс C в направлении оси x. Если, например, считать, что сохраняется скорость в направлении, перпендикулярном оси y_1, то во втором уравнении (5.4) знаки у слагаемых будут различными и обобщенные координаты y и φ_z будут неограниченно возрастать со временем.

Режим качения без скольжения, при котором скорости точки контакта рельса и колеса одинаковы, возможен лишь при условии, что оба контак-

тирующих тела абсолютно твердые. Поскольку здесь происходят колебания с ограниченной амплитудой, то прямолинейное равномерное движение одиночной колесной пары устойчиво. Если рассматривать реальные колесную пару и рельс, то в месте контакта этих тел всегда возникают деформации, т.е. режим качения без скольжения теоретически нереализуем. Однако поскольку деформации в точках контакта и скорости этих деформаций малы, то некоторые характеристики движения под действием возмущений при учете деформации могут оказаться близкими к аналогичным характеристикам, определяемым на основе гипотезы абсолютно твердых тел.

Качение колесной пары со скольжением. При качении колесной пары со скольжением обобщенные координаты y и φ_z не обязательно изменяются по гармоническому закону, скорости в точках B и D контакта колес с рельсами не равны нулю и скорости проскальзывания на основе ранее полученных соотношений определяются как

$$v_{Bx1} = -v_{Dx1} = v\frac{i}{r}y - s\dot{\varphi}_z.$$

$$v_{By1} = v_{Dy1} = \dot{y} + v\varphi_z.$$

Результаты теоретических исследований показывают, что силы взаимодействия деформируемых колес и рельсов могут быть выражены через относительные скорости проскальзывания:

$$\begin{cases} \dfrac{v_{Bx1}}{v} = -\dfrac{v_{Dx1}}{v} = \dfrac{i}{r}\dot{y} - \dfrac{s}{v}\dot{\varphi}_z; \\ \dfrac{v_{By1}}{v} = \dfrac{v_{Dy1}}{v} = \dfrac{1}{v}\dot{y} + \varphi_z. \end{cases} \tag{5.11}$$

Эти соотношения в дальнейшем будут использованы для определения сил реакций рельсов на колесную пару.

§ 5.2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Рассмотрим движение колесной пары локомотива, передающей вертикальную силу на рельсы с учетом горизонтального взаимодействия ее с рельсовым путем.

Вывод дифференциальных уравнений движения. Вертикальные и горизонтальные силы, действующие на колесную пару, показаны на рис. 5.2, *а* и *б*. Здесь учтены реакции R_B и R_D тележки и реакции рельсов. С достаточной точностью обычно принимают, что $R_B + R_D$ равны силе 2Π, передаваемой от оси на рельсы.

Реакции рельсов на колесную пару в точках контакта представим в виде трех составляющих: нормальных N_B и N_D, перпендикулярных к конической поверхности бандажа; поперечных Y_{1B} и Y_{1D}, направленных по оси y_1 колесной пары; продольных X_{1B} и X_{1D}, перпендикулярных к оси колесной пары.

Нормальные реакции N_B и N_D в среднем положении колесной пары равны, но при смещении ее на y (рис. 5.2, *в*) $N_B \neq N_D$. Перемещение на малое y сопровождается поворотом оси колесной пары на малый угол φ_x, так как круги катания становятся разными. При этом

$$\operatorname{tg}\varphi_x \cong \varphi_x = (r_D - r_B)/(2s) = [r + iy - (r - iy)]/(2s) = \frac{i}{s}y. \tag{5.12}$$

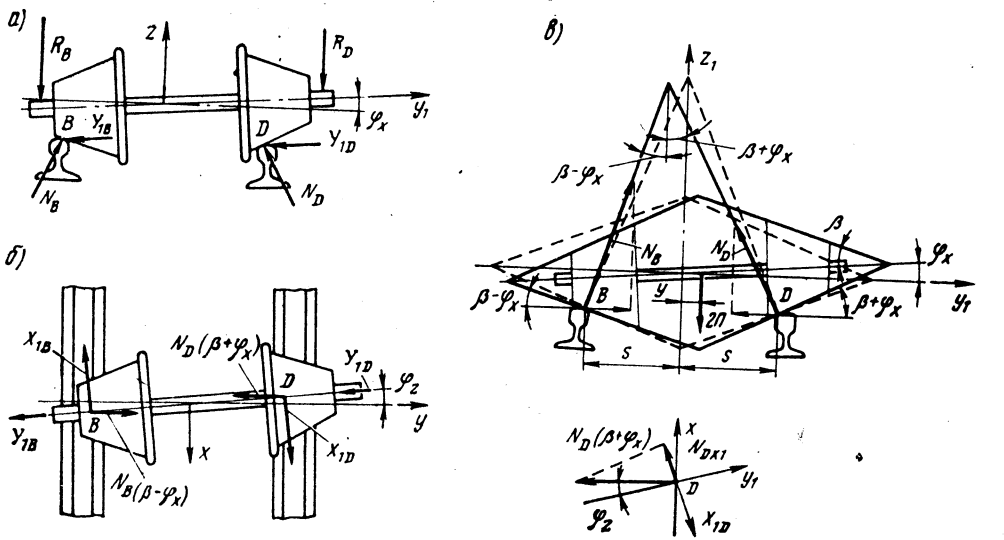


Рис. 5.2. Силы, действующие на колесную пару при извилистом движении в проекциях на вертикальную (*а*) и горизонтальную (*б*) плоскости, и схема к определению гравитационной жесткости (*в*)

Учитывая малость углов β и φ_x, можно считать: $\sin(\beta + \varphi_x) = \beta + \varphi_x$; $\sin(\beta - \varphi_x) = \beta - \varphi_x$.

Равнодействующая проекций нормальных реакций N_B и N_D на ось y:

$$N_{y\Sigma} = N_B \sin(\beta - \varphi_x) - N_D \sin(\beta + \varphi_x) = N_B(\beta - \varphi_x) - N_D(\beta + \varphi_x);$$

$$N_{y\Sigma} = (N_B - N_D)\beta - (N_B + N_D)\varphi_x \cong -(N_B + N_D)\varphi_x.$$

Учитывая, что сумма проекций N_B и N_D на ось z

$$N_B \cos(\beta - \varphi_x) + N_D \cos(\beta + \varphi_x) \cong N_B + N_D = 2П,$$

получим $N_{y1\Sigma} = -2П\varphi_x$ или с учетом выражения (5.12)

$$N_{y1\Sigma} = -2П\frac{i}{s}y = -ж_{гр}y.$$

Поскольку угол φ_x между осями y_1 и y мал и $\cos\varphi_x = 1$, то

$$N_{y1\Sigma} = N_{y\Sigma} = -ж^{y}_{гр}y. \qquad (5.13)$$

Величину $ж^{y}_{гр} = 2Пi/s$ называют *гравитационной жесткостью*, так как она представляет собой восстанавливающую силу от вертикальной нагрузки при $y = 1$.

Нормальные реакции рельсов, кроме образующих бандажа, перпендикулярны продольной оси рельса в точках контакта B и D (рис. 5.2, *б*). Поэтому, помимо составляющих, направленных по продольной оси колесной пары, которые создают восстанавливающую силу $N_{y1\Sigma}$, возникают еще и составляющие N_{Bx1} и N_{Dx1}, перпендикулярные оси колесной пары. Выражения последних при малых отклонениях φ_z и y определяются аналогично:

$$N_{Bx1} = N_B(\beta - \varphi_x)\varphi_z = -N_{Dx1}.$$

Эти составляющие образуют пару сил с моментом:

$$M_z = N_{Bx1}(s+y) + N_{Dx1}(s-y) \approx 2\Pi\beta s\varphi_z;$$

$$M_z = 2\Pi\varphi_z\, s\,\mathrm{arctg}\, i \approx 2\,\Pi i s\varphi_z = ж^{\varphi}_{гр}\varphi_z. \qquad (5.14)$$

Здесь $ж^{\varphi}_{гр} = 2\Pi i s$ является угловой гравитационной жесткостью.

Поскольку момент M_z имеет положительный знак, при повороте колесной пары на угол φ_z он способствует увеличению этого угла: т. е. в отличие от силы $N_{y1\Sigma}$ оказывает не восстанавливающее, а дестабилизирующее действие.

Рассмотрим теперь поперечные реакции. Если пренебречь деформациями колесной пары под действием всех сил и считать характеристики обеих рельсовых нитей одинаковыми, то поперечные реакции будут равны и их можно заменить одной равнодействующей $2Y_1$. Что касается продольных реакций, то при аналогичных предположениях они образуют пару сил с моментом $2sX_1$.

Отметим существенную особенность задачи, связанную с основной гипотезой извилистого движения колесной пары, согласно которой скорость центра C ее масс все время остается постоянной и параллельной оси пути, т. е. $v = v_{Cx} = \dot{x} = \mathrm{const}$; $\ddot{x} = 0$.

При этом угловая скорость колесной пары $\omega = v_{Cx1}/r = v_{Cx}/r$, вообще говоря, изменяется с изменением угла φ_z, поскольку проекция скорости v на ось x_1, перпендикулярную оси колесной пары, $v_{Cx1} = v\cos\varphi_z$. Однако этим изменением v_{Cx1} можно пренебречь, поскольку $\cos\varphi_z \approx 1$ при малых φ_z.

Составим дифференциальные уравнения движения колесной пары, предполагая, что она симметрична относительно собственных осей Cy_1, Cx_1, Cz_1. Чтобы определить обобщенные силы инерции по формуле (2.18), запишем выражение для кинетической энергии при извилистом движении колесной пары, характеризуемом тремя обобщенными координатами: y, φ_z и x,

$$T = 0{,}5\; m(\dot{x}^2+\dot{y}^2) + 0{,}5\; J_z\dot{\varphi}_z^2 + 0{,}5\; J_y\dot{\varphi}_y^2. \qquad (5.15).$$

Здесь угловая скорость $\dot{\varphi}_y$ выражается через координату $\dot{x}$ из уравнения связи (5.1): $\dot{x} = r\dot{\varphi}_y$. Тогда выражение (5.15) можно записать так

$$T = 0{,}5\, m\dot{y}^2 + 0{,}5\, J_z\dot{\varphi}_z^2 + 0{,}5\,\dot{x}^2(m + J_y/r^2).$$

Используя методику, изложенную в § 2.4, вычислим обобщенные силы инерции с помощью оператора Лагранжа [см. формулу (2.18)], а обобщенные силы от внешних сил — по формуле (2.16). В результате получим систему дифференциальных уравнений, описывающих извилистое движение колесной пары:

$$\begin{cases} m\ddot{y} = -2Y_1\cos\varphi_z - N_{y1\Sigma}; \\ J_z\ddot{\varphi}_z = -2X_1 s + M_z; \\ (J_y/r^2 + m)\ddot{x} = -2Y_1\sin\varphi_z. \end{cases} \qquad (5.16)$$

Они связывают кинематические и инерционные параметры движения с силами. При $Y_1 \neq 0$ третье уравнение (5.16) противоречит основному предположению, что $\ddot{x} = 0$, т. е. скорость $v_{Cx1} = \dot{x}$ вдоль оси пути при извилистом движении должна изменяться. Однако при малых отклонениях это изменение имеет второй порядок малости и $2Y_1\sin\varphi_z \approx 2Y_1\varphi_z \ll Y_1$. Поэто-

му можно пренебречь влиянием сил Y_1 на изменение скорости v_{Cx1}. Если все же сохранить строго гипотезу о том, что $v_{Cx}=\dot{x}=\text{const}$, то необходимо вносить в систему дополнительную, хотя и малую, энергию, которая является составной частью энергии локомотива, расходуемой на движение поезда, и учитывается в основном сопротивлении движению. Из условия $v_{Cx}=\text{const}$ следует, что угловая скорость колесной пары $\omega = v_{Cx1}/r = v_{Cx}\cos\varphi_z/r$, т. е. является переменной. Изменение угловой скорости может происходить только под действием вращающего момента. Следовательно, в процессе извилистого движения для поддержания постоянной угловой скорости необходим переменный вращающий момент, который является частью общего вращающего момента, развиваемого колесной парой локомотива. Обычно изменением $v=\dot{x}$ пренебрегают. Поэтому в системе (5.16) остаются два уравнения, которые с учетом малости обобщенных координат окончательно можно записать в виде:

$$\begin{cases} m\ddot{y}+2Y_1+2\Pi\dfrac{i}{s}y=0; \\ J_z\ddot{\varphi}_z+2X_1 s-2\Pi i s\varphi_z=0. \end{cases} \tag{5.17}$$

Для определенности задачи, кроме системы (5.17), необходимо иметь информацию о природе и характере сил Y_1 и X_1. При этом исходят из двух альтернатив:

1) при использовании гипотезы абсолютно твердых контактирующих тел силы Y_1 и X_1 подчиняются закону трения Кулона:

$$Y_1 \leqslant \Pi\varphi(v);\ X_1 \leqslant \Pi\varphi(v),$$

где $\varphi(v)$ — коэффициент трения, зависящий от скорости движения.

В этом случае возможно движение колесной пары как без скольжения, так и со скольжением;

2) при учете деформации контактирующих тел силы Y_1 и X_1 зависят от относительной скорости скольжения колес по рельсам.

Первый режим движения не реализуем, поскольку решением первого уравнения системы (5.17) являются гармонические колебания с ограниченной амплитудой, а решением второго уравнения — колебания с неограниченно возрастающими со временем амплитудами из-за отрицательного знака перед гравитационным моментом. Из-за таких особенностей решения уравнений (5.17) не могут удовлетворить двум уравнениям связи (5.4).

Таким образом, движение колесной пары необходимо рассматривать только с учетом деформации колес и рельсов.

Движение колесной пары с учетом деформации бандажа и рельса. Псевдоскольжение. При передаче вертикальной силы от колеса на рельс возникает малая зона контакта с большими удельными давлениями — контактное пятно. В этом контактном пятне происходят упругие деформации. Если к колесу не приложены вращающий момент или горизонтальная сила, то пятно симметрично относительно вертикальной оси. При движении колеса под действием вращающего момента симметрия распределения деформаций нарушается (рис. 5.3, *а*). В направлении по ходу движения на бандаже образуется зона сжатия, а с противоположной стороны — зона растяжения. Деформации рельса в зоне контактного пятна имеют противоположное направление.

Вследствие различия деформаций колеса и рельса в зоне контакта путь, пройденный геометрическим центром колеса, меньше пути, подсчитанного по угловой скорости вращения колеса в предположении качения без сколь-

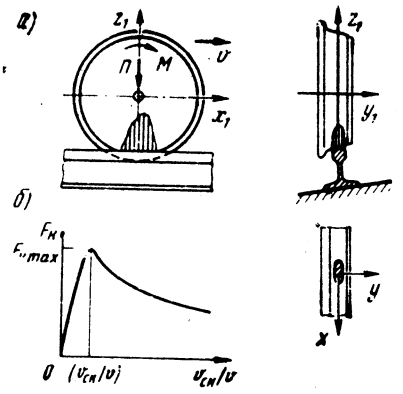


Рис. 5.3. Деформация колеса в зоне его контакта с рельсом (*а*) и зависимость силы крипа от относительной скорости движения (*б*)

жения. Это явление с кинематической точки зрения рассматривают как проскальзывание, но, учитывая причину его возникновения, такое *проскальзывание* называют или *упругим*, или *псевдоскольжением* или *крипом*.

Касательные силы по площадке контакта, действующие на колесо, имеют проекцию на горизонтальную ось пути, направленную в сторону движения. Равнодействующую этих внешних сил называют *силой крипа* (в теории тяги поездов— *силой сцепления*). Для точного анализа явлений, происходящих в пятне контакта при движении колеса, необходимо использовать специальные методы теории упругости, пластичности и т. п. Окончательно это еще не изучено; имеются только приближенные решения при различных упрощающих предпосылках относительно геометрии соприкасающихся тел и свойств материалов.

Установлено, что такая сила крипа зависит от относительной скорости проскальзывания [система уравнений (5.11)], которая является безразмерной величиной. Вообще говоря, устанавливая зависимость между силой крипа и скоростью проскальзывания, необходимо было бы специально рассмотреть процессы, возникающие в зоне контакта в состоянии покоя, а также при нагружении колеса вертикальной силой и вращающим моментом.

Принято считать, что при отсутствии относительной скорости проскальзывания сила крипа равна нулю. Это позволяет получить удовлетворительные результаты при относительных скоростях проскальзывания, наблюдаемых у локомотивов. Однако оно приводит к качественно неправильному выводу о том, что для статического (с бесконечно малой скоростью скольжения) смещения колеса нужна бесконечно малая сила.

Для выяснения конкретной зависимости между проскальзыванием и силой крипа был выполнен ряд исследований. Достаточно подробный анализ этого вопроса можно найти в литературе [5, 8, 9].

Наибольшее распространение получила теория Картера, согласно которой продольные и поперечные силы крипа пропорциональны относительным скоростям скольжения:

$$\left.\begin{aligned} F_{кx1} &= -\kappa_x \frac{v_{Bx1}}{v} = \kappa_x \frac{v_{Dx1}}{v} = -\kappa_x \left(\frac{l}{r} y - \frac{s}{v} \varphi_z\right); \\ F_{кy1} &= \kappa_y \frac{v_{By1}}{v} = -\kappa_y \frac{v_{Dy1}}{v} = -\kappa_y \left(\frac{1}{v} \dot{y} + \varphi_z\right). \end{aligned}\right\} \qquad (5.18)$$

Здесь равенства $\frac{v_{Bx1}}{v} = -\frac{v_{Dx1}}{v}$ и $\frac{v_{By1}}{v} = \frac{v_{Dy1}}{v}$ приняты в соответствии с выражениями (5.11).

Коэффициенты крипа κ_x и κ_y в общем случае зависят от вертикальной силы, передаваемой от колеса на рельс, диаметра колеса, радиуса головки рельса, упругих постоянных и т.п. В простейшем случае

$$\kappa_x = \kappa_y = \kappa = \varkappa \sqrt{\Pi r}. \qquad (5.19)$$

Данные натурных экспериментов показывают, что силы крипа имеют большой разброс. Причиной этого являются вибрации, загрязнения по-

верхностей контакта, температура, влажность и т.п. Поэтому значения коэффициента крипа κ могут изменяться в довольно широких пределах. На основе лабораторных опытов установлено, что для верхней оценки можно использовать следующую формулу, кН:

$$\kappa_{max} = 8000\sqrt{\Pi r \cdot 10^{-1}}, \qquad (5.20)$$

где Π — сила, кН; r — радиус колеса, м.

Например, для электровозов ВЛ80 всех индексов $\kappa_{max} = 21\,440$ кН при $\Pi = 115$ кН и $r = 0{,}625$ м.

Нижний предел коэффициента крипа по исследованиям Боммеля можно определять при Π в килоньютонах по формуле

$$\kappa_{min} = \Pi(235 - 2{,}4\Pi + 10^{-2}\Pi^2). \qquad (5.21)$$

Для того же электровоза $\kappa_{min} = 10\,465$ кН.

В последнее время был выполнен ряд работ по уточнению характера зависимости (5.20). Следует особо отметить работу Калкера, в которой дополнительно учитывается упругий момент «верчения» колесной пары относительно вертикальной оси — спин. Имеются также предложения по нелинейным зависимостям для сил крипа. Однако получаемые при этих уточнениях значения сил крипа не выходят из указанного диапазона $\kappa_{min} \div \kappa_{max}$. Вследствие значительного влияния условий эксплуатации на силы крипа дальнейшее их уточнение вряд ли имеет смысл.

Силы крипа можно считать зависящими линейно [см. формулы (5.18)] от относительных скоростей проскальзывания лишь в ограниченном диапазоне последних. Начиная с некоторого предельного значения $(v_{ск}/v)_{кр} = 0{,}25 \div 5$ %, соответствующего максимальному значению силы трения, происходит срыв сцепления и возникает обычное, а не упругое скольжение, при котором сила трения убывает с ростом относительной скорости (рис. 5.3, *б*).

Для оценки возможности использования линейной зависимости сил крипа (5.20) определим максимальные скорости проскальзывания, которые возникают при извилистом движении колесных пар. Относительная скорость при $\varphi_z = 0$ и при выборке зазора y_0 в рельсовой колее

$$(v_{ск\,y}/v)_{max} = \dot{y}_{max}/v = y_0\omega_c/v = y_0\sqrt{i/rs}. \qquad (5.22)$$

Например, для электровоза ВЛ80

$$\frac{v_{ск\,y}}{v}\,100\% = 0{,}007\sqrt{\frac{0{,}05}{0{,}625 \cdot 0{,}8}}\,100\% = 0{,}22\%.$$

Это меньше значения относительной скорости, соответствующего срыву сцепления, которое составляет 0,25—5 %. Следовательно, боковые колебания этого локомотива можно исследовать на основе линейной теории псевдоскольжения.

Дифференциальные уравнения извилистого движения колесной пары при использовании линейной гипотезы псевдоскольжения получим, подставляя в уравнение (5.17) вместо Y_1 и X_1 силы крипа $F_{ку}$ и $F_{кх}$ [см. выражение (5.18)] и учитывая, что $\kappa_x = \kappa_y = \kappa$:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + 2\kappa\left(\dfrac{1}{v}\dot{y} + \varphi_z\right) + 2\Pi\dfrac{i}{s}y = 0; \\ J_z\ddot{\varphi}_z + 2\kappa s\left(\dfrac{s}{v}\dot{\varphi}_z - \dfrac{i}{r}y\right) - 2\Pi i s\varphi_z = 0. \end{cases} \qquad (5.23)$$

Эти уравнения описывают в рамках принятых допущений движения колесной пары в горизонтальной плоскости, сопровождающееся ее относом и вилянием. Обратим внимание на одну важную их особенность. Во втором уравнении обобщенная главная упругая сила типа $ж^{\varphi^z}_{гр}\,\varphi_z$ отрицательна. Кроме этого, диссипативные обобщенные силы с ростом скорости v уменьшаются, а побочные упругие имеют разные знаки. Это связано с тем, что силы крипа не являются консервативными, т. е. не имеют потенциала.

Неконсервативность системы не позволяет воспользоваться для проверки ее устойчивости теоремой Лагранжа и вытекающими из нее условиями, приведенными в § 2.5 для системы с двумя степенями свободы. В связи с этим оценку устойчивости можно выполнить, пользуясь общими методами, применяемыми для линейных систем. Будем искать решение системы уравнений (5.23) в виде

$$\begin{bmatrix} y \\ \varphi_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{bmatrix} e^{pt}.$$

После подстановки этого выражения в систему уравнений (5.23) получим систему алгебраических уравнений для определения характеристических показателей p_1 и p_2 из условия равенства нулю определителя системы

$$\begin{vmatrix} mp^2 + 2\dfrac{\kappa}{v}p + 2\Pi\dfrac{i}{s} & 2\kappa \\ -2\kappa\dfrac{si}{r} & J_z p^2 + 2\kappa\dfrac{s^2}{v}p - 2\Pi is \end{vmatrix} = 0. \qquad (5.24)$$

Раскрыв этот определитель, получим характеристическое уравнение

$$mJ_z p^4 + 2\frac{\kappa}{v}(s^2 m + J_z)p^3 + \left(4\frac{\kappa^2 s^2}{v^2} + 2\Pi\frac{i}{s}J_z - 2m\Pi is\right)p^2 -$$

$$-4\Pi^2 i^2 + 4\kappa^2\frac{si}{r} = 0.$$

В этом уравнении отсутствует член с p в первой степени, поэтому в соответствии с алгебраическим критерием устойчивости (см. с. 53—54) движение колесной пары при любой скорости v неустойчиво.

Конечно, по устойчивости или неустойчивости движения колесной пары нельзя судить о характеристиках боковых колебаний локомотива, поскольку колесная пара связана с тележкой, а последняя — с кузовом. Такая система является гораздо более сложной; при неустойчивой колесной паре она может быть устойчивой и обладать удовлетворительными значениями показателей динамических качеств. В связи с этим необходимо исследовать устойчивость движения и показатели динамических качеств локомотива при вынужденных боковых колебаниях, вызванных горизонтальными неровностями рельсового пути (неровностями пути в плане).

Особенности взаимодействия колесной пары с путем при извилистом движении. До сих пор были рассмотрены идеализированные схемы движения колесной пары. При решении реальных задач следует учитывать ряд дополнительных факторов.

Поскольку движение одиночной колесной пары неустойчиво, то по истечении достаточного промежутка времени амплитуды относа и виляния станут равны половине зазора, т. е. процесс извилистого движения будет сопровождаться набеганием гребня бандажа на рельс. Набегание связано с появлением дополнительных реакций, значения которых зависят от формы профиля бандажа и рельса, жесткости пути в поперечном направлении.

При движении с набеганием горизонтальная сила реакции со стороны рельса нелинейно зависит от смещения y колесной пары. Эта зависимость определяется различными факторами. На нее влияют очертания профиля бандажа и рельса, изгибная и крутильная жесткости рельсов, разброс горизонтальной податливости рельсо-шпальной решетки, отклонения от номинальных профилей поверхностей катания бандажей и рельсов, вызванные износом, и т.п. Предложен ряд способов описания процессов взаимодействия колеса и рельса в поперечном направлении, различающихся степенью детализации. Однако все они с теми или иными оговорками сводятся к введению в расчетную схему нелинейного очертания бандажа и (или) нелинейной зависимости между относом и реакциями Y_1, X_1.

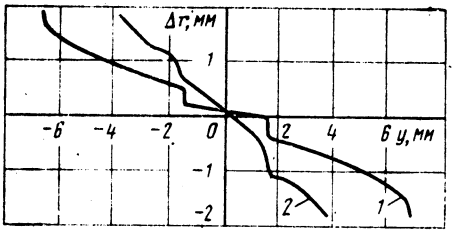


Рис. 5.4. Зависимость Δr от относа колесной пары при разной ширине колеи:
1 — колея 1435^{-3} мм; *2* — колея 1435^{+3} мм

Нелинейное изменение очертания бандажа приводит к тому, что зависимость приращения радиуса Δr круга катания от относа y становится нелинейной $\Delta r = f(y)$ и при малых изменениях y может быть записана так: $\Delta r \approx \approx \left[\frac{df(y)}{dy}\right] \Delta y$.

Из этого следует, что очертание бандажа можно представить в виде кусочно-линейных участков различной конусности. Иногда нелинейное описание бандажа распространяют и на его гребень.

Нелинейность изменения очертания бандажа вызывает изменение относительных скоростей проскальзывания и гравитационной жесткости.

Пример зависимости от относа разности радиусов левого и правого колес (рис. 5.4), приведенный для изношенного профиля колес, показывает, что зависимость $\Delta r(y)$ существенно отличается от линейной и в сильной степени определяется шириной колеи. Поэтому для точных расчетов необходимо учитывать не только реальный профиль колеса, но и действительную форму головки рельсов, а также неровности рельсовых нитей в плане. В выражении (5.11) вместо $\frac{i}{r} y$ необходимо подставить $\Delta r_B/r$ для точки B и $\Delta r_D/r$ для точки D, а гравитационные жесткости при малых углах наклона касательных к профилю бандажа вычислить по формулам

$$ж_{гр}(y) = 2П(\beta_B - \beta_D);$$

$$ж^{\varphi}_{гр}(y) = -Пs(\beta_B + \beta_D),$$

где β_B и β_D — углы между касательной плоскостью колеса в точке контакта и горизонтальной плоскостью соответственно для левого и правого колеса.

С помощью указанного способа описывают профиль любого криволинейного бандажа. Однако непосредственное использование зависимости $\Delta r = f(y)$ значительно усложняет исследование боковых колебаний. Для упрощения зависимости $\Delta r = f(y)$ Викенсом было принято предположение, что в малой окрестности каждой точки бандажа профили бандажа и головки рельса представляют собой окружности радиусов $r_б$ и $r_р$ соответственно. В этом случае, считая угловые и линейные перемещения малыми, зависимость $\Delta r = f(y)$ можно линеаризовать, введя эффективную конусность

$$i_{эф} = \frac{r_б\, i_0}{r_б - r_р}\left(\frac{s + r_р\, i_0}{s - r_0\, i_0}\right),$$

где i_0 — тангенс угла наклона касательной к профилю бандажа при среднем положении колесной пары; r_0 — радиус круга катания колеса в этом положении.

Величины $r_p i_0$ и $r_0 i_0$, как правило, значительно меньше s, поэтому можно пользоваться приближенной формулой для эффективной конусности в виде

$$i_{эф} \approx i_0/(1-r_p/r_б).$$

Заметим, что $i_{эф} > i_0$, так как знаменатели обычно меньше единицы. По мере приработки бандажей и рельсов значения $r_б$ и r_p сближаются, а $i_{эф}$ существенно возрастает, достигая 0,1—0,2.

Эффективная конусность меняется в зависимости от положения колесной пары относительно оси пути, а характер этого изменения существенно зависит от ширины колеи в данном месте. С учетом $i_{эф}$ существенно (на два порядка при начальной конусности $^1/_{20}$) возрастает поперечная гравитационная жесткость, угловая же гравитационная жесткость остается малой, незначительно снижая стабилизирующий эффект первой.

При набегании гребня бандажа на рельс резко возрастают силы взаимодействия колесной пары и пути; в этом случае могут быть превзойдены допустимые значения показателей безопасности движения. Для уточнения значения этих сил расчетная модель должна учитывать горизонтальную податливость пути, т. е. при набегании гребня бандажа на рельс в состав реакции пути (боковая сила) должно войти дополнительное слагаемое $ж_{пг}\, y_p$ при $|y| \geqslant \delta$, где y_p — горизонтальный прогиб рельса; δ — половина зазора между гребнями бандажей и головками рельсов.

До сих пор рассматривались особенности движения колесной пары по идеальному пути без неровностей. В действительности неровности рельсов в плане $\eta_г$ делают извилистое движение колесной пары возмущенным.

§ 5.3. ОСОБЕННОСТИ БОКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОКОМОТИВОВ

При составлении схемы связей между элементами локомотива (рис. 5.5, *а* и *б*) предполагалось, что учесть влияние тягового привода в первом приближении можно путем корректировки инерционных характеристик колесных пар и тележек.

Составление дифференциальных уравнений боковых колебаний, соответствующих модели, приведенной на рис. 5.5, производится точно так же, как и для вертикальных колебаний (см. § 4.3), только при определении обобщенных сил необходимо учитывать силы крипа. Движение любой из колесных пар описывается двумя дифференциальными уравнениями относа и виляния, которые можно получить из системы уравнений (5.17), добавив реакции тележки:

$$m_{кп}\ddot{y}_1 + 2ж_1^y (y_1 - y_{т1} - h_1 \varphi_{xт1} + a_1 \varphi_{zт1}) + Y_{б1} = 0;$$

$$J_{z\,кп}\ddot{\varphi}_{z1} + 2ж_1^x b_1^2 (\varphi_{z1} - \varphi_{z\,т1}) + M_{z\,кп1} = 0;$$

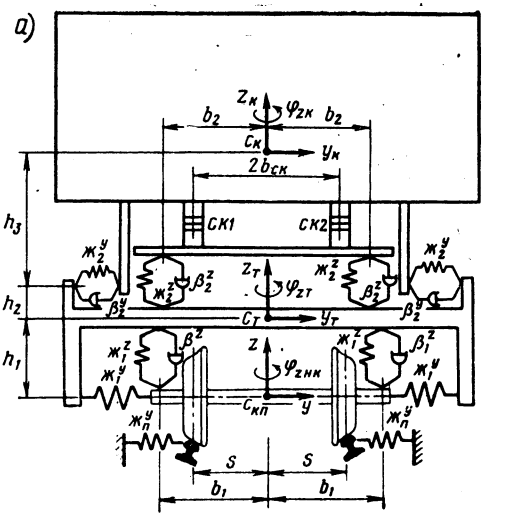
$$\kappa\left[\frac{1}{v}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{p1} - \dot{\eta}_{г1}) + \varphi_{z1}\right] + 2П\frac{i}{s}(y_1 - y_{p1} - \eta_{г1}) - ж_п^y y_{p1} = 0.$$

Боковая сила:

$$Y_{б1} = \begin{cases} 2П\dfrac{i}{s}(y_1 - \eta_{г1}) + 2\kappa\left[\dfrac{1}{v}(\dot{y}_1 - \dot{\eta}_{г1}) + \varphi_z\right] \text{ при } |y_1| \leqslant \delta + \eta_{г1}; \\ ж_п^y y_{p1} + 2П\dfrac{i}{s}(y_1 - y_{p1} - \eta_{г1}) + \kappa\left[\dfrac{1}{v}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{p1} - \dot{\eta}_{г1}) + \varphi_{z1}\right] \text{ при } |y_1| > \delta + \eta_{г1}. \end{cases}$$

Момент активных сил, вызывающих виляние тележки:

$$M_{z\,кп1} = \begin{cases} 2\kappa s\left[\dfrac{s}{v}\varphi_{z1} - \dfrac{i}{r}(y_1 - \eta_{г1})\right] - 2Пis\varphi_{z1} \text{ при } |y_1| \leqslant \delta + \eta_{г1}; \\ 2\kappa s\left[\dfrac{s}{v}\varphi_{z1} - \dfrac{i}{r}(y_1 - y_{p1} - \eta_{г1})\right] - 2Пis\varphi_{z1} \text{ при } |y_1| > \delta + \eta_{г1}. \end{cases}$$



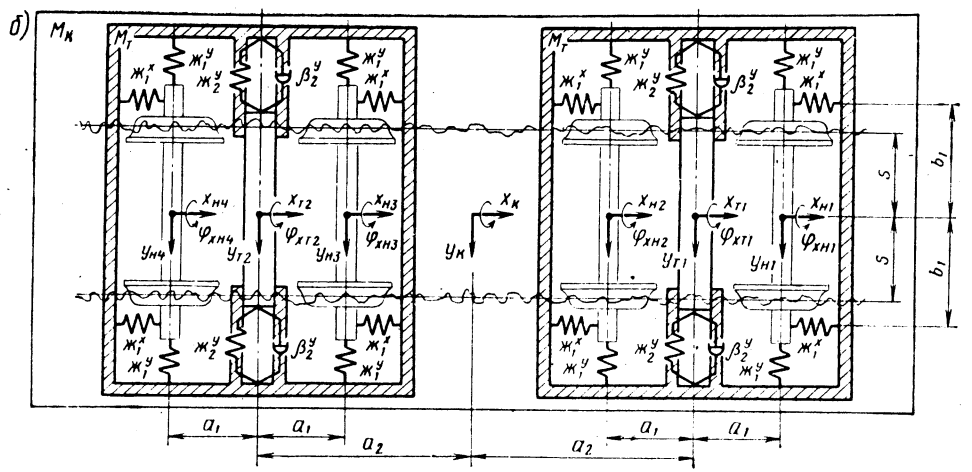


Рис. 5.5. Схемы, используемые для составления уравнений боковых колебаний и поясняющие связи между элементами локомотива в поперечном сечении (*а*) и на виде сверху (*б*). Все связи приняты линейными, за исключением сил сухого трения в скользунах опор кузова *СК1*, *СК2* и зазора между гребнем бандажа и рельсом

Эти уравнения записаны в предположении, что при выборе зазора δ на соответствующий рельс набегает одно колесо колесной пары и возникает деформация рельса $y_р$. Движение тележек описывается тремя уравнениями:

$$m_т \ddot{y}_{т1} + 2\beta_2^y (\dot{y}_{т1} - h_2 \dot{\varphi}_{хт1} - \dot{y}_к - h_3 \dot{\varphi}_{хк} + a_2 \dot{\varphi}_{zк}) +$$

$$+ 2ж_1^y (2y_{т1} - 2h_1 \varphi_{хт1} - y_1 - y_2) + 2ж_2^y (y_{т1} - h_2 \varphi_{хт1} - y_к - h_3 \varphi_{хк} + a_2 \varphi_{zк}) = 0;$$

$$J_{zт} \ddot{\varphi}_{zт1} + M_{тк}^z + 2ж_1^x b_1^2 (2\varphi_{zт1} - \varphi_{z1} - \varphi_{z2}) + 2ж_1^y a_1 (2a_1 \varphi_{zт1} + y_1 - y_2) = 0;$$

$$J_{хт} \ddot{\varphi}_{хт1} + 2\beta_2^z b_2^2 (\dot{\varphi}_{хт1} - \dot{\varphi}_{хк}) + 2ж_2^z b_2^2 (\varphi_{хт1} - \varphi_{хк}) + 2\beta_2^y h_2 (\dot{y}_{т1} - h_2 \dot{\varphi}_{хт1} - \dot{y}_к +$$

$$+ a_2 \dot{\varphi}_{zк} - h_3 \dot{\varphi}_{хк}) + 2ж_2^y h_2 (y_{т1} - h_2 \varphi_{хт1} - y_к + a_2 \varphi_{zк} - h_3 \varphi_{хк}) +$$

$$+ 2\beta_1^z b_1 \left[2b_1 \dot{\varphi}_{хт1} - \frac{i}{s} (\dot{y}_1 + \dot{y}_2) \right] + 2ж_1^z b_1 \left[2b_1 \varphi_{хт1} - \frac{i}{s} (y_1 + y_2) \right] +$$

$$+ ж_1^y h_1 [2y_{т1} + 2h_1 \varphi_{хт1} - (y_1 + y_2)] = 0.$$

Момент $M^z_{\text{тк}}$ в связях кузова с тележкой относительно оси z может иметь упругую $M^z_{\text{ткy}}$ и диссипативную $M^z_{\text{ткд}}$ составляющие. Упругая составляющая зависит от относительных поперечных перемещений указанных тел, диссипативная чаще всего создается трением в скользунах боковых опор и в этом случае

$$M^z_{\text{тк д}} = 0{,}25 m_{\text{к}} g \varphi_{\text{ск}} 2b_{\text{ск}} \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_{z\text{т1}} - \dot{\varphi}_{z\text{к}}) = 0{,}5 m_{\text{к}} g \varphi_{\text{ск}} b_{\text{ск}} \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_{z\text{т1}} - \dot{\varphi}_{z\text{к}}).$$

Кроме того, момент $M^z_{\text{ткд}}$ может быть создан и с помощью специальных гидравлических гасителей колебаний.

Аналогично можно записать уравнения колебаний кузова:

$$m_{\text{к}} \ddot{y}_{\text{к}} + 2\beta_2^y [2y_{\text{к}} + 2h_3 \varphi_{x\text{к}} - y_{\text{т1}} - y_{\text{т2}} - h_2 (\varphi_{x\text{т1}} + \varphi_{x\text{т2}})] +$$

$$+ 2\varkappa_2^y [2y_{\text{к}} + 2h_3 \varphi_{x\text{к}} - y_{\text{т1}} - y_{\text{т2}} - h_2 (\varphi_{x\text{т1}} + \varphi_{x\text{т2}})] = 0;$$

$$J_{z\text{к}} \ddot{\varphi}_{z\text{к}} - M^z_{\text{т1к}} - M^z_{\text{т2к}} = 0;$$

$$J_{x\text{к}} \ddot{\varphi}_{x\text{к}} - m_{\text{к}} g h_3 \varphi_{x\text{к}} + 2\beta_2^z b_2^2 (2\dot{\varphi}_{x\text{к}} - \dot{\varphi}_{x\text{т1}} - \dot{\varphi}_{x\text{т2}}) + 2\varkappa_2^z b_2^2 (2\varphi_{x\text{к}} - \varphi_{x\text{т1}} - \varphi_{x\text{т2}}) +$$

$$+ 2\beta_2^y h_3 [2\dot{y}_{\text{к}} - \dot{y}_{\text{т1}} - \dot{y}_{\text{т2}} - 2h_3 \dot{\varphi}_{x\text{к}} + h_2 (\dot{\varphi}_{x\text{т1}} + \dot{\varphi}_{x\text{т2}})] +$$

$$+ 2\varkappa_2^y h_3 [2y_{\text{к}} - 2h_3 \varphi_{x\text{к}} - y_{\text{т1}} - y_{\text{т2}} + h_2 (\varphi_{x\text{т1}} + \varphi_{x\text{т2}})] = 0.$$

Здесь приведены уравнения только для одной колесной пары и для одной тележки. Для других аналогичных элементов локомотива уравнения будут отличаться только индексами и знаками отдельных членов. С помощью приведенных уравнений можно выполнить расчет на детерминированное и случайное возмущение, включая определение показателей динамических качеств.

При оценке устойчивости движения производят линеаризацию уравнений боковых колебаний локомотива, считая, что набегания гребней бандажей на рельсы не происходит. Кроме того, диссипативный момент сил сухого трения (если он имеется) заменяют эквивалентным диссипативным моментом сил вязкого сопротивления (см. с. 32). Используя линеаризованные уравнения, можно также определить частотные характеристики по отношению к возмущению $\eta_{\text{г}i} e^{j\omega t}$ для случая устойчивого движения локомотива при отсутствии набегания гребней бандажей на рельсы.

Анализ уравнений боковых колебаний и опыт эксплуатации показывают, что практически у всех локомотивов существует так называемая *критическая скорость*, при которой происходит потеря устойчивости прямолинейного равномерного движения и значения отдельных координат начинают резко возрастать. При этом, как и в случае одиночной колесной пары, гребни бандажей колесной пары набегают на рельсы, что вызывает ухудшение всех ПДК.

Аналитическое определение $v_{\text{кр}}$ выполняют на основе метода Ляпунова (см. § 2.5). Для этой цели определяют характеристические показатели (см. с. 8) при различных значениях v. Поскольку v как параметр входит в выражения (5.16), то значение скорости, при котором вещественная часть α_l хотя бы одного характеристического показателя становится равной нулю, и называется критической: $v = v_{\text{кр}}$ при $\alpha_l = 0$.

Критические скорости зависят от эффективной конусности бандажей колесных пар, а также от инерционных, упругих, диссипативных и геометрических параметров локомотивов. Правильно выбрав эти параметры, можно увеличить критические скорости так, чтобы они находились вне диапазона скоростей движения, принятых в эксплуатации.

Как указывалось, движение одиночной колесной пары неустойчиво; для обеспечения устойчивости движения локомотива необходимо закрепить колесную пару в тележке с помощью достаточно жестких продольных и попереч-

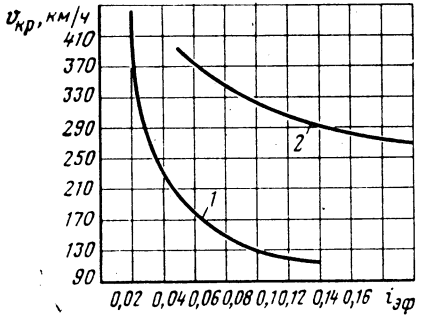


Рис. 5.6

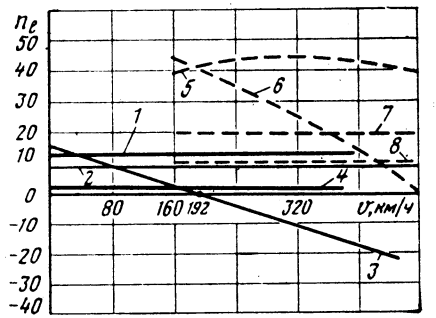


Рис. 5.7

Рис. 5.6. Зависимость $v_{кр}$ ($i_{эф}$) для шестиосного локомотива (кривая *1*) и скоростного вагона (кривая *2*)

Рис. 5.7. Зависимости n_l (v) для некоторых обобщенных координат электровоза (сплошные кривые) и вагона (штриховые) при разных видах потери устойчивости:
1 — относ тележки; *2* — боковая качка тележки; *3* — относ колесной пары; *4, 8* — относ кузова; *5* — относ и виляние колесной пары; *6* — относ тележки вместе с колесными парами; *7* — боковая качка кузова

ных связей. Однако, если жесткость этих связей становится бесконечно большой, что, впрочем, не может быть осуществлено в реальной конструкции, вновь получается неустойчивая система — тележка с жестко прикрепленными колесными парами. Неустойчивость такой системы легко доказать, составив дифференциальные уравнения ее колебаний виляния и относа.

Влияют на устойчивость также характеристики и параметры связей тележек с кузовом. Поэтому определять скорость $v_{кр}$ необходимо для экипажа в целом, считая все связи между отдельными его телами податливыми. Критическому значению скорости локомотива соответствует определенный характер потери его устойчивости с преобладающим ростом амплитуд по одной из обобщенных координат: относ колесной пары, тележки, кузова; виляние колесной пары, тележки, кузова. В реальных условиях основную опасность представляет потеря устойчивости движения колесных пар и тележки.

Для локомотивов различных типов достаточно высокая критическая скорость обеспечивается по-разному в зависимости от параметров механической части. Нельзя однозначно указать степень влияния изменения каких-либо параметров в отрыве от схемы рессорного подвешивания конкретного локомотива. Поэтому подбор характеристик связей выполняют по результатам расчетов на ЭВМ.

Рассмотрим влияние некоторых параметров механической части подвижного состава различных типов на критическую скорость и характеристики свободных колебаний по данным, приведенным в [8].

Из рис. 5.6 видно, что $v_{кр}$ снижается с увеличением эффективной конусности; темп снижения различен у подвижного состава разных типов.

Критическую скорость можно связать с понятием относительного демпфирования: $n_l = \alpha_l/\omega_{cl}$. По мере роста v значение n_l в какой-либо из обобщенных координат уменьшается. Скорость, при которой $n_l = 0$, и есть $v_{кр}$. Для шестиосного локомотива $v_{кр} = 192$ км/ч (рис. 5.7) и соответствует колебаниям относа тележки, в то время как n_l по другим обобщенным координатам практически не зависят от скорости. Аналогичная картина наблюдается и для вагона. Однако здесь потеря устойчивости происходит по колебаниям относа тележки вместе с колесными парами.

Мнимые части характеристических показателей, т. е. собственные частоты свободных колебаний $f_c = \omega_c/(2\pi)$ движущегося локомотива, по-разному зависят от скорости движения (рис. 5.8). Частота колебаний относа колесной пары увеличивается в 2 раза при возрастании скорости от 96 до 230 км/ч, собственные частоты колебаний относа тележек и кузова для рассматриваемого локомотива не изменяются.

Дальнейшее уточнение явлений взаимодействия колеса с рельсом связаны с именем Калкера [8], который исходил из существования трех силовых факторов в зоне контакта — продольных и поперечных сил, а также момента сопротивления вращению колеса относительно вертикальной оси. При этом, учитывая асимметричность распределения тангенциальных сил в контакте, Калкер установил взаимное влияние двух последних факторов друг на друга:

$$X = -\kappa_{11}\vec{v}\vec{x}_0;$$

$$Y = Y_1 + Y_2 = -\kappa_{22}\vec{v}\vec{u}\,(i) - \kappa_{23}\Phi;$$

$$M = M_1 + M_2 = -\kappa_{23}\vec{v}\vec{u}\,(i) - \kappa_{33}\Phi,$$

где X, Y, M —соответственно продольная и поперечная составляющие реакций, момент в точке колесо — рельс; $\vec{x}_0$, $\vec{u}\,(i)$ — единичные векторы, определяющие касательную плоскость в точке контакта; $\vec{v}$ — относительная скорость проскальзывания; κ_{kl} — коэффициенты крипа, зависящие от модуля сдвига контактирующих материалов и размеров осей эллипса контакта.

Спин $\Phi = \dot{\omega}/v$, где ω — угловая скорость поворота колесной пары относительно центра контактной площадки; v — скорость экипажа.

В результате оказались учтенными дополнительные факторы, влияющие на движение колесной пары, наиболее важными из которых являются составляющая

$$Y_2 = 2\kappa_{23}\frac{i_{эф}}{i_0 r_0 r_б}\frac{s}{s - r_0 i_0}$$

и коэффициент крипа в связи поперечного и поворотного вида проскальзывания

$$\kappa_{23} = (ab)^{3/2} G c_{23},$$

где a, b — размеры полуосей эллипса контакта; G — модуль сдвига: для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МН/м^2; c_{23} — коэффициент, зависящий от соотношения полуосей эллипса контактной площади и коэффициента Пуассона μ (для стали $\mu = 0{,}25 \div 0{,}30$).

Составляющая Y_2 является отрицательной и зависит от эффективной конусности и радиуса кривизны образующей бандажа. Детальные исследования, проводившиеся в рамках изучения проблем высокоскоростного движения, и в частности Р. Жоли (Франция), показали, что при значительной эффективной конусности она играет резко выраженную дестабилизирующую роль. Так, расчетная критическая скорость по вилянию колесной пары без учета этого фактора при параметрах типичного двухосного экипажа современной конструкции составляет 150 км/ч и практически не зависит от эффективной конусности. При учете составляющих Калкера критическая скорость, по данным Р. Жоли, при изменении $i_{эф}$ с 0,05 до 0,16 падает со 135 до 40 км/ч.

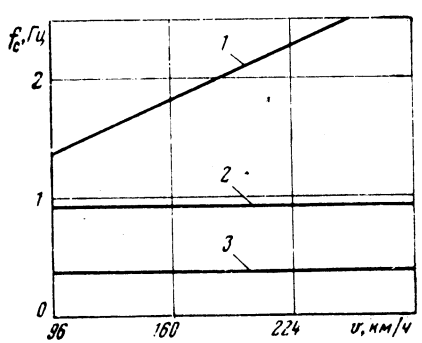


Рис. 5.8. Зависимости f_c для шестиосного локомотива:
1 — относ колесной пары; *2* — то же тележки; *3* — то же кузова

Последующие многочисленные натурные испытания высокоскоростного подвижного состава подтвердили, что линейная теория Калкера удовлетворительно отражает основные факторы, влияющие на потерю устойчивости движения и поперечные колебания железнодорожного экипажа.

В частности, из рис. 5.9 видно, что при скорости, близкой к критической, может возникнуть потеря устойчивости движения, вы-

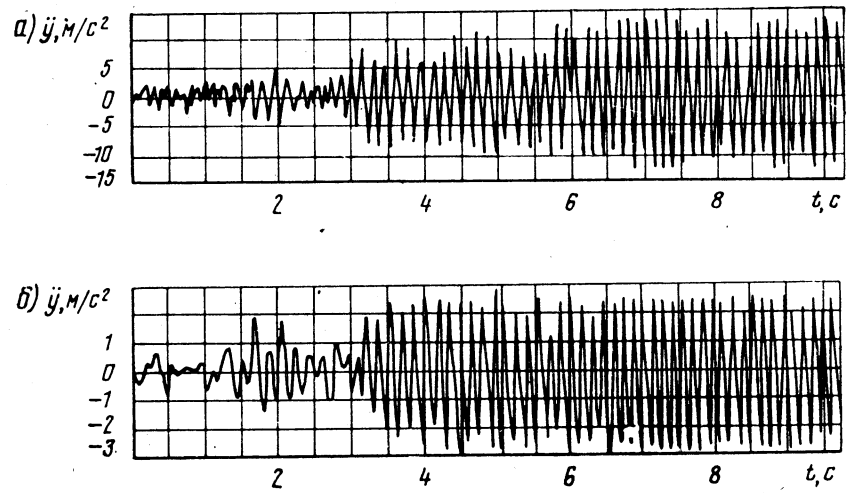


Рис. 5.9. Осциллограммы поперечных ускорений электровоза 2_0-2_0 типа Е-444 (Италия) при потере устойчивости движения на скорости 210 км/ч:
а — для второй тележки над четвертой осью; *б* — для задней кабины машиниста

зывающая резкий рост амплитуд колебаний, которые достигают максимального уровня, определяемого зазором в рельсовой колее и частотой автоколебаний. При этом амплитуды ускорений тележки в 5 раз превыщают уровень ускорений, зарегистрированный до потери устойчивости движения локомотива.

Как уже отмечалось, обеспечение устойчивости является лишь необходимым, но недостаточным условием создания работоспособного локомотива. Окончательный выбор характеристик связей колесных пар с рамой тележки и тележек с кузовом выполняют обычно на основе анализа значений ПДК, выполняемого по результатам исследования вынужденных колебаний локомотива, возникающих при его движении по пути со случайными неровностями $\eta_г$ (vt) в плане.

Характеристики случайного возмущения $\eta_г$ (v, t) определяют путем непосредственных измерений неровностей рельса с помощью шаблонов или в процессе движения специального прижимного ролика, закрепленного на тележке вагона-лаборатории. О характеристиках $\eta_г$ (vt) имеется гораздо меньше информации, чем о характеристиках $\eta_в$ (vt). Спектральная плотность $\eta_г$ (vt) может быть аппроксимирована аналитическим выражением (4.32), как и для вертикального возмущения при $i = 1$. Параметры этого выражения, которые можно использовать при расчетах, следующие: $b = 0{,}0058$; $\gamma = 2{,}952$; $a_1 = 3{,}54$ мм²; $a_2 = 0{,}288$ мм²; $a_3 = 0{,}132$ мм²; $a_4 = 0{,}052$ мм²; $l_1 = 0{,}04$ м$^{-1}$; $l_2 = 0{,}08$ м$^{-1}$; $l_3 = 0{,}121$ м$^{-1}$; $l_4 = 0{,}16$ м$^{-1}$; $\alpha_1 = 0{,}0035$ м$^{-1}$; $\alpha_2 = 0{,}0017$ м$^{-1}$; $\alpha_3 = 0{,}0018$ м$^{-1}$; $\alpha_4 = 0{,}0026$ м$^{-1}$.

В некоторых исследованиях учитываются инерционные и диссипативные свойства пути. Однако в этом нет особой необходимости, так как частоты собственных горизонтальных колебаний пути во много раз превышают частоты извилистого движения локомотива.

Поскольку полученная система дифференциальных уравнений нелинейная, то при расчете на случайное возмущение $\eta_г$ (vt) определяют ее реакцию на реализацию этого возмущения. Затем согласно методу статистических испытаний, повторяя такую процедуру N раз при каждой скорости движения, находят совокупность таких реакций. Статистические характеристики реакций и значения показателей динамических качеств вычисляют, усредняя по всей совокупности реакций для каждой скорости движения.

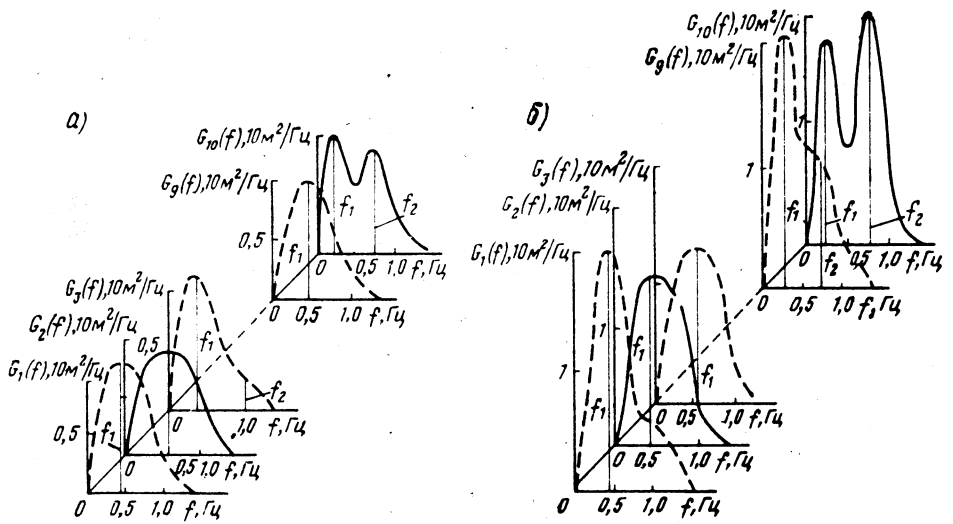


Рис. 5.10. Спектральные плотности колебаний относа кузова (*а*) и тележек (*б*) вагона метрополитена

В качестве примера на рис. 5.10 приведены спектральные плотности относительных колебаний кузова и тележек, вычисленные по 10 разным реализациям с одинаковой спектральной плотностью возмущения $\eta_г(vt)$, сформированным при одной и той же скорости движения. Каждая из таких спектральных плотностей является реализацией случайного процесса. Разброс значений дисперсий и эффективных частот для спектральных плотностей достигает 30 %. Как видим, различные реализации одного и того же случайного возмущения $\eta_г(vt)$ дают значительно различающиеся графики $G(f)$, в которых даже появляются дополнительные максимумы. Достоверные оценки случайных процессов $G(f)$ определялись усреднением по всем 10 реализациям.

При такой методике возникает необходимость генерировать случайное возмущение по заданной спектральной плотности. Для этого разработаны специальные методы, основанные на преобразовании последовательности равномерно распределенных случайных чисел с постоянной в некотором диапазоне частот спектральной плотностью.

Рассмотренные модели, с помощью которых могут быть выполнены расчеты боковых колебаний, позволяют выбирать жесткости, коэффициенты затухания и силы трения в элементах рессорного подвешивания, обеспечивающие выполнение требований к показателям динамических качеств. Кроме того, могут быть определены и характеристики динамических сил, действующих на отдельные несущие элементы, что необходимо для прочностного расчета этих элементов.

§ 5.4. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКТИВНЫМ ПАРАМЕТРАМ И ХАРАКТЕРИСТИКАМ СВЯЗЕЙ ТЕЛЕЖКИ С КУЗОВОМ И КОЛЕСНЫМИ ПАРАМИ

Как было уже показано, доминирующим для вертикальных колебаний локомотива является кинематическое возмущение от вертикальных неровностей пути, для горизонтальных колебаний — наряду с кинематическими возмущениями от неровностей пути в плане еще и автоколебания экипажа при

потере устойчивости движения. Последнее происходит в случае превышения критической скорости по боковым колебаниям. Конструктивные параметры и характеристики связей должны способствовать снижению реакций на кинематическое возмущение от неровностей пути, а также обеспечивать динамическую устойчивость экипажа во всем диапазоне возможных скоростей движения локомотива.

Снижение реакции на кинематическое возмущение (см. § 4.3) достигается уменьшением жесткостей связей между источником возмущения (колесной парой) и основными колеблющимися массами (моторными тележками, кузовом). Действительно, если представить экипаж в виде колебательной системы с одной массой (см. рис. 4.1), то уравнение равновесия приложенных к ней сил

$$m\ddot{z}_к + \beta [\dot{z}_к (t) - \dot{z}_н (t)] + ж_с [z_к (t) - z_н (t)] = 0$$

может быть приведено к виду уравнения вынужденных колебаний

$$m\ddot{z}_к (t) + \beta\dot{z}_к (t) + ж_с z_к (t) = \beta\dot{z} (t) + ж_с z_н (t).$$

Здесь правая часть есть возмущающая сила:

$$P_{возм} = \beta\dot{z}_н(t) + ж_с z_н(t).$$

Основная, упругая составляющая возмущающей силы, кроме очевидной зависимости от размера неровности $z_н (t)$, *прямо зависит от жесткости соединения* $ж_с$: чем меньше эта жесткость, тем меньше возмущающая сила, действующая на колебательную систему. В пределе при $ж_с = 0$, если пренебречь трением в системе, на экипаж с пути возмущение не передается; вертикальное ускорение кузова и воздействие его на путь равны нулю.

Ускорения кузова, приведенные на рис. 5.11, рассчитаны для одномассовой модели при условии движения по неровности синусоидальной формы с амплитудой 1 мм. Кривые (см. рис. 5.11) хорошо иллюстрируют зачастую не принимаемую во внимание особенность кинематического возмущения колебаний: при снижении жесткости соединения уменьшаются не только соб-

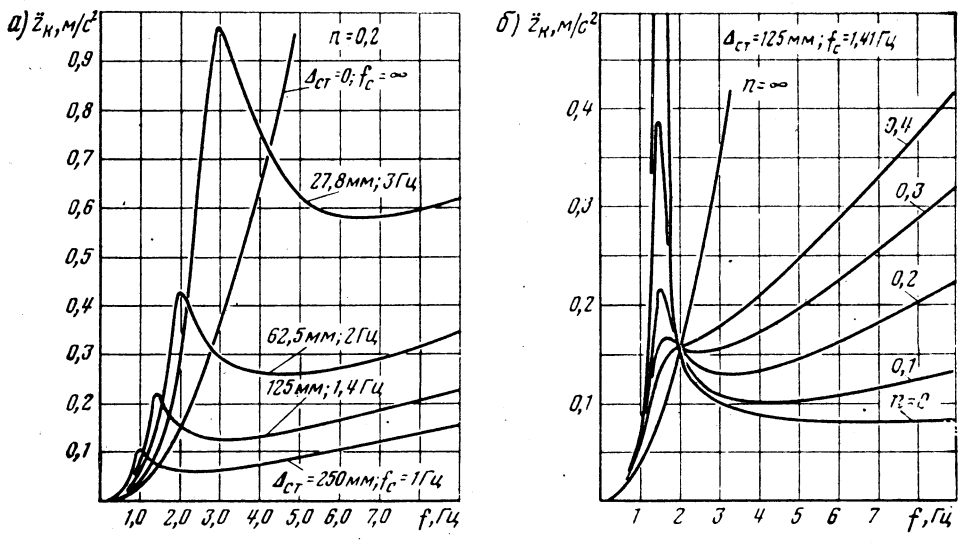


Рис. 5.11. Зависимость вертикальных ускорений кузова от частоты f прохода неровности синусоидальной формы с амплитудой 1 мм при различных статических прогибах $\Delta_{ст}$ рессорного подвешивания (*а*) и различной степени его демпфирования (*б*)

ственные частоты системы (что справедливо при всех видах возмущения), но и уровень возмущающих сил и реакций на них в широком диапазоне частот. Из этого следует *главное правило* выбора параметров соединений для виброзащиты при кинематическом способе возмущения — *снижать* (насколько возможно) *жесткость элемента, связывающего колеблющуюся массу с источником возмущения*. Применительно к вертикальному рессорному подвешиванию это сводится к снижению жесткости, или, что то же самое, к увеличению статического прогиба вплоть до 250—300 мм, что обеспечивает собственные частоты колебаний кузова в зоне 0,8—1 Гц. Это хорошо просматривается, например, при сопоставлении статического прогиба $\Delta_{ст}$ подвешивания грузовых тепловозов: 75 мм — у 2ТЭ10Л, 146 мм — у 2ТЭ116, 149 мм — у 2ТЭ121, 180 мм — у ТЭ136.

Вторая особенность кинематического возмущения — зависимость возмущающих сил от скорости движения. Действительно, если имеется непрерывная синусоидальная неровность $z_н(x)$ с длиной волны l, т. е. $z_н(x) = z_н(x)_{max} \sin\frac{2\pi v}{l}t$, то неупругая составляющая возмущающей силы

$$\beta \dot{z}_н(x) = 2v\frac{z_{н\,max}\,\pi}{l}\cos\frac{2\pi v}{l}t.$$

Таким образом, диссипативный элемент выполняет две функции: рассеивания энергии (проявляется особенно ярко при резонансных явлениях в зоне собственной частоты колебаний) и передачи возмущающих сил тем бо́льших, чем больше скорость движения. Вторая функция проявляется главным образом в зарезонансной зоне частот.

Кривые рис. 5.11, *б* хорошо иллюстрируют необходимость при кинематическом возмущении компромиссного подхода к выбору степени демпфирования: отсутствие демпфирования или его малая степень ($n \leqslant 0{,}1$) приводят к возможности возникновения значительных резонансных колебаний. Введение же диссипации, практически полностью подавляющей резонансы ($n \geqslant 0{,}4$), приводит к резкому росту ускорений из-за увеличения неупругой составляющей возмущающих сил в зоне зарезонансных частот.

Как известно, вертикальные неровности пути имеют широкий диапазон длин, чему соответствует непрерывный и широкий спектр частот кинематического возмущения, действующего одновременно как в до-, так и в зарезонансной зоне. Поэтому выигрыш при выборе варианта, для которого кривая $\ddot{z}_к(f)$ расположена низко в зоне резонанса, всегда несколько уменьшается из-за того, что эта кривая расположена более высоко в зарезонансной зоне. Отсюда наряду с безусловной необходимостью некоторой минимальной диссипации для предотвращения резонанса (обычно $n \geqslant 0{,}1 \div 0{,}15$) сравнительно мала чувствительность виброзащитных свойств к величине n (диапазон 0,1—0,4). Обычно выбирают $n = 0{,}2 \div 0{,}3$, при этом достаточно хорошо ограничиваются резонансы и не растут чрезмерно возмущающие силы в зарезонансной зоне частот.

Вместе с тем для пассажирских вагонов скоростных поездов ($v_{max} = 200$ км/ч в странах западной Европы), имеющих статический прогиб рессорного подвешивания примерно 250 мм, для которых спектр возмущений характеризуется высокой долей составляющих, приходящихся на зарезонансную зону частот, принимают, как правило, $n = 0{,}14 \div 0{,}16$.

При выборе параметров вертикальных связей необходимо учитывать, что снижение их жесткостей возможно лишь в пределах определенных ограничений. Так, ограничениями для повышения вертикальной гибкости рессорного подвешивания локомотивов и моторных вагонов являются снижение запаса поперечной устойчивости и приближение собственных частот колеба-

ний кузова к границе 0,8—1 Гц, характеризующей начало зоны расстройства вестибулярного аппарата человека — укачивание.

Для моторвагонного подвижного состава возможно также расцепление смежных вагонов при различной загрузке их пассажирами из-за разности прогибов гибкого подвешивания под весом пассажиров.

Чтобы не снижался запас поперечной устойчивости, устанавливают параллельно кузовной ступени рессорного подвешивания стабилизаторы боковой качки — устройства, не препятствующие вертикальным относительным перемещениям кузова и тележки, но мешающие поперечному наклону кузова, или сближают уровень опирания кузова с высотой его центра масс.

Расцепление смежных вагонов можно предотвратить, применив пневмоподвешивание, автоматически поддерживающее кузов на определенной высоте относительно тележки независимо от его загрузки.

Ограничение по предельно низким частотам снять невозможно, однако диапазон допустимых частот настолько широк, что нижняя граница практически не достигается. Известен только один тип подвижного состава, у которого собственная частота колебаний близка к нижнему пределу, — скоростной электропоезд TGV-A, предназначенный для регулярной эксплуатации на скорости 300 км/ч.

Что же касается распределения статического прогиба между двумя ступенями подвешивания, оно играет менее важную роль, чем общий статический прогиб; имеются удачные примеры реализации рессорного подвешивания с преимущественным прогибом либо в кузовной ступени, либо в буксовой и наоборот. Разумеется, виброзащита тележки в последнем случае лучше.

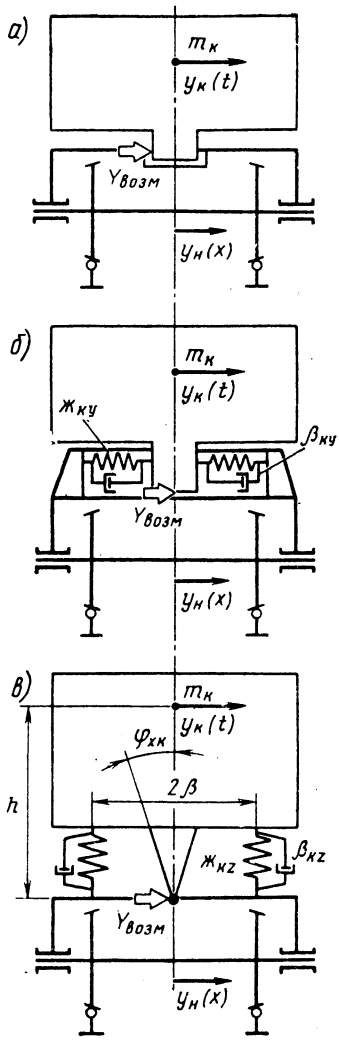


Рис. 5.12. Схемы с поперечной связью кузова и тележки жесткой (*а*), квазиупругой (*б*) и упругой поперечно-угловой (*в*)

Качественно близкую картину получаем и при рассмотрении взаимодействия пути и экипажа в поперечном направлении (рис. 5.12). Воспользуемся также моделью системы с одной массой, считая, что основная масса экипажа сосредоточена в кузове. Рассмотрим случай, когда вследствие выбора боковых зазоров между гребнем бандажа и рельсом (независимо от вызвавших это причин) колесной паре со стороны пути навязывается траектория $y_н(x)$. При жесткой связи неподрессоренных в поперечном направлении частей (колесной пары, рамы тележки) с основной массой экипажа — кузовом — эта навязанная траектория задается и кузову (рис. 5.12, *а*). Негативные последствия этого — высокий уровень поперечных ускорений кузова $\ddot{y}_к(t) = \ddot{y}_н(x)$ и сил взаимодействия с путем $Y_{возм} = m_к \ddot{y}_н(x)$ вследствие жесткой связи больших масс с источником кинематического возмущения.

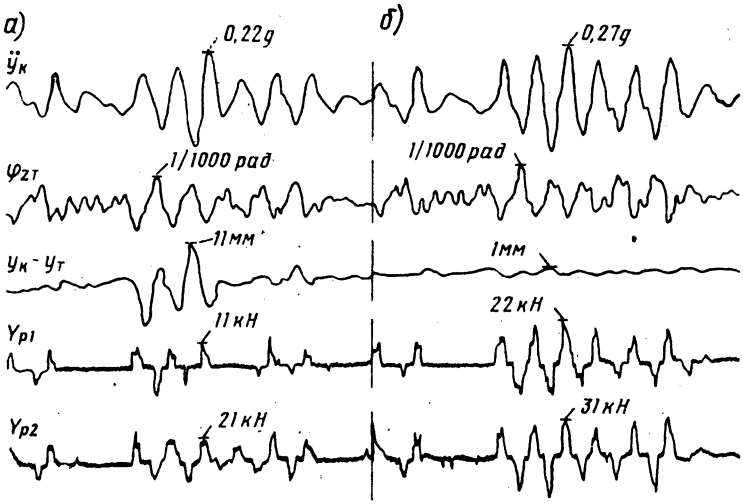


Рис. 5.13. Экспериментальные кривые, характеризующие динамику локомотива с упругой (*а*) и жесткой (*б*) поперечной связью кузова и тележки

Устранение жесткой связи и замена ее квазиупругой (рис. 5.12, *б*) приводит, как и в случае с вертикальными колебаниями, к возможности управлять уровнем возмущающих, передаваемых на кузов,

$$Y_{\text{возм}} = ж_{\text{к}у} y_{\text{н}}(x) + \beta_{\text{к}у}\, \dot{y}_{\text{н}}(x),$$

путем снижения жесткости[1] поперечного соединения $ж_{\text{к}у}$. Поперечные ускорения кузова при этом могут быть заметно снижены, так как $ж_{\text{к}у}$ и $\beta_{\text{к}у}$ могут быть выбраны соответствующим образом:

$$\ddot{y}_{\text{к}} = \{ж_{\text{к}у}[y_{\text{н}}(t) - y_{\text{н}}(x)] + \beta_{\text{к}у}[\dot{y}_{\text{к}}(t) - \dot{y}_{\text{н}}(x)]\}/m_{\text{к}}.$$

Соответственно снижаются и силы поперечного взаимодействия с путем. Этот подход используется в отечественном локомотивостроении, начиная с локомотивов ВЛ10 и ВЛ80 (1961 г.), 2ТЭ116 (1971 г.), а в электровагоностроении — уже с первых электропоездов (1926 г.).

Возможен и промежуточный вариант — снижение инерционной связи путем предоставления кузову возможности поворота относительно оси x (рис. 5.12, *в*). В этом случае $\ddot{y}_{\text{к}}(t) = \ddot{y}_{\text{н}}(x) - \varphi_{\text{к}x}(t)\, h$ и соответственно

$$Y = [\ddot{y}_{\text{н}}(x) - \ddot{\varphi}_{\text{к}x}(t)\, h]\, m_{\text{к}} + \varphi_{\text{к}x}\, 2b^2 c/n + \dot{\varphi}_{\text{к}x}\, 2b^2 \beta/n.$$

Этот подход был применен на электровозах С[и] (1933 г.), а затем незаслуженно забыт; лишь в 1959 г. вернулись к нему, несколько модифицировав, при создании электровоза ВЛ60 и тепловоза ТЭП60.

Современные системы связи кузова с тележкой представляют собой комбинации схем рис. 5.12, *б* и *в*.

Экспериментальные кривые, характеризующие динамику локомотива, были сняты для двух вариантов поперечного соединения кузова с двухосными тележками. В одном случае (рис. 5.13, *б*) соединение выполнено упругим с фрикционным демпфированием, в другом (рис. 5.13, *а*) упругое устройство заблокировано, т. е. поперечная связь практически жесткая. Записи выпол-

[1] Разумеется, в рамках существующих ограничений. Основной из них в этом случае допустимый по габаритным соображениям относ кузова в кривых при действии поперечного непогашенного ускорения.

нены на одном и том же отрезке пути при скорости движения 130 км/ч. Сопоставляя две группы кривых, можно видеть следующее: виляния тележки ($\varphi_{zт}$) почти не претерпели изменений, что подтверждает преимущественно кинематический характер задания возмущений элементам ходовых частей, непосредственно взаимодействующих с путем; относительные поперечные перемещения кузова и тележки ($y_к - y_т$) резко снизились, что привело к увеличению массы, непосредственно взаимодействующей с путем и, как следствие, к росту в 1,5—2 раза поперечных рамных сил $Y_{р1}$ и $Y_{р2}$ обеих осей тележки. Одновременно почти на 25 % возросла амплитуда поперечных ускорений кузова над шкворнем тележки $\ddot{y}_к$.

Так как кузов обладает наибольшей массой из всех частей локомотива, то поперечная связь его с тележкой должна быть по возможности более гибкой, чтобы снизилось участие кузова во взаимодействии с путем. Однако при этом относительные перемещения кузова и тележки под действием непогашенного ускорения в кривых и ветровой нагрузки не должны превышать значений, допустимых по условиям вписывания в габарит. Место расположения связи по высоте определяет знак опрокидывающего момента от центробежных сил при движении в кривых, т. е. усугубляет или частично компенсирует действие непогашенного ускорения.

Обеспечить устойчивость движения тележки можно, применяя комбинацию различных способов. Ввиду сложности колебательной системы и наличия ряда стабилизирующих и дестабилизирующих факторов устойчивое движение тележки может быть достигнуто в требуемом диапазоне скоростей при существенно различных сочетаниях параметров связей. Только в последние годы в связи с практическим освоением скоростей свыше 200 км/ч появилась возможность экспериментальной проверки гипотез, предложенных достаточно давно, и подтвердился ряд путей повышения критических скоростей экипажей.

Так, одним из проверенных практикой способов является осуществлени, беззазорной продольной и поперечной связей колесных пар с рамой тележкие жесткости которых превышают $1 \cdot 10^7$ Н/м. При высокой жесткости буксовых связей большую роль для повышения критической скорости тележки играет ее база (рис. 5.14). Неслучайно база тележки скоростного электропоезда TGV, равная 2,6 м, позднее была увеличена до 2,9 м, а затем до 3 м. Такую же большую базу имеют и тележки скоростных поездов ICE (ФРГ) и ETR-500 (Италия) — соответственно 3,0 и 2,9 м.

Другим общепризнанным способом повышения динамической устойчивости тележки является введение момента $M_{\Phi z}$ сил трения, препятствующего ее виляниюю относительно кузова. Так как углы виляния тележки малы, силовые связи, препятствующие ему, должны быть выполнены без зоны нечувствительности (беззазорные конструкции) и обладать высокими начальными значениями сил (как силы кулонова — сухого — трения). Обычно это достигается при опирания кузова на скользуны тележки, разнесенные по ее ширине. Момент сил сухого трения, препятствующего повороту тележки относительно кузова, благоприятно сказывается на поперечной плавности хода, повышая критическую скорость по вилянию, а в случае ее достижения, снижая частоту и амплитуду виляния тележки. С ростом момента трения плавность хода вагона повышается до тех пор, пока не достигнет значения, при котором моменты сил крипа оказываются не в состоянии его преодолеть. В этом случае локомотив ведет себя как бестележечный экипаж с базой, равной полной базе локомотива, и с соответственно увеличенной длиной волны виляния, удовлетворительно согласующейся с зависимостью, выражаемой формулой Хоймана [21]

$$L = 2\pi \sqrt{RS/i} \sqrt{1 + \left(\sum_1^n a_i^2\right) \Big/ s^2 n},$$

где R — радиус круга катания колеса; i — конусность бандажа; a_i — расстояния между колесными парами; n — число колесных пар в тележке; s — половина расстояния между кругами катания двух колес одной колесной пары.

Из графиков рис. 5.15 видно, что первоначально с ростом момента сил трения направляющие силы $Y_н$ быстро снижаются. Это объясняется уменьшением кинетической энергии, запасаемой в колеблющейся тележке вследствие снижения амплитуды и частоты колебаний виляния. В дальнейшем интенсивность снижения этих сил уменьшается, а затем они начинают расти, так как тележка уже не виляет относительно кузова и дальнейшее увеличение $M_{тр}$ не ведет к снижению составляющей $Y_н$, определяемой виляниям.

Вместе с тем растет составляющая $Y_н$, идущая на преодоление сил трения при повороте тележки относительно кузова в момент набегания передней колесной пары на рельс. Дальнейшее увеличение значений $M_{тр}$ в скользунах по воздействию на путь нецелесообразно. Для различных скоростей движения эффективность действия $M_{тр}$ различна: она тем больше, чем выше скорость, что объясняется снижением стабилизирующего эффекта сил крипа с ростом скорости (см. рис. 5.15). На скоростях 80—100 км/ч значение $Y_н$ передней колесной пары не превосходит допустимого, даже при отсутствии $M_{тр}$, и целесообразность установки устройств для его создания неочевидна.

Для скорости же 160 км/ч воздействие на путь тележки, колебания виляния которой не подавлены (т. е. момент $M_{тр}$ мал), возрастает до недопустимых значений; повышение момента сил трения позволяет существенно снизить направляющие усилия. В зависимости от предполагаемого диапазона скоростей движения оптимальное значение $M_{тр}$ может быть различным: тем больше, чем выше скорость. Вместе с тем при наличии момента сил трения увеличивается время контакта гребня бандажа с рельсом и статическая состав-

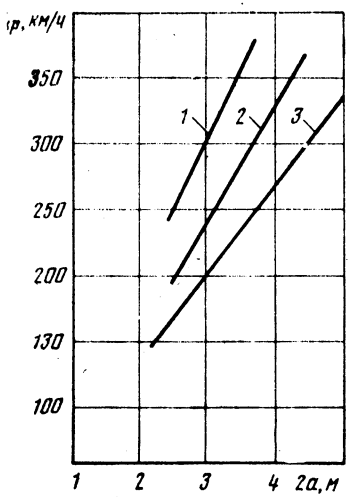


Рис. 5.14. Зависимость расчетной критической скорости моторной тележки электропоезда ETR-500 от ее базы при эффективной конусности $\gamma_e = 0{,}2$:

1, 2 — двухосная тележка; тяговые двигатели укреплены соответственно на кузове и раме тележки; *3* — трехосная тележка; тяговые двигатели — на раме тележки

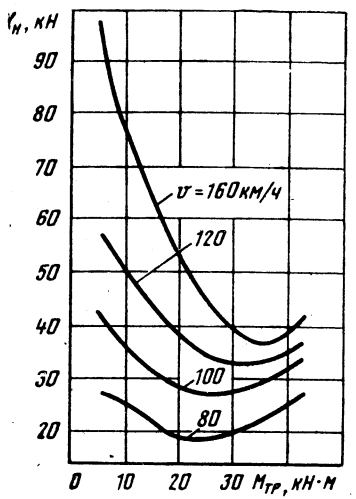


Рис. 5.15. Зависимость направляющих сил передней колесной пары моторного вагона от момента трения в скользунах при движении электропоезда в кривой с различными скоростями в случае одиночной неровности на боковой поверхности рельса

ляющая силы $Y_н$ при движении в кривой, что приводит к росту интенсивности подреза гребня бандажа. Поэтому целесообразно выбирать момент $M_{фz}$ несколько меньше оптимального по динамическому воздействию на путь.

Критическая скорость заметно повышается при снижении массы тележки (см. рис. 5.14), что объясняет перенос на кузов моторно-редукторных блоков на высокоскоростных поездах и некоторых электровозах (серия 91, Англия).

Момент инерции тележки относительно вертикальной оси меньше влияет на критическую скорость, но является определяющим с точки зрения поперечного воздействия на путь при извилистом движении тележки или проходе неровности пути в плане; поэтому его снижение путем концентрации масс в центре тележки (в частности, при мономоторных тележках) или вынесении двигателя на кузов весьма эффективно снижает силы поперечного взаимодействия с путем.

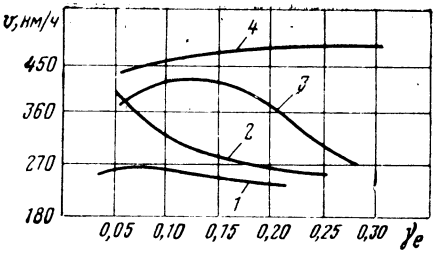


Рис. 5.16. Расчетная зависимость критической скорости тележки электропоезда TGV от эквивалентной конусности бандажа:

1 — классическое исполнение тележки без момента сил трения, препятствующих ее вилянию; *2* — то же с устройствами, создающими момент сил трения, препятствующих ее вилянию; *3* — тележка, обеспечивающая радиальную установку осей; *4* — тележка с колесными парами, имеющими систему регулирования степени связи колес одной оси по вращению

Критическая скорость уменьшается с ростом эффективной конусности бандажа (см. рис. 5.5), что заставляет строго следить за профилем бандажей скоростного подвижного состава и чаще их перетачивать или же принимать специальные меры по увеличению запаса устойчивости движения.

Нетрудно заметить, что некоторые требования к параметрам с точки зрения динамической устойчивости и снижения воздействия неровностей пути противоречивы; так, поперечная жесткость буксовой связи с позиций первого требования должна быть высокой, а с позиций второго — низкой. Поэтому предусматривают относительно небольшое снижение поперечной жесткости в буксовой ступени и вводят гибкую поперечную связь тележки с основной массой экипажа — кузовом. Вместе с тем, как уже отмечалось, высокая динамическая устойчивость может обеспечиваться при различных сочетаниях параметров, что подтверждается высокими ходовыми качествами поезда ICE, имеющего сравнительно низкую жесткость поперечной связи, определяемую лишь боковой жесткостью буксовых пружин, однако это удалось достичь только при специальных профилях бандажа и головки рельса; причем последний для понижения эффективной конусности устанавливается с необычной подуклонкой — $^1/_{40}$.

При освоении скоростей 300—400 км/ч возникла необходимость дальнейшего повышения критических скоростей движения и снижения их зависимости от изменения эффективной конусности бандажа, вызванной износом бандажа и рельса; новые возможности решения этих проблем дает применение тележек с радиально устанавливающимися осями и колесными парами, у которых регулируется степень связи колес по вращению (рис. 5.16), что позволяет управлять силами крипа.

Как видно из графиков рис. 5.16, возможность радиальной установки колес эффективнее введения момента, препятствующего вилянию; устранение жесткой связи по вращению между двумя колесами, по мнению французских специалистов, позволит поддерживать очень высокую критическую скорость при пробеге до 1,2—1,5 млн. км без переточки колес и, как следствие, снизить требования к величинам неровностей пути в плане.

Динамика тележки при движении на докритических скоростях в реальных условиях определяется как наличием неровностей пути в плане, которые выводят тележку из состояния равновесия, так и близостью к критической скорости, от которой зависит время затухания колебания виляния тележки до следующего импульса возмущения со стороны пути. Следовательно, чем выше критическая скорость, тем ниже воздействие на путь и износ колес и рельсов, даже если эта скорость не достигается.

Связь тележки с кузовом по оси x не выдвигает специальных требований по жесткости. Вместе с тем устройство, обеспечивающее эту связь, являясь звеном для передачи тяговых усилий, влияет (высота его расположения над уровнем рельса — это плечо приложения силы) на опрокидывающий момент, действующий на тележку и тем самым — на перераспределение вертикальных нагрузок от осей на рельсы.

Высокие требования к показателям динамических качеств (см. § 1.3) применительно к скоростному подвижному составу привели к необходимости устранения «подергивания», возникающего при галопировании тележки в случае, если положение центра масс ее подрессоренной части и положение продольных связей колесная пара — тележка и тележка — кузов расположены не на уровне осей колесных пар.

Связь по координате φ_y предъявляет требования к обеспечению определенной жесткости в случае полного продольного сбалансирования рессорного подвешивания тележек во избежание потери их продольной устойчивости. Упругие связи по осям y, z, углам φ_x, φ_y, как правило, дополняются параллельными диссипативными связями.

Как видно из перечисления требований, они в значительной мере противоречивы и зачастую необходимы компромиссные решения; в других же случаях приходится ограничивать диапазон эксплуатационных скоростей локомотивов.

С точки зрения эксплуатационных требований конструктивное выполнение узла связи кузова с тележкой и последней с колесными парами должно обеспечивать минимальную трудоемкость и материалоемкость содержания и ремонта, чему соответствуют конструкции простые, с малым числом деталей и регулировок, минимальным числом пар с поверхностным трением, которые необходимо смазывать и восстанавливать при износе.

Конструктивно связи между кузовом, тележкой и колесными парами должны быть выполнены так, чтобы в процессе работы их характеристики по возможности не менялись, а следовательно, удавалось бы длительно сохранять высокие динамические свойства локомотива. Локомотивы с разболтанной ходовой частью, хорошо известные эксплуатационникам, — следствие невыполнения этих требований.

Глава 6

ЯВЛЕНИЯ, СВЯЗАННЫЕ С РЕАЛИЗАЦИЕЙ ЛОКОМОТИВОМ СИЛ ТЯГИ И ТОРМОЖЕНИЯ

§ 6.1. СНИЖЕНИЕ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК МЕЖДУ ОТДЕЛЬНЫМИ КОЛЕСАМИ, КОЛЕСНЫМИ ПАРАМИ И ТЕЛЕЖКАМИ

Сцепным весом локомотива и нагрузкой от колесной пары на рельсы определяется максимальная сила тяги по сцеплению. В идеале локомотив должен иметь постоянные по значению вертикальные нагрузки от всех колес на рельс, что обеспечивало бы равномерность их износа и полное использова-

ние сцепного веса. Однако в реальных условиях у любого, даже простейшего двухосного, экипажа наблюдается неравномерное распределение между отдельными колесами вертикальной силы $П_i$, передаваемой на рельсы.

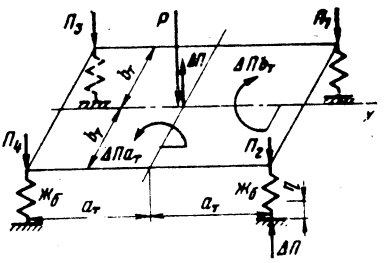


Рис. 6.1. Расчетная схема симметричного двухосного экипажа

Силу $П_i$ можно рассматривать как результирующую вертикальных составляющих реакций от сил вертикальных P (вес экипажа), продольных F (тяги и торможения) и поперечных Y (определяемых непогашенным ускорением в кривых и поперечной ветровой нагрузкой). Рассмотрим простой двухосный экипаж, на центр которого действует вес P (рис. 6.1). Вследствие опирания в четырех точках такая система является пространственной статически неопределимой; распределение нагрузок между отдельными опорами зависит от жесткости и деформации последних. Равномерное распределение нагрузки $П_i = P/4$ возможно только в случае, если жесткости и вертикальные деформации буксовых рессорных комплектов полностью идентичны; при этом величина $П_i$ от абсолютного значения жесткости не зависит. Технологически невозможно изготовить пружины одинаковой жесткости, а деформации их различны вследствие различия длин самих пружин, неточностей положения опорных поверхностей рамы тележки, изменения размеров ходовых частей в пределах допуска, а также наличия вертикальных неровностей на рельсовом пути. Все это создает предпосылки для неравномерного распределения сил, передаваемых экипажем через различные колеса на путь.

Полагая жесткости всех рессорных комплектов одинаковыми, рассмотрим поведение системы, если одно из колес (например, второе) окажется на неровности высотой η, что эквивалентно приложению в этой точке силы, зависящей как от размера неровности, так и от жесткости упругой опоры:

$$\Delta П = ж_б \eta,$$

где $ж_б$ — жесткость каждой точки буксового подвешивания.

Чтобы определить изменения давлений колес на рельсы, перенесем силу $\Delta П$ в центр симметрии тележки. При этом добавляются два момента относительно продольной и поперечной оси симметрии тележки: $M_x = \Delta П b_т$ и $M_y = \Delta П a_т$. Обозначим изменения давлений колес, вызванные силой $\Delta П$ и моментами M_x и M_y, соответственно $\Delta П_i'$, $\Delta П_i''$, $\Delta П_i'''$ (где i — номер колеса на рис. 6.1):

$$\Delta П_1' = \Delta П_2' = \Delta П_3' = \Delta П_4' = -\Delta П/4;$$

$$\Delta П_2'' = \Delta П_4'' = -\Delta П_1'' = -\Delta П_3'' = -M_x/(2 \cdot 2в_т) = -\Delta П/4;$$

$$\Delta П_1''' = \Delta П_2''' = -\Delta П_3''' = -\Delta П_4''' = -M_y/(2 \cdot 2a_т) = -\Delta П/4.$$

Полные изменения нажатий колес на рельсы:

$$\Delta П_1 = \Delta П_1' + \Delta П_1'' + \Delta П_1''' = -\Delta П/4 + П/4 - \Delta П/4 = -\Delta П/4;$$

$$\Delta П_2 = \Delta П + \Delta П_2' + \Delta П_2'' + \Delta П_2''' = \Delta П - \Delta П/4 - \Delta П/4 - \Delta П/4 = \Delta П/4;$$

$$\Delta П_3 = \Delta П_3' + \Delta П_3'' + \Delta П_3''' = -\Delta П/4 + \Delta П/4 + \Delta П/4 = \Delta П/4;$$

$$\Delta П_4 = \Delta П_4' + \Delta П_4'' + \Delta П_4''' = -\Delta П/4 - \Delta П/4 + \Delta П/4 = -\Delta П/4.$$

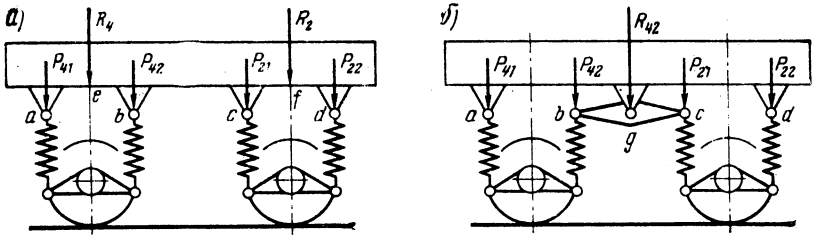


Рис. 6.2. Схемы подвешивания двухосной тележки

Точно так же нагрузки будут изменяться, если высота одной пружины отлична от остальных на $\Delta h = \eta$ или ее посадочное место отстоит от общей плоскости опирания на расстояние, равное Δh. В обоих случаях абсолютное изменение нажатия $\Delta П_i$ будет тем меньше, чем меньше жесткость $ж_б$ упругих элементов рессорного подвешивания. Аналогично можно показать, что перераспределением нагрузки сопровождается и изменение жесткости $ж_б$ одной из рессорных групп.

Таким образом, в статически неопределимой системе рессорного подвешивания возникают различные нажатия колес на путь, вызываемые вертикальными неровностями пути, а также отклонением размеров и жесткости рессорного подвешивания от номинальных. Снизить неравномерность нагрузок в этом случае можно ужесточением допусков на геометрические и упругие характеристики элементов рессорного подвешивания, подбором пружин по длине или регулированием деформаций упругих элементов. Однако хотя в локомотивостроении и используются эти способы, добиться равенства нагрузок колесных пар на рельсы не удается из-за наличия вертикальных неровностей пути.

В этих условиях стремятся уменьшать жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания, что хорошо просматривается в современных конструкциях механической части локомотивов. Вместе с тем очевидно, что все перечисленные меры не могут обеспечить полного исключения неравномерной передачи нагрузки на отдельные колеса в силу статической неопределимости системы.

Принципиально иным является предложение избавиться от статической неопределимости путем уменьшения числа точек опирания. Этого можно достичь, объединив несколько точек опирания в одну с помощью так называемого сбалансирования группы рессор. Так, приведенная на рис. 6.2, *а* тележка имеет физически восемь точек опирания (по две на каждую буксу) и является многократно статически неопределимой в отношении опорных реакций P_i. Учитывая, что корпус буксы можно рассматривать как равноплечий рычаг-балансир, обеспечивающий постоянное соотношение (равенство) реакций в левой и правой группах пружин, их можно попарно заменить равнодействующими $R_4 = P_{41} + P_{42}$ и $R_2 = P_{21} + P_{22}$, проходящими через точки *e* и *f*, тем самым уменьшив степень статической неопределимости. Если же обеспечить постоянное соотношение реакций R_2 и R_4 при всех изменениях нагрузки, то их можно также заменить одной равнодействующей, что снизит число точек опирания на тележку до двух и тем самым сделает систему статически определимой.

Практически это достигается опиранием двух смежных концов соседних букс (рис. 6.2, *б*) на плечи балансира (равноплечего для случая, когда необходимо обеспечить равенство сил в сбалансируемых группах рессорного подвешивания). Ввиду равенства всех реакций в правой и левой ветвях, рав-

нодействующая R_{42} вертикальных сил будет проходить через точку g, называемую *точкой подвешивания*, независимо от изменения абсолютного значения нагрузок (например, при вертикальных колебаниях подрессорного строения, при перемещении одного из колес по вертикальной неровности пути). Ввиду статической определимости системы изменения ни жесткости, ни геометрических размеров пружин на распределение нагрузок между колесами уже не влияют.

Аналогичным образом, связав поперечным балансиром рессорные группы левого и правого колес, можно свести две точки подвешивания к одной и тем самым обеспечить равенство передаваемых через них вертикальных нагрузок.

Вместе с тем существует ряд факторов, которые ограничивают применение этого в общем эффективного способа выравнивания нагрузок. Прежде всего тележка со сбалансированным рессорным подвешиванием не имеет устойчивости в плоскости сбалансирования (для случая, представленного на рис. 6.2, *б*, продольная вертикальная плоскость). Она может «опрокинуться», так как поворот надрессорного строения относительно оси y не будет сопровождаться увеличением реакции рессорной группы одной и уменьшением другой колесной пары. Поэтому необходимы специальные меры, которые обеспечили бы устойчивость надрессорного строения.

К таким мерам относится создание момента, препятствующего опрокидыванию надрессорного строения тележки, за счет связей по вращению относительно оси y с кузовом путем опирания последнего на две разнесенные по длине тележки группы опор (локомотивы ВЛ8, ВЛ23, ВЛ60, ТЭП60, 2ТЭ10Л) или с соседней тележкой, не имеющей полного сбалансирования, а следовательно, обладающей продольной устойчивостью (электровозы ВЛ22^{м}, ЧС2).

Система балансиров обладает определенной инерцией и трением в шарнирах, что препятствует полному выравниванию нагрузок, особенно в динамике. К этому надо добавить значительную массу, большое число деталей в системе и, что особенно нежелательно, шарнирных связей с поверхностным трением, т. е. очагов износа.

В связи с этим в последние годы стремятся избегать применения балансирных систем, добиваясь близкого им эффекта путем использования двухосных тележек, в которых сама рама тележки играет в сущности роль балансира, обладающего, правда, повышенной инерционностью [электровозы ВЛ80, ВЛ10, ВВ15000 (Франция) и др.], или выполнения буксового рессорного подвешивания с низкой жесткостью (высоким статическим прогибом), что снижает абсолютные значения перераспределения вертикальной нагрузки (электровозы ЧС4, французские электровозы СС21000, тепловозы 2ТЭ116).

Современные локомотивы в большинстве случаев имеют четыре точки подвешивания (по две на каждой тележке), что создает в целом статически неопределимую систему, требующую, как было показано ранее, компенсации неизбежных в практике отклонений в геометрии и жесткости отдельных упругих элементов. С этой целью при конструктивном исполнении рессорного подвешивания предусматривают возможность изменения (регулирования) высоты пружин под статической нагрузкой. Регулируют рессорное подвешивание после выполнения предварительного взвешивания и выявления недогруженных колесных пар, для чего устанавливают чеки[1] с глубоким или мелким пазом (электровозы ВЛ8, ВЛ23) в подвеске, соединяющей балансир с рессо-

[1] Эта деталь представляет собой прямоугольный параллелепипед, у которого основание и противоположная ему грань обработаны под сферическую поверхность.

рой, применяют регулировочные гайки на рессорных стойках (ВЛ60, Ф, ВЛ80 с № 023, ВЛ10 с №009, ЧС1, ЧС3), либо регулировочные прокладки (ВЛ80 с № 001 до 022, ВЛ10 с № 001 до 008). По техническим условиям разница в отклонении веса каждой колесной пары допускается ±3 % расчетной статической нагрузки на ось.

Второй причиной перераспределения нагрузок между отдельными колесными парами является возникновение вертикальных реакций от действия на тележку моментов сил тяги и торможения, появление которых обусловлено различием высот приложения к тележке сил тяги (на уровне головки рельса) и сопротивления движению (уровень автосцепки или шкворневого шарнира). Для снижения последствий от действия на тележку момента, вызванного силами тяги, у односекционных локомотивов создают компенсирующий момент сил, действующих с кузова на тележку. Для этой цели применяют догружающие устройства или систему передачи продольных усилий между тележкой и кузовом через наклонные тяги. У секционных локомотивов выравнивание нагрузок может достигаться еще и применением вертикальных силовых связей между секциями.

В проектной и конструкторской практике в качестве критерия оценки тяговых свойств локомотива принято понятие *использование сцепного веса*, определяемое величиной $\eta_и$ — *статическим коэффициентом использования сцепного веса*, приходящегося на одну колесную пару. Коэффициент $\eta_и$, обусловленный схемой и конструктивными параметрами экипажа, определяемый как детерминированная величина, качественно характеризует изменение вертикальной нагрузки колесной пары при развитии локомотивом силы тяги, а следовательно, и технический уровень средств, примененных для выравнивания нагрузок от колесных пар на рельсы.

Обычно считают, что все колесные пары движущие, имеют одинаковую статическую нагрузку $2П$ на рельсы и развивают одинаковую силу тяги $F_к$. Изменения нагрузок [12, 19, 23, 25]

$$\Delta П = K_р F_к,$$

где $K_р$ — коэффициент разгрузки колесной пары; $F_к$ — сила тяги одной колесной пары.

Чтобы определить изменения сил нажатия колесных пар локомотива на рельсы, нет необходимости учитывать силы, действующие на колесную пару как элемент тягового привода — движитель, так как эти силы являются внутренними и тем самым не могут влиять на использование его сцепного веса [19].

С учетом принятых допущений

$$\eta_и = (2П - \Delta П)/2П, \quad \text{или} \quad \eta_и = 1/(1+K_р\psi),$$

где ψ — расчетный коэффициент сцепления колес с рельсами.

Известно [19], что наименьшим значение коэффициента разгрузки $K_р$ у локомотива, имеющего n_0 колесных пар, будет, если разгрузка распределена поровну между $q = n_0 - 1$ передними колесными парами, а вся догрузка сосредоточена на последней колесной паре, т. е.

$$K_{р\,min} = n_0 H/\sum_{i=1}^{q}(x_{n0} - x_i), \qquad (6.1)$$

где i — порядковый номер колесной пары; H — высота оси автосцепки от уровня головок рельсов; x_i — продольные координаты колесных пар, причем начало координат находится за пределами полной колесной базы локомотива.

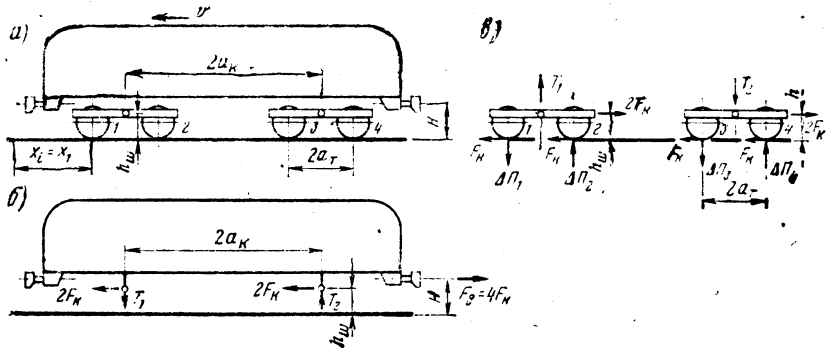


Рис. 6.3. Изменение сил нажатия колесных пар электровоза на рельсы в режиме тяги

Следует отметить, что реализация такой схемы воздействия колесных пар на рельсы не всегда возможна из-за существенной догрузки последней колесной пары; значение ее нагрузки может выйти за допустимые пределы. Согласно выражению (6.1) для четырехосного экипажа минимальный коэффициент разгрузки (рис. 6.3, *а*):

$$K_{р\ min} = 4H/\sum_{i=1}^{3}(x_4 - x_i) = 2H/(2a_к + 2a_т),$$

где $2a_к$ — база подвешивания кузова; $2a_т$ — база тележки.

Для определения изменений нагрузок колесных пар на рельсы односекционного четырехосного электровоза с несочлененными симметричными тележками (рис. 6.3, *б*) рассмотрим внешние силы, действующие на тележки и кузов в режиме тяги. Сила тяги электровоза $F_э$, приложенная к автосцепке на высоте H, создает опрокидывающий момент $4F_к(H - h_ш)$, который разгружает переднюю и догружает заднюю тележки на

$$T_1 = T_2 = 4F_к(H - h_ш)/(2a_к), \qquad (6.2)$$

где $h_ш$ — высота от уровня головок рельсов до уровня передачи силы тяги от тележек кузову через шкворневое устройство.

На уровне головок рельсов на каждую колесную пару действует сила тяги $F_к$, направление которой совпадает с направлением движения электровоза. Реакция кузова $2F_к$ действует на шкворень на высоте $h_ш$ и направлена в противоположную сторону. Внешние силы, действуюшие на тележки, вызывают изменения нагрузок $\Delta П_1 \div \Delta П_4$ колесных пар на рельсы (показаны на рис. 6.3, *в* в виде реакций рельсов на нагрузку от колесных пар).

Уравнения равновесия передней тележки:

$$\begin{cases} \Delta П_1 - \Delta П_2 - T_1 = 0; \\ 2F_к h_ш - \Delta П_1 a_т - \Delta П_2 a_т = 0; \end{cases} \qquad (6.3)$$

задней тележки:

$$\begin{cases} \Delta П_3 - \Delta П_4 + T_2 = 0; \\ 2F_к h_ш - \Delta П_3 a_т - \Delta П_4 a_т = 0. \end{cases} \qquad (6.4)$$

Решая уравнения (6.2), (6.3) и (6.4), получим:

$$\Delta П_1 = \Delta П_4 = 2F_к[h_ш/(2a_т) + (H - h_ш)/(2a_к)];$$
$$\Delta П_2 = \Delta П_3 = 2F_к[h_ш/(2a_т) - (H - h_ш)/(2a_к)].$$

Коэффициент разгрузки лимитирующей колесной пары без применения специальных средств для уменьшения его

$$K_{р\ max} = -2[h_ш/(2a_т) + (H - h_ш)/(2a_к)].$$

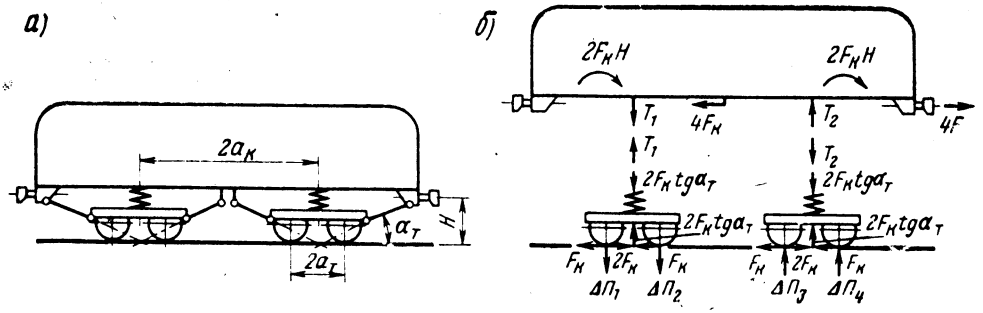


Рис. 6.4. Изменение сил нажатия колесных пар на рельсы при электровозе с тяговыми связями, работающими на растяжение

Для уменьшения значения $K_{р\,max}$ схемы перераспределения сил нажатия колесных пар на рельсы выбирают так, чтобы обеспечить либо равную разгрузку двух передних и равную догрузку двух задних осей, либо равную разгрузку трех передних осей и сосредоточение всей догрузки на последней оси. Первый вариант возможен при условии расположения продольных силовых связей кузова с тележками на уровне головки рельса ($h_ш=0$); при этом коэффициент разгрузки колесных пар $K_{р(1\div2)} = -2H/(2a_к)$. В случае если $h_ш \neq 0$ для обеспечения указанного изменения сил нажатия колесных пар на рельсы, необходимо передать с каждой тележки на кузов момент, равный $2F_к h_ш$. В электровозах с этой целью чаще всего применяют наклонные тяги и пневматические догружатели, включаемые между кузовом и тележками.

При втором варианте перераспределения сил нажатия колесных пар на рельсы, когда $\Delta П_1 = \Delta П_2 = \Delta П_3$ и $\Delta П_4 = 3\Delta П$, коэффициент разгрузки колесных пар $K_{р(1\div3)} = -2H/(2a_к + 2a_т)$. Реализация такой схемы достигается установкой двух противоразгрузочных устройств (на каждой тележке) с определенным соотношением моментов сил или одного, но при определенном значении $h_ш$.

Таким образом, для четырехосного локомотива значения коэффициента разгрузки колесной пары определяются базой кузова и полной колесной базой и не зависят от высоты $h_ш$, влияющей только на значение и отношение моментов противоразгрузочных устройств.

Рассмотрим изменение нагрузок колесных пар на рельсы у экипажей с передачей продольных сил между кузовом и тележкой наклонными тягами. В первоначальных конструкциях таких экипажей кузов с каждой тележкой соединялся двумя наклонными стержнями, оси которых пересекают среднюю поперечную плоскость тележек на уровне головок рельсов, работающими только на растяжение (рис. 6.4, *а*).

Изменения нагрузок на передние и задние опоры кузова при равной разгрузке осей передней тележки и догрузке осей задней тележки (рис. 6.4, *б*):

$$\begin{cases} T_1 = 2F_к(\operatorname{tg}\alpha_т - 2H)/(2a_к); \\ T_2 = 2F_к(\operatorname{tg}\alpha_т + 2H)/(2a_к). \end{cases} \qquad (6.5)$$

Изменение нагрузок колесных пар на рельс:

$$\begin{cases} \Delta П_1 + \Delta П_2 - T_1 + 2F_к \operatorname{tg}\alpha_т = 0; \\ -\Delta П_3 - \Delta П_4 + T_2 + 2F_к \operatorname{tg}\alpha_т = 0, \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \Delta П_1 = \Delta П_2 = -F_к \cdot 2H/(2a_к) \text{ при } K_{р(1-2)} = -2H/(2a_к); \\ \Delta П_3 = \Delta П_4 = F_к \cdot 2H/(2a_к) \text{ при } K_{р(3-4)} = 2H/(2a_к). \end{cases}$$

Аналогичные результаты можно получить, применяя наклонные тяги, работающие на растяжение-сжатие (рис. 6.5). В этом случае:

$$\begin{cases} T_1 = 2F_к(\operatorname{tg}\alpha_т - 2H)/(2a_к); \\ T_2 = 2F_к(-\operatorname{tg}\alpha_т + 2H)/(2a_к). \end{cases} \quad (6.6)$$

Из выражений (6.5) и (6.6) следует, что для предотвращения перераспределения нагрузок между опорами кузова необходимо, чтобы $\operatorname{tg}\alpha_т = 2H/(2a_к)$.

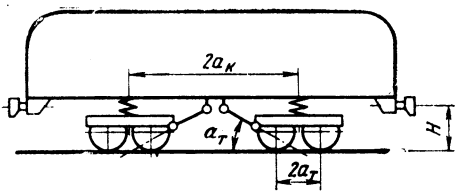


Рис. 6.5. Изменение сил нажатия колесных пар на рельсы при электровозе с тяговыми связями двустороннего действия

Изменение сил нажатия колесных пар на рельсы, соответствующее равной разгрузке передних трех осей и догрузке четвертой оси, равной сумме разгрузок трех осей, обеспечивается при условии, что оси второй и третьей тяг пересекают средние поперечные плоскости тележек на уровне головок рельсов, а оси крайних тяг (первой и четвертой) — на высоте от уровня головок рельсов $h_0 = 2H \cdot 2a_т/(2a_к + 2a_т)$.) Тогда $K_{р\,(1-3)} = 2H/(2a_к + 2a_т)$ и $K_{р4} = 6H/(2a_к + 2a_т)$ и коэффициент использования сцепного веса определяется полной колесной базой $2a_к + 2a_т$.

Применение пневмодогружателей позволяет обеспечить такие же коэффициенты разгрузки колесной пары. Например, для обеспечения равной разгрузки двух передних осей колесных пар и равной догрузки двух задних на электровозах ЧС1 и ЧС3 с обеих сторон каждой тележки установлены пневмоцилиндры (рис. 6.6, *а*). Для равной разгрузки трех передних осей и сосредоточения догрузки на четвертой оси для каждой тележки электровозов ВЛ10, ВЛ80 использован только один пневмоцилиндр (рис. 6.6, *б*), расположенный со стороны крайних колесных пар. Изменения нагрузок колесных пар на рельсы в общем случае (см. рис. 6.6, *а*):

$$\Delta П_1 = 2F_к[h_ш/(2a_т) + (H - h_ш)/(2a_к)] - P_1a_д[1/(2a_т) - (1 + \beta_д)/(2 \cdot 2a_к];$$

$$\Delta П_2 = -2F_к[h_ш/(2a_т) - (H - h_ш)/(2a_к)] + P_1a_д[1/(2a_т) + (1 + \beta_д)/(2 \cdot 2a_к)];$$

$$\Delta П_3 = -2F_к[h_ш/(2a_т) - (H - h_ш)/(2a_к)] + P_1a_д[\beta_д/(2a_т) + (1 + \beta_д)/(2 \cdot 2a_к)];$$

$$\Delta П_4 = 2F_к[h_ш/(2a_т) + (H - h_ш)/(2a_к)] - P_1a_д[\beta_д/(2a_т) - (1 - \beta_д)/(2 \cdot 2a_к)],$$

где $\beta_д = P_2a_д/(P_1a_д)$.

Равенство разгрузок колесных пар передней и догрузок задней тележек обеспечивается при условии равенства моментов сил противоразгрузочного устройства $P_1a_д = P_2a_д = 2F_кh_ш$.

Из равенства $\Delta П_1 = \Delta П_3$, в том случае, когда $P_1a_д = 2F_кh_ш$, можно найти отношение моментов сил противоразгрузочного устройства $\beta_д$, при котором обеспечивается $\Delta П_1 = \Delta П_2 = \Delta П_3$ и $\Delta П_4 = 3\Delta П$:

$$\beta_д = 1 - \frac{2Ha_д}{h_ш(2a_к + 2a_т)}. \quad (6.7)$$

При работе только одного противоразгрузочного устройства $\beta_д = 0$, что достигается, когда $h_ш = 2H \cdot 2a_т/(2a_к + 2a_т)$.

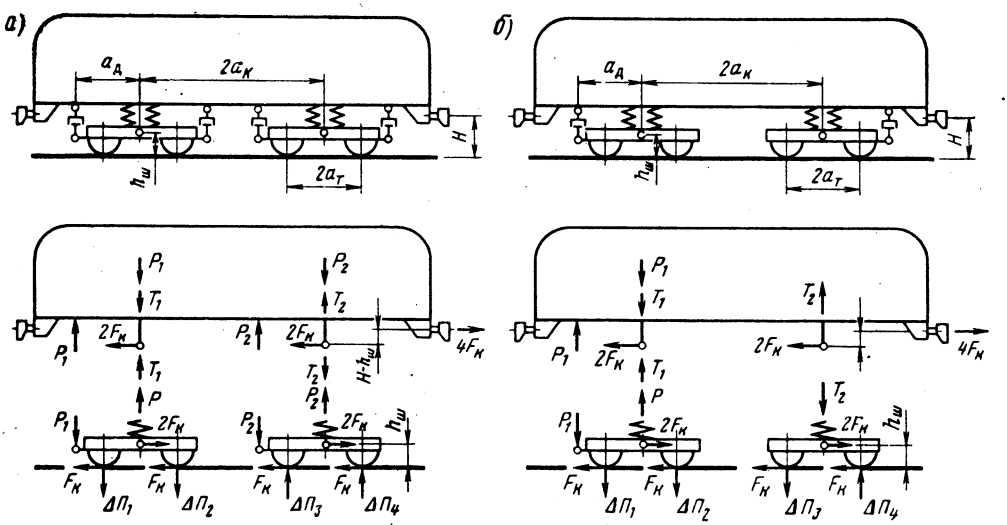


Рис. 6.6. Изменение сил нажатия колесных пар на рельсы при электровозе с противоразгрузочными устройствами

В обоих рассмотренных вариантах получены такие же значения коэффициента использования сцепного веса, как и при наклонных тягах, которые обладают преимуществом по сравнению с противоразгрузочными устройствами — автоматически компенсируют изменение вертикальных нагрузок колесных пар, не требуя применения других регулирующих устройств.

Дополнительные возможности по снижению разгрузки передних колесных пар создаются на многосекционных локомотивах вследствие того, что смежные концы кузовов секции связаны друг с другом в вертикальном направлении, а это равноценно приложению к ним моментов внешних сил, частично компенсирующих действие опрокидывающих моментов от сил тяги.

При наличии межсекционного противоразгрузочного устройства (ПРУ) коэффициент разгрузки лимитирующей оси

$$K_{р\,min} = 2H/(2a_к + a_с), \qquad (6.8)$$

где $a_с$ — расстояние между центрами смежных тележек разных секций.

Для установления эффекта действия межсекционного противоразгрузочного устройства (ПРУ) им был оборудован опытный локомотив ВЛ81 (рис. 6.7). Испытания показали, что ПРУ, обеспечивая равную разгрузку четырех передних и равную догрузку четырех задних колесных пар, повышает расчетное значение коэффициента сцепного веса двухсекционного электровоза на 4,2 %. Дальнейшее улучшение сцепных свойств таких локомотивов возможно путем устранения разгрузки колесных пар первой по ходу движения локомотива тележки каждой секции при развитии силы тяги, предельной по условиям сцепления. Последнее достигается специальным выбором предварительного натяга противоразгрузочного устройства исходя из условия полной компенсации тяговых опрокидывающих моментов секций электровоза

$$4F_к H = F_0\,(2a_к + a_с), \qquad (6.9)$$

где F_0 — усилие предварительного натяга.

В рассматриваемом случае $F_0 = 17{,}6$ кН. Результаты расчетов показывают, что такое простое конструктивное решение позволит увеличить коэффициент использования сцепного веса двухсекционных локомотивов на 4—8 %.

При обеспечении в двухсекционных локомотивах равной разгрузки шести (семи) передних и равной догрузки двух (одной) задних колесных пар коэффициент разгрузки лимитирующей оси соответственно:

$$K_{р2}^{(2)} = 2H/(2\cdot 2a_к + a_с);\quad K_{р3}^{(2)} = 2H/(2\cdot 2a_к + a_с + 2a_т). \qquad (6.10)$$

Для трех- и четырехсекционных электровозов с четырехосными секциями использование сцепного веса целесообразно рассматривать для трех вариантов:

1. Равная нагрузка восьми (12) передних и равная догрузка четырех задних колесных пар;

2. Равная разгрузка десяти (14) передних и равная догрузка двух задних колесных пар;

3. Равная разгрузка одиннадцати (15) передних и равная догрузка одной колесной пары.

Коэффициент разгрузки лимитирующей оси для каждого варианта составит:

$$K_{р1}^{(3)} = \frac{2H}{2\cdot 2a_к + 2a_с};\quad K_{р2}^{(3)} = \frac{2H}{3\cdot 2a_к + 2a_с};$$

$$K_{р3}^{(3)} = \frac{2H}{3\cdot 2a_к + 2a_с + 2a_т};\quad K_{р1}^{(4)} = \frac{2H}{3\cdot 2a_к + 3a_с};$$

$$K_{р2}^{(4)} = \frac{2H}{4\cdot 2a_к + 3a_с};\quad K_{р3}^{(4)} = \frac{2H}{4\cdot 2a_к + 3a_с + 2a_т}.$$

Для электровоза с ходовой частью 2 (2_0-2_0-2_0) применение вертикальных управляемых силовых связей в силу его конструктивных особенностей целесообразно рассматривать при равной разгрузке в режиме тяги шести передних колесных пар и равной догрузке шести задних. При этом $K_р = 2H/(2\cdot 2a_к + a_с)$.

При отсутствии вертикальных силовых связей коэффициент $K_р = 3H/(2\cdot 2a_к)$.

Применительно к числовым значениям конструктивных параметров электровоза ВЛ85 ($2a_к = 6{,}765$ м; $a_с = 8{,}97$ м) в первом случае $K_р = 0{,}0938$, $\eta_и = 0{,}968$ (при $\psi = 0{,}3$), во втором случае $K_р = 0{,}234$, $\eta_и = 0{,}924$.

Без применения устройств для перераспределения статических нагрузок от колеса на рельс при числе равноразгруженных осей, большем шести, 12-осный локомотив с 6-осными секциями обладает меньшими возможностями по использованию сцепного веса, чем локомотив с 4-осными секциями.

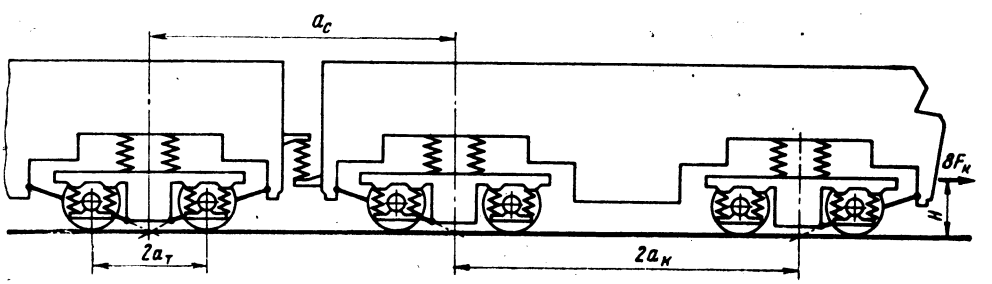


Рис. 6.7. Схема электровоза с межсекционным противоразгрузочным устройством

Исследование продольных колебаний локомотивов и вагонов при движении поезда имеет важное значение для конструирования подвижного состава, выбора продольного профиля пути и режима движения поезда. Установление условий, при которых продольные силы в поезде не превышают допустимых значений, непосредственно связано с безопасностью движения поездов. Особо важно это в связи с эксплуатацией тяжеловесных поездов.

При исследовании продольных сил в поезде режимы его движения разделяют на две группы [3, 31]:

установившиеся, которые имеют место при постоянных или медленно меняющихся внешних силах, — прямолинейное и равномерное движение, равнопеременное движение под действием постоянных сил, криволинейное движение под действием продольных сил того же рода;

неустановившиеся или переходные режимы, при которых система быстро (в малые промежутки времени) переходит из одного состояния в другое — трогание поезда с места в различных случаях реализации силы тяги локомотивом; ускорение движущегося поезда при резком приложении дополнительной силы тяги; действие силы тяги малой продолжительности; трогание поезда с места после предварительного осаживания; сброс силы тяги при боксовании; торможение; движение по ломаному профилю; различные случаи маневровой работы и т. п. Наибольшие значения продольные силы имеют при переходных режимах движения.

Выдающийся русский ученый Н.Е. Жуковский рассмотрел задачу о трогании с места и движении через переломы профиля поезда с разрезной упряжью. При определении продольных сил в упряжных приборах Н. Е. Жуковский предложил две расчетные схемы. В первой схеме поезд рассматривается как упругий стержень с грузом на конце (локомотив), а во второй — как система твердых тел, соединенных упругими связями. Обе эти расчетные схемы консервативны и дают возможность определить верхние границы сил.

Для того чтобы учесть рассеивание энергии в упряжных устройствах, акад. В. А. Лазарян предложил рассматривать поезд как упруговязкий стержень или упругий стержень с гистерезисом, имеющий грузы на обоих концах (тянущий и подталкивающий локомотивы). Такая расчетная схема пригодна, если зазоры в упряжи не влияют на переходный режим: например, при пуске в ход растянутого поезда, торможении сжатого поезда и т. д. Сопоставление результатов расчетов и натурных экспериментов показывает, что если зазоры в упряжных приборах не влияют на переходный процесс, то поезд можно рассматривать как линейную систему [3].

Если зазоры в упряжи влияют на переходные процессы, то система оказывается существенно нелинейной. В этом случае В. А. Лазарян предложил использовать расчетную схему в виде системы твердых или деформируемых тел, соединенных в цепочку существенно нелинейными элементами.

Дифференциальные уравнения движения поезда в этом случае имеют вид

$$m_i\ddot{x}_i = S_i - S_{i+1} + F_i \quad \text{при } i = \overline{0,\ n}, \tag{6.11}$$

где m_i — масса; x_i — абсолютное перемещение тела; S_i, S_{i+1} — силы, действующие в элементах, соединяющих тела в цепочку, $S_0 = S_{n+1} = 0$; F_i — внешняя сила, приложенная к массе m_i.

Уравнения (6.11) в форме, удобной для численного решения задачи, имеют вид:

$$\begin{cases} \dot{v}_i = (S_i - S_{i+1} + F_i)/m_i \quad \text{при } i = \overline{0,\ n}; \\ \dot{q}_i = v_{i-1} - v_i \quad \text{при } i = \overline{2,\ n}, \end{cases} \tag{6.12}$$

где $q_i = x_{i-1} - x_i$ — относительное перемещение центров масс двух соседних экипажей; $v_i = \dot{x}_i$ — абсолютная скорость i-го экипажа.

Начальные условия для системы (6.12):

$$v_i(0) = v_{i0}; \quad q_i(0) = q_{i0}; \quad x_i(0) = x_{i0}.$$

Значения деформаций связей q_{i0} определяют состояние состава до переходного режима. Величина x_{i0} определяет начальное положение состава.

Функции S_i и S_{i+1}, входящие в правые части уравнений (6.11) и (6.12), описывают зависимость сил в междувагонном соединении или в соединении между вагоном и локомотивом. Для случая грузовых поездов, которые оборудованы упряжными приборами с пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами, имеющими всегда зазор в соединении, график зависимости силы S_i от абсолютной деформации эквивалентного амортизатора q_i в общем случае приведен на рис. 6.8. Здесь S_0 — сила, при которой амортизатор исчерпает свои возможности деформироваться; $ж_н$ и $ж_р$ — жесткости системы соответственно при нагрузке и разгрузке; $ж_к$ — жесткость конструкции вагона.

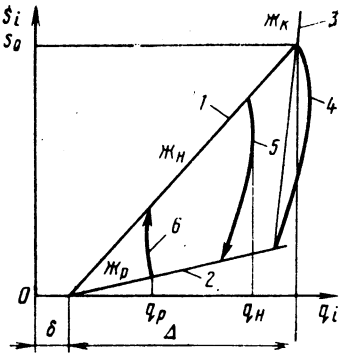


Рис. 6.8. Зависимость сил S_i в междувагонном соединении от относительного перемещения q_i центров масс соседних вагонов

Линия *1* — график нагрузки при $\delta < q_i < \delta + \Delta$. Когда зазор δ в амортизаторе еще не выбран ($q_i < \delta$), сила в амортизаторе равна нулю. Участок *3* соответствует случаю, когда $q_i > \delta + \Delta$, т.е. возможности амортизатора исчерпаны и сила S_i определяется жесткостью конструкции вагона. Если после этого деформация начинает уменьшаться, то уменьшение силы S_i (процесс разгрузки) идет по линиям *3*, *4*, *2*. Кривая *5* характеризует такое изменение силы, при котором в процессе нагружения амортизатора знак произведения $q_i\dot{q}_i$ (при $q_i = q_н$) изменяется с плюса на минус; кривая *6* соответствует изменению знака этого произведения с минуса на плюс в процессе разгружения (при $q_i = q_р$).

Величина S_i зависит от q_i неоднозначно. Каждому значению $q_i \in (\delta_0, \delta_0 + \Delta)$ соответствует бесконечное множество значений $S_i \in [ж_р (q_i - \delta), ж_н (q_i - \delta)]$. Чтобы получить однозначное решение, необходимо задать дополнительные начальные условия: $S_i = S_{i0}$ при $t = t_0$.

Исследование переходного режима движения поезда сводится к решению задачи Коши для системы обыкновенных дифференциальных уравнений (6.12). Для поездов весом 80—100 МН (8000 — 10 000 тс) число вагонов (число масс) может составлять 100 и более. Решение соответствующих систем уравнений может быть получено с помощью ЭВМ. Многочисленные расчеты и сопоставления с данными экспериментов в натуре показали, что приведенные математические модели обеспечивают достаточную точность.

Существенное значение для выбора режимов работы локомотива имеет установление зависимостей между характером нарастания силы тяги при трогании с места и наибольшими значениями продольных усилий в поезде. В том случае, когда в процессе переходного режима в поезде зазоры не проявляются, наибольшие продольные силы, возникающие в автосцепках однородных поездов, не превышают силы, развиваемой локомотивом, и практически не зависят от времени ее нарастания [3].

На основе анализа результатов математического моделирования и данных экспериментов предложена формула [3] для оценки наибольшей ожидае-

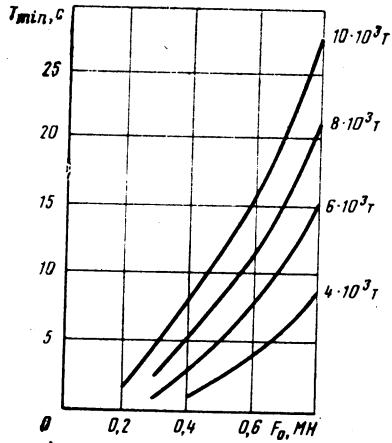


Рис. 6.9

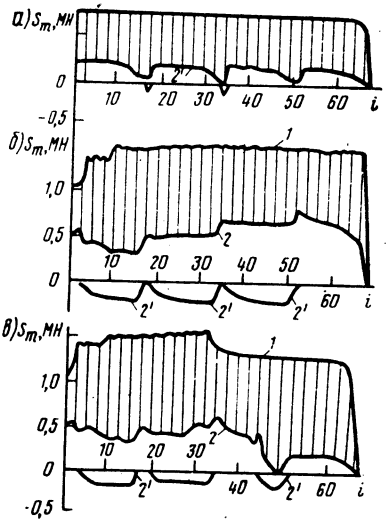


Рис. 6.10

Рис. 6.9. Зависимости наименьшего допускаемого времени нарастания развиваемой локомотивом силы тяги от ее уровня и массы поезда

Рис. 6.10. Распределение наибольших растягивающих (кривые *1*, *2*) и сжимающих (кривые *2'*) сил вдоль длинносоставного поезда при его трогании четырьмя локомотивами, сосредоточенными в головной части состава (кривая *1*) и равномерно рассредоточенными (кривые *2*, *2'*):

а — поезд предварительно растянут; *б* — сжат полностью; *в* — сжат наполовину

мой продольной силы при трогании с места полностью сжатого однородного поезда, оборудованного фрикционными поглощающими аппаратами,

$$\max S_m(i) = F_0 + 10^{-2}\left(28\sqrt{F_0\, ж\delta} + 2{,}9\sqrt{m_п\,\delta}\right) e^{-0{,}82\tau(1-10\delta)/\kappa_f}, \qquad (6.13)$$

где $S_m(i)$ — распределение наибольших сил в поезде; i — номер вагона; F_0 — наибольшее значение развиваемой локомотивом силы тяги, МН; $ж$ — интегральное значение жесткости соединения вагонов, МН/м; δ — среднее значение зазора в соединениях, м; $m_п$ — масса поезда, т; $\tau = T/T_0$ — отношение времени T нарастания развиваемой локомотивом силы тяги к времени T_0 распространения сил от локомотива до конца поезда и обратно; κ_f — коэффициент формы нарастания развиваемой силы:

$$\kappa_f = \frac{1}{F_0 T}\int_0^T F_0(t)\, dt.$$

При $m_п < 10^4$ т и $\delta < 0{,}1$ м погрешность в величине $S_m(i)$ не превышает 0,1—0,15 МН. На основании выражения (6.13) для средних параметров поезда получена формула минимального времени нарастания T_{min} силы тяги локомотива до заданного уровня при заданной массе состава при условии, что $\max S_m(i)$ не будет превышать 1 МН, допускаемого нормами расчета вагонов на прочность при скоростях движения, больших 50 км/ч:

$$T_{min} = \frac{m_п \kappa_f}{277} \ln \frac{36\sqrt{F_0} + 0{,}71\sqrt{m_п}}{100(1-F_0)}.$$

Значения T_{min} можно получить по графикам в зависимости от величины F_0 и массы поезда. Графики рис. 6.9 соответствуют случаю, когда сила тяги нарастает линейно от нуля до значения F_0, а затем остается постоянной.

Наибольшие усилия в тяжеловесных поездах с несколькими локомотивами в голове может быть причиной ограничения массы поезда, так как допу-

скаемое усилие в упряжных приборах вагонов постройки до 1963 г. составляет 2 МН, для вагонов более поздней постройки — 2,5 МН. Поэтому рационально рассредоточить локомотивы по длине состава (локомотивы, находящиеся внутри состава, называются вспомогательными). Расчеты распределения усилий S_m (i) вдоль состава при трогании, результаты которых приведены на рис. 6.10 [3], выполнены для случая, когда четыре локомотива размещены в голове состава (кривая *1*)и когда они равномерно распределены по составу при синхронном включении силы тяги. Данные рис. 6.10 показывают, что, рассредоточивая локомотивы вдоль состава, можно добиться снижения продольных сил в упряжных приборах.

Приведенные выше выводы относятся к грузовым поездам, однако они справедливы и для пассажирских.

При эксплуатации соединенных поездов с рассредоточенными локомотивами возможны разные способы управления включением тяговых двигателей. Так как разные части длинносоставного поезда могут располагаться на разных элементах продольного профиля, то управление каждым из них должно производиться автономно в соответствии с состоянием поезда в данный момент [3]. Для реализации этого разработана система автоматического управления тяговыми и тормозными средствами локомотивов, распределенных по длине состава [31]. Основным управляющим параметром является усилие в передней сцепке вспомогательного локомотива. При движении соединенного поезда по участкам с произвольным профилем пути система должна обеспечить автономное управление тяговыми и тормозными средствами вспомогательных локомотивов.

Использование системы автоматического управления вспомогательными локомотивами приводит к уменьшению продольных сил и одновременно уменьшает расход электроэнергии на тягу поезда.

§ 6.3. ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОКОМОТИВА НА РЕАЛИЗАЦИЮ СИЛЫ ТЯГИ

Колесо локомотива выполняет не только опорные функции, но является еще и движителем, поэтому сила тяги, развиваемая локомотивом, есть функция моментов движущих осей $M_к$ (t). Повышение тягового момента ограничено предельной силой сцепления, которая в свою очередь является функцией двух переменных: вертикальной нагрузки на колесную пару $2П$ (t) и коэффициента сцепления ψ (x), где x — координата пути.

Момент на оси движущей колесной пары имеет как постоянную составляющую, так и переменную — случайную. Влияние последней на сцепные свойства локомотива вытекают из того, что работа силы тяги $F_к$, развиваемой на автосцепке локомотива, определяется средним значением моментов движущих колесных пар, а ограничение по сцеплению — максимальным.

Принято считать, что предельное значение силы тяги локомотива определяется наиболее разгруженной колесной парой. Это справедливо при реализации колесной парой квазистатической (относительно медленно изменяющейся во времени) силы сцепления. Однако в процессе движения локомотива появляется динамическая составляющая вертикальных нагрузок колесных пар, что ухудшает сцепление колес с рельсами. За критерий, непосредственно характеризующий тяговые свойства локомотива, может быть принята предельная работа, выполненная на заданном участке пути. Она определяется средней по участку силой тяги $F_{ср\,н}$, достигнутой при предельном зна-

чении тягового момента, выше которого проход участка без необратимого срыва сцепления невозможен:

$$F_{\text{ср к}}=\frac{1}{T_0}\int_0^{T_0}\sum_{i=1}^{n}2\Pi_i(t)\,\psi_i[v_{\text{ск}i}(t)]\,dt, \qquad (6.14)$$

где

$$2\Pi_i(t)=2\Pi_{\text{ст}\,i}+ж_{\text{к}}[z_i(t)-z_{\text{р}}(t)-\eta(t)+\beta_{\text{к}}[\dot{z}_i(t)-\dot{z}_{\text{р}}(t)-\dot{\eta}(t)];$$

$$v_{\text{ск}\,i}(t)=f_1(M_i)=f_1\{M_{\text{эл}\,i}+ж_{\text{ум}}[\varphi_{\text{я}\,i}(t)-(u+1)\,\varphi_{\text{д}\,i}(t)+u\varphi_{\text{н}\,i}(t)]+$$

$$+\beta_{\text{ум}}(\dot{\varphi}_{\text{я}\,i}(t)-(u+1)\,\dot{\varphi}_{\text{д}\,i}(t)+u\dot{\varphi}_{\text{н}\,i}(t)].$$

Здесь $2\Pi_{\text{ст}i}$, $M_{\text{эл}i}$ — соответственно статическая нагрузка на ось колесной пары и постоянная составляющая тягового момента; $ж_{\text{к}}$, $\beta_{\text{к}}$ — параметры упругой и диссипативной связей контакта колесо — рельс; $z_i(t)$, $z_{\text{р}}(t)$, $\dot{z}_i(t)$, $\dot{z}_{\text{р}}(t)$ — функции и их производные, определяющие колебания колесной пары и пути; $\eta(t)$ — случайная функция неровностей на поверхности рельса (при $v=\text{const}$); $f_1(M_i)$ — нелинейная функция, связывающая скорость проскальзывания колеса относительно рельса $v_{\text{ск}i}(t)$ с тяговым моментом; $ж_{\text{ум}}$, $\beta_{\text{ум}}$ — соответственно угловая жесткость и коэффициент вязкого трения, характеризующие упругие и диссипативные свойства механизма, передающего вращающий момент от тягового двигателя на ось колесной пары; $\varphi_{\text{я}i}(t)$, $\varphi_{\text{д}i}(t)$, $\varphi_{\text{н}i}(t)$, $\dot{\varphi}_{\text{я}i}(t)$, $\dot{\varphi}_{\text{д}i}(t)$, $\dot{\varphi}_{\text{н}i}(t)$ — случайные функции и их производные, описывающие соответственно угловые колебания якоря, двигателя и оси колесной пары; u — передаточное отношение тягового редуктора; n — число движущих осей.

Динамическая составляющая изменения вертикальной нагрузки на ось определяется двумя составляющими: низкочастотной, вызванной вертикальными колебаниями обрессоренных частей локомотива (тележка, кузов и тяговый привод), и высокочастотной, вызванной колебаниями необрессоренных частей локомотива и пути. Вращающий момент на оси колесной пары представляет собой сложную функцию колебаний тележки и привода; в значительной мере он зависит от кинематической схемы и параметров тележки и привода. Предельное значение коэффициента сцепления ψ_i, соответствующее критической скорости проскальзывания $v_{\text{ск}i}$, в основном определяется физико-химическими свойствами материала бандажа и рельса и состоянием контактной поверхности.

Из сказанного следует, что изменения как вертикальной нагрузки колеса на рельс, так и момента на оси движущей колесной пары определяются наличием неровностей на поверхности рельса, типом тягового привода, системой и параметрами рессорного подвешивания тележки и кузова локомотива.

Существующие способы [12, 19, 25], в которых критерием оценки тяговых свойств локомотива является реализуемый коэффициент сцепления, не учитывают частотного состава изменения коэффициента сцепления и степени корреляционной связи между проскальзыванием колесных пар. На основании исследований, проведенных в МИИТе, установлено, что процессы реализации силы тяги колесными парами двухосной тележки имеют корреляционную связь разной интенсивности в зависимости от типа привода. Так, скорости относительного проскальзывания отдельных колес по рельсу коррелированы: при индивидуальном приводе, рамном подвешивании двигателя и редуктора (привод класса III, § 13.3) коэффициент корреляции 0,6—0,7; при рамном подвешивании двигателя и опорно-осевом редуктора (привод класса II)— 0,5—0,6; при опорно-осевом подвешивании двигателя и редуктора (привод класса I) — 0,2—0,25. Поэтому только в приводах последнего типа процессы реализации силы тяги отдельными колесными парами можно считать независимыми.

Чтобы оценить влияние колебаний локомотива на реализуемую силу тяги, необходимо рассматривать его как часть связанной системы «локомо-

тив — путь», находящейся под действием случайного возмущения. Для этого чаще всего применяют вероятностное моделирование процессов на АВМ или ЦВМ.

Спектральный состав геометрических неровностей пути выбран таким, что перекрывается диапазон длин и амплитуд неровностей, замеряемых при испытаниях (рис. 6.11). Кривые *1* ($S^2 = 1{,}64$ мм^2) и *3* ($S^2 = 16{,}1$ мм^2) — функции спектральной плотности неровностей пути — получены Комитетом испытаний и исследований (ОРЕ) Международного железнодорожного союза и соответствуют хорошему и плохому состоянию пути, оцениваемому уровнем дисперсии вертикальных неровностей на поверхности рельса. Кривая *2* ($S^2 = 2{,}28$ мм^2) соответствует хорошему состоянию пути, но при длительном отсутствии его шлифовки.

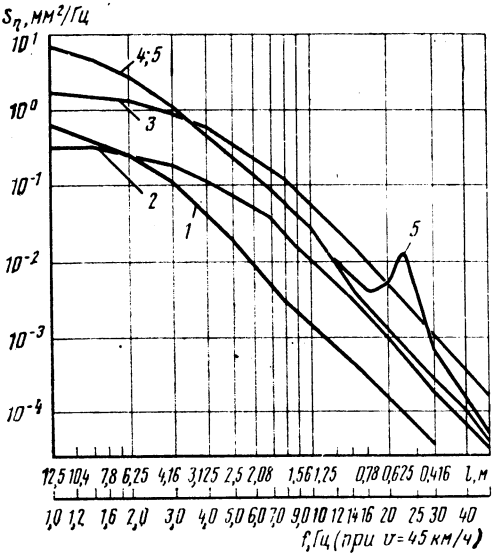


Рис. 6.11. Функции спектральной плотности геометрических неровностей на поверхности рельса

Результатам испытаний, проведенных на некоторых участках отечественных железных дорог, соответствуют кривые *4* и *5*. Кривая *5* ($S^2 = 16{,}5$ мм^2) отличается от кривой *4* ($S^2 = 16{,}3$ мм^2) тем, что в зависимости от специфических особенностей участка существуют вертикальные неровности пути, длины которых лежат в узком диапазоне — 0,45—0,62 м. Эти неровности соответствуют волнообразному износу пути.

В табл. 6.1 приведены значения средней реализуемой силы тяги тележкой с приводом классов I и III (см. § 13.3) при различных типах возмущения, а также дисперсии динамических показателей, определяющих силу сцепле-

Таблица 6.1

Показатель	Значение показателя для пути с возмущениями типа				
	1	2	3	4	5
$F_к$, кН	130 / 150	126 / 150	104 / 133	122 / 136	115 / 136
$S^2_{F_к}$, кН^2	61 / 13,3	111 / 31,8	324 / 225	188 / 139	210 / 139
$S^2_{\Delta П}$, кН^2	48 / 18,5	234 / 92	1200 / 450	400 / 208	820 / 320
$S^2_{\dot{\varphi}_н}$, (рад/с)^2	0,023 / 0,01	0,056 / 0,0289	0,27 / 0,144	0,295 / 0,102	0,33 / 0,13
$S^2_{Q_к}$, (кН·м)^2	1,1 / 0,36	3,6 / 0,9	23 / 12,25	16,3 / 6,75	18,5 / 6,75

Примечание. В числителе даны данные для локомотива с тяговым приводом класса I, а в знаменателе — класса III.

ния двужущей оси для $v = 45$ км/ч. Прежде всего следует отметить, что с ростом уровня дисперсии неровностей пути повышаются все основные динамические показатели, влияющие на реализацию силы тяги ($\Delta П$, $\varphi_н$, $Q_к$), и, как следствие, снижается реализуемая сила тяги $F_к$. Максимальное значение силы тяги, реализованной локомотивом при движении по пути с возмущениями типа 1 (кривая 1 на рис. 6.11), соответствует лишь коэффициенту сцепления 0,254, а при возмущениях типа 4 (кривая *4*) — 0,234. Показательно, что минимальна сила тяги на пути с возмущением типа 3 (кривая *3*), у которого дисперсия неровностей меньше, чем при возмущениях типов 4 и 5. Поскольку спектральная плотность геометрических неровностей у пути с возмущениями типа 3 больше, чем при возмущениях типа 5 только в зоне от 3,5 до 18 Гц, то определяющее влияние на реализацию силы тяги оказывают динамические процессы, происходящие именно в этой области частот (сюда не входят ни колебания кузова, ни колебания колесной пары). Это негативное влияние вызвано колебаниями тележки и привода, что и подтверждается резким подъемом уровня дисперсии разгрузки оси колесной пары $\Delta П$ и ее динамического момента $Q_к$. Отсюда очевидна важность надежного демпфирования колебаний тележки локомотивов, имеющих тяговые двигатели с опорно-осевым подвешиванием. Полученные данные соответствуют тележке, имеющей демпфирование, близкое к оптимальному (0,3 от критического значения по галопированию тележки). В случае снижения степени демпфирования потери в реализации силы тяги будут еще больше.

При тяговом приводе класса I в зависимости от типа возмущения средняя реализуемая сила тяги может изменяться на 20 %.

В зависимости от того, на каком пути локомотив эксплуатируется, возможно снижение средней силы тяги на 11—15 %, что обусловлено влиянием геометрических неровностей, длины которых при фиксированной скорости движения попадают в область собственных частот галопирования тележки.

Тяговый привод с рамным подвешиванием двигателя и редуктора реализует среднюю силу тяги на 13—18 % выше, чем привод с опорно-осевым подвешиванием двигателя. Привод класса I существенно влияет на колебания тележки и является источником значительного дополнительного возмущения, передаваемого на тележку на частотах свыше 7 Гц, что увеличивает динамические разгрузки колесных пар $\Delta П\,(t)$, их скорости проскальзывания $\dot{\varphi}_н\,(t)$, а также динамические нагрузки в самом приводе. Это можно проследить, сравнивая осциллограммы динамических процессов, происходящих при локомотивах с тяговыми приводами классов I (рис. 6.12, *а*) и III (рис. 6.12, *б*) в режиме движения со скоростью 45 км/ч по пути типа 4. Отдельные пробоксовки колесных пар, например $\dot{\varphi}_{н1}$, вызваны одновременно уменьшением вертикальной нагрузки на колесную пару и увеличением ее динамического момента $Q_к$. Однако при этом не снижается средняя реализуемая сила тяги, что и свидетельствует о ее предельном значении.

Расчеты сцепных свойств локомотивов с приводом класса II, выполненные по изложенной методике, показали, что такой привод позволяет повысить реализуемую силу тяги на 9—9,5 % по сравнению с тяговым приводом класса I.

Таким образом, реализация силы тяги зависит от параметров рессорного подвешивания, влияющих на колебания тележки и привода, т. е. от всех инерционных, упругих и геометрических параметров. Учитывая, что

Рис. 6.12. Осциллограммы динамических процессов, происходящих при реализации силы тяги локомотивом с тяговым приводом класса I (*а*) и класса III (*б*)

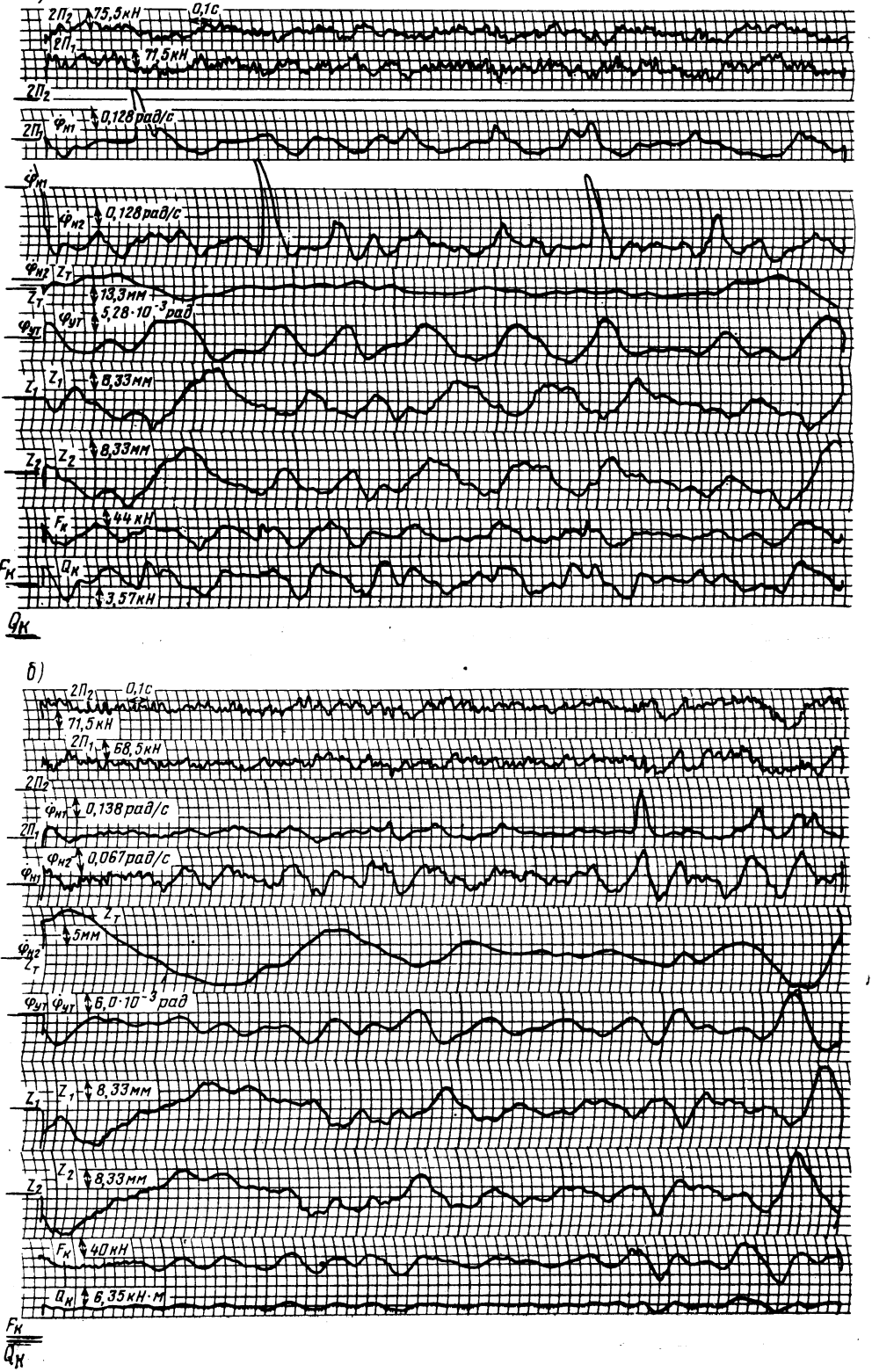

а)
2П2
75,5кН
0,1с
2П1
71,5кН
2П2
φн1
0,128рад/с
2П1
φ̇н1
φ̇н2
0,128рад/с
φ̇н2
ZТ
ZТ
13,3мм
φуг
5,28·10⁻³рад
Z1
8,33мм
Z2
8,33мм
FК
44кН
FК
QК
3,57кН
QК
б)
2П2
0,1с
71,5кН
2П1
68,5кН
2П2
φ̇н1
0,138рад/с
2П1
φ̇н2
0,067рад/с
φ̇н1
ZТ
5мм
φ̇н2
ZТ
φуг
φуг
6,0·10⁻³рад
Z1
8,33мм
Z2
8,33мм
FК
40кН
QК
6,35кН·м
FК
QК

Таблица 6.2

Индивидуальный привод класса	Значения силы тяги, кН, в вариантах			
	1	2	3	4
I	122,0	87,5	122,0	124,0
II	137,0	129,0	148,0	149,0
III	143,0	134,0	148,0	149,0

масса, момент инерции и геометрические размеры ходовых частей ограничены рядом дополнительных условий и их нельзя рассматривать как переменные, в качестве варьируемых параметров целесообразно принимать упругие и диссипативные характеристики рессорного подвешивания.

Влияние параметров рессорного подвешивания на основные динамические критерии, определяющие силу сцепления движущей оси, рассмотрим для следующих вариантов:

1 — тележка имеет расчетные характеристики упругих связей в буксовом узле;

2 — тележка имеет расчетные характеристики упругих связей; демпфирование в буксовом узле отсутствует;

3 — тележка имеет пониженные вдвое против расчетных жесткости упругих связей в буксовом узле;

4 — тележка имеет расчетные характеристики упругих связей в буксовом узле, но пониженную вдвое против расчетной жесткость в кузовном подвешивании.

Предельная реализуемая сила тяги для тягового привода каждого типа зависит от изменения параметров рессорного подвешивания (табл. 6.2).

При опорно-осевом подвешивании двигателя предпринятое уменьшение жесткости буксового подвешивания не привело к увеличению реализуемой силы тяги, поскольку динамические нагрузки в системе «экипаж — путь» определяются в основном колебаниями привода, а не тележки. Реализуемая сила тяги по сравнению с исходным вариантом увеличивается на 7—8 % при приводе класса II и на 4—5 % при приводе класса III. Это достигается благодаря снижению динамической нагрузки на рельс $\Delta П$ и скорости проскальзывания колесной пары $\varphi_н$, обусловленных колебаниями тележки.

При отсутствии демпфирования в первичном подвешивании реализуемая сила тяги уменьшается независимо от типа привода. Негативное влияние галопирования тележки очевидно, особенно у локомотива, имеющего тяговый привод класса I. Резко увеличиваются низкочастотные составляющие вертикальной нагрузки на ось $\Delta П$ и скорости проскальзывания $\varphi_н$. Вследствие увеличения галопирования тележки дисперсия скорости проскальзывания $S^2_{\varphi_н}$ возрастает. Увеличение этой дисперсии и дисперсии вертикальной нагрузки на ось колесной пары $S^2_{\Delta П}$ не может не сказаться на реализации сцепления. Дисперсия силы тяги значительно возрастает, из-за чего для предотвращения срыва сцепления требуется уменьшить момент на двигателе на 26—27 %. Рассматривая аналогичные процессы, происходящие при реализации силы тяги с приводом класса III, можно заметить, что в них нет явно выраженной доминанты. Как правило, пробоксовки связаны с разгрузкой колесной пары, вызываемой неровностями пути. Галопирование тележки оказывает влияние на скорость проскальзывания $\varphi_н$, но оно не является фактором, определяющим возникновение пробоксовок.

Таким образом, динамические процессы в приводе класса III даже в неблагоприятных условиях (отсутствие демпфирования в первичном подвешивании) не становятся причиной возникновения боксования.

В случае отсутствия трения в буксовом подвешивании срыв сцепления наступал при средних значениях силы тяги, меньших, чем у аналогичного локомотива с расчетными характеристиками демпфирования. У локомотивов

с приводами класса III это снижение достигало 6—7 %. Следовательно, механическая часть такого типа менее чувствительна к непостоянству демпфирования в буксовой ступени подвешивания с точки зрения стабильности реализации сцепления.

В групповом приводе из-за разницы в радиусах колес колесных пар одной тележки могут появляться дополнительные динамические моменты, приводящие в конечном счете к проскальзыванию колеса относительно рельса, даже при отсутствии тягового момента. Если не учитывать наличия упругих элементов в передачах, то дополнительный момент, действующий на колесные пары при их механической связи за счет раздаточного редуктора и идентичных условиях сцепления под соседними колесными парами,

$$M_{доп} = K\,(\varphi_{к1}R_{к1}^2 - \varphi_{к2}R_{к2}^2)/(2v),$$

где K — коэффициент крипа; $R_{к1}$ и $R_{к2}$ — радиусы кругов катания колесных пар; $\varphi_{к1}$ и $\varphi_{к2}$ — угловые скорости колесных пар; v — поступательная скорость движения экипажа.

Как следует из этого выражения, для того чтобы при движении экипажа не возникали дополнительные моменты, радиусы колес должны быть одинаковыми, поскольку угловые скорости колесных пар, которые приводятся во вращение от одного якоря, равны. В противном случае при движении локомотива на выбеге и прочих равных условиях одна из колесных пар будет иметь положительное (паразитное), а другая — отрицательное проскальзывание. В режиме тяги в зависимости от сочетания значений дополнительного и тягового момента возможны различные сочетания проскальзываний двух колесных пар.

В передачах с упругими элементами по мере качения колесной пары сначала будет происходить деформация упругих элементов, сопровождающаяся накоплением потенциальной энергии. Эта энергия в момент перехода одного из колес через точку максимума (предельное значение коэффициента сцепления) может вызывать резкое нарастание скорости скольжения колеса и последующие переходные процессы динамического характера.

Расчеты по определению дополнительного момента показывают, что он составляет примерно 1500 Н·м на 1 мм разницы диаметров бандажей. Этот момент вызывает дополнительное проскальзывание, обеспечивающее равенство угловых скоростей двух колесных пар. Большие значения тягового момента, а также и разницы диаметров $\Delta D_к$ приводят к появлению пробоксовок колесных пар. При постепенном повышении тягового момента наблюдают два его критических уровня. Первый является критическим в том смысле, что статическая реализация силы тяги становится невозможной и в приводе возникают автоколебания, сопровождающиеся устойчивой динамической пробоксовкой колесной пары. По мере дальнейшего повышения тягового момента характер режима не изменяется, но возрастает амплитуда переменной составляющей дополнительного момента и скорости проскальзывания колеса по рельсу. В конечном итоге, когда тяговый момент достигнет второго критического уровня, процесс примет неустойчи-

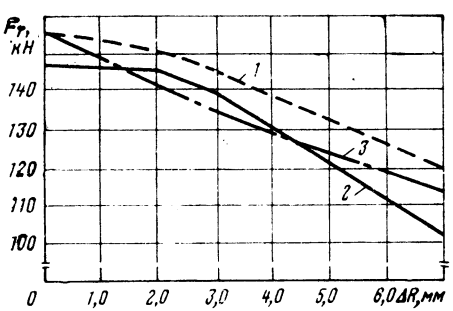


Рис. 6.13. Зависимости реализуемой силы тяги от разницы радиусов колесных пар одной тележки с групповым приводом класса III

вый апериодический характер и завершится необратимым срывом сцепления. Первое и второе критические значения тяговых моментов, а также дополнительных моментов в передаче существенно зависят от $\Delta D_к$.

Зависимость реализуемой силы тяги от изменения $\Delta D_к$ (рис. 6.13) позволяет установить, что при $\Delta D_к = 10$ мм реализуемая сила тяги снижается на 16—17 % в групповом приводе в случае движения локомотива со скоростью 45 км/ч по идеальному пути (кривая *1*) и по пути со случайными неровностями (кривая *2*). Кроме того, чем меньше скорость движения, тем больше влияние $\Delta D_к$ на реализуемую силу тяги (кривая *3*, $v = 10$ км/ч). Для аналогичных индивидуальных приводов разница диаметров колес влияет на реализуемую среднюю силу тяги значительно слабее и составляет 2—3 %.

Глава 7

ДВИЖЕНИЕ ЛОКОМОТИВА В КРИВОЙ

§ 7.1. ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВОГО ЭКИПАЖА В КРИВОЙ

Движение локомотива в кривой связано с изменением направления его скорости. Даже при $v = \text{const}$ движение отдельных частей локомотива происходит с ускорением $a_н = v^2/\rho_к$ (где $\rho_к$ — радиус кривизны), направленным по нормали к кривой. Это ускорение возникает под действием внешних сил — поперечных реакций рельсов на колесные пары, называемых *направляющими силами*. Такие силы, особенно в кривых малого радиуса, могут в несколько раз превосходить силы, возникающие при вилянии и относе экипажа на прямых участках пути. К тому же на прямых участках эти силы достигают больших значений лишь на коротких отрезках пути, где гребни колес набегают на рельсы. В кривых с радиусом менее 600 м гребни некоторых колес при их движении могут быть прижаты на всем протяжении кривой, поэтому основными зонами выхода из строя рельсов по контактно-усталостным повреждениям являются кривые участки.

Через поперечные связи колесных пар с рамой тележки воздействия рельсов передаются на тележки и кузов, причем плоскости, в которых расположены поперечные связи, не проходят через центры масс тележек и кузова. Поэтому их реакции вызывают появление опрокидывающих моментов относительно центров масс. Под действием этих моментов рамы тележек и кузов поворачиваются относительно своих продольных осей наружу кривой. Для уменьшения поворота, сопровождающего движение в кривой, наружный рельс устанавливают с возвышением h_0; появляющиеся при этом реакции в рессорном подвешивании поворачивают кузов и раму тележки в обратном направлении — внутрь кривой.

Кроме того, процесс движения колесной пары в кривой, как правило, сопровождается проскальзыванием колес относительно рельсов. Это явление связано с тем, что пути, проходимые колесами по наружному и внутреннему рельсам, различны и ось колесной пары отклоняется от положения, соответствующего радиальной установке в рельсовой колее. Проскальзывание, возникающее из-за разности этих путей, частично уменьшается благодаря конусности бандажей: наружное колесо катится по большему кругу катания, внутреннее — по меньшему. Однако полностью устранить проскальзывание не удается; поэтому при движении в кривой в точках контакта возникают значительные силы трения, вызывающие повышенный износ колес и рельсов.

Для улучшения динамических условий входа локомотива в кривую между прямой и кривой вводят участки переменной кривизны (рис. 7.1), так называемые *переходные кривые*. Радиус их кривизны $\rho_к$ зависит от дуговой координаты $s = vt$:

$$\rho_к = \rho_к(vt) = 3{,}5\, h_0\, R/(i_1 vt),$$

где R — радиус круговой кривой; i_1 — отвод возвышения, определяемый из условия обеспечения безопасной скорости подъема колеса при качении по наружному рельсу $\frac{dh}{dt} \leqslant 25$ м/с.

Возвышение наружного рельса в переходной кривой обычно меняется по линейному закону

$$h = h(vt) = i_1 vt.$$

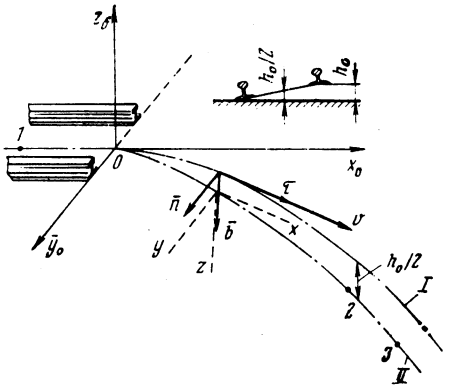


Рис. 7.1. Изменение положения оси пути при переходе с прямого на кривой участок:

0—1 — прямой участок; *0—2* — переходная кривая; *2—3* — круговая кривая; *I* — ось пути; *II* — проекция оси пути на горизонтальную плоскость; *x, y, z* — подвижная сопровождающая система координат

Характеристики динамических процессов (сил, ускорений и т.п.), возникающих при прохождении кривой, определяют, используя механо-математические модели. Для проведения приближенных расчетов широко применяют модель стационарного движения локомотивов по идеальным круговым кривым. Рассматривая квазистатическую задачу, находят решение, цель которого состоит в определении геометрических и силовых факторов, характеризующих движение локомотива в кривой. Это, как правило, силы, действующие только в горизонтальной плоскости, или перемещения элементов экипажа друг относительно друга.

Наиболее точные результаты можно получить, используя модель, описывающую движение локомотива в кривой с горизонтальными неровностями $\eta_г$, сопровождающееся колебаниями в горизонтальной поперечной плоскости. Для анализа процессов, происходящих при этом, рассмотрим осциллограмму (рис. 7.2) горизонтальной силы, передающейся от пути на раму тележки — *рамной силы*, полученную при движении электровоза ВЛ85 по прямой (участок *0 — 1*) и кривой (участки *1 — 3*), включая и переходные кривые (участки *1—1′* и *2—3*). Из рис. 7.2 видно, что на средний уровень рамных сил, возрастающих в переходной кривой по линейному закону и постоянных в круговой кривой, накладываются колебания широкого спектра частот. Эти колебания вызываются неровностями пути, относом и виляниям колесной пары перед входом в переходную кривую и импульсами сил, возникающих при набегании колеса на рельс. Повышенные силы взаимодействия между колесной парой и рельсами вызывают дополнительное искривление рельсовых нитей, что в свою очередь приводит к увеличению рамных сил.

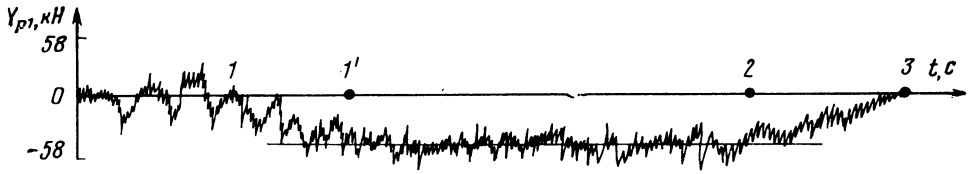


Рис. 7.2. Изменение рамной силы от первой колесной пары электровоза ВЛ85 при движении в кривой радиусом $R = 350$ м при $v = 80$ км/ч

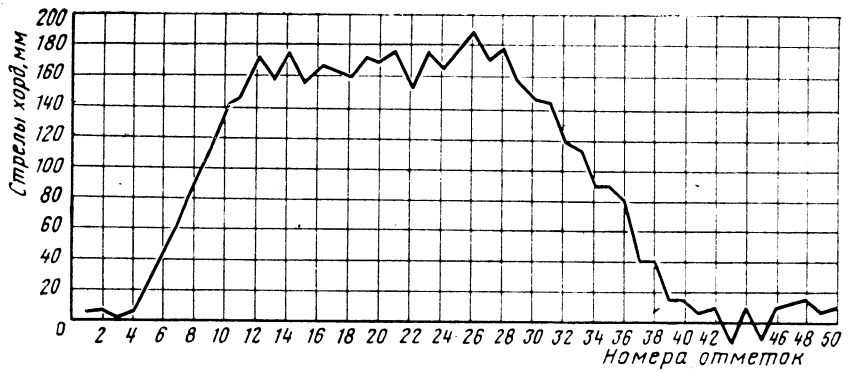


Рис. 7.3. Стрелы хорд кривой при $R=300$ м, измеренные через 10 м

Это подтверждают результаты (рис. 7.3) измерений неровностей (в плане) рельсовой нити в кривой радиусом $R=300$ м, которые производились на последовательно расположенных хордах длиной 20 м, путем измерения через 10 м стрел хорд (расстояний от точки на боковой грани рельса до хорды). В рассматриваемой кривой имелись значительные неровности, которые определяли как разность смежных стрел хорд (точки *11* и *12*); они достигали 26 мм при допуске 10 мм. В идеальной круговой кривой при постоянной длине хорды стрелы хорд не должны изменяться и разность результатов смежных замеров должна быть равна нулю. Расчет сил при движении экипажа по кривой, имеющей неровности, соответствующие реальным, возможен только с применением вычислительной техники. Динамические направляющие и рамные силы необходимы для расчетов пути и подвижного состава на прочность, определения наименьших радиусов кривых, по которым можно пропустить экипаж, для расчетов устойчивости экипажа против опрокидывания, прогнозирования износов рельсов и гребней колес.

§ 7.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ВПИСЫВАНИЕ ЭКИПАЖА В КРИВУЮ

Под геометрическим вписыванием экипажа в кривую понимают определение взаимного расположения рельсовой колеи и элементов экипажа с целью установления следующего: может ли экипаж вписаться в кривую, т.е. пройти ее так, чтобы гребни колес не вышли из рельсовой колеи[1] [20, 21, 23]; каковы максимальные отклонения различных точек тележек относительно кузова; каковы углы между продольными осями тележек и кузова, а также углы набегания отдельных колесных пар на рельс и др.

Положение простого экипажа в круговой кривой (рис. 7.4) определяется углом α — *углом набегания переднего колеса на наружный рельс*. Этот угол образуется линией $A'B'$, параллельной продольной оси экипажа, и касательной AM в точке A набегания колеса на рельс. Угол α равен центральному углу между радиусом, проведенным в точку A, и радиусом $O\Omega$, перпендикулярным к продольной оси тележки и пересекающим ее в точке Ω. Через точку Ω проходит ось вращения тележки под воздействием направляющих сил со стороны рельсов, сил трения в опорных точках колес с рельсами, а

[1] *Рельсовая колея* — это две геометрические линии, проходящие вдоль пути по внутренним граням головок рельсов на уровне их контакта с гребнями колес. Условно считают, что эти линии проходят по внутренним граням головок рельсов на уровне 14 мм ниже их поверхности катания [5, 6].

также центробежной силы. Точку Ω принято называть полюсом вращения тележки, а отрезок x_Ω — полюсным расстоянием. Иногда в качестве координаты, определяющей положение экипажа в круговой кривой, принимают x_Ω. Как следует из рис. 7.4, $x_\Omega = R \sin \alpha$ или, учитывая, что α не превышает 1—2°, можно принять $x_\Omega \approx R\alpha$.

Для исследования положения экипажа в круговой кривой пользуются формулой, связывающей стрелу f_x, длину ходы $2L_к$ и радиус R:

$$f_x = L_к^2/(2R - f_x).$$

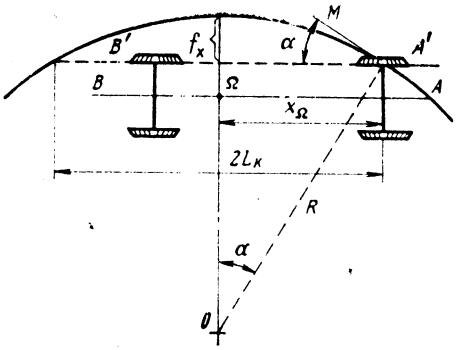


Рис. 7.4. Параметры, определяющие расположение экипажа в круговой кривой

При $R \gg f_x$ величина f_x мала́ по сравнению с $2R$ и, отбрасывая f_x, получим приближенную формулу

$$f_x = L_к^2/2R.$$

На этой формуле основаны два графических метода вписывания локомотивов в кривые: круговой и параболический.

Круговой метод наиболее прост и заключается в том, что кривые участки пути вычерчиваются в масштабе в виде дуг круга, а тележка представляется отрезком прямой, длина которой равна жесткой базе. При вписывании тележечного локомотива тележки изображают отрезками прямых, расстояние между серединами которых соответствует расстоянию между шкворнями.

Чтобы получить наглядное представление о положении экипажа в кривой при сохранении приемлемой точности измерения зазоров между гребнем и рельсом, кривые вычерчивают в масштабе, например, $m_r = 1{:}1000$. Масштаб для базы $2L$ экипажа принимается равным $m_b = 1{:}10$. Применение различных масштабов приводит к искажению чертежа; для правильного определения положения тележек и отдельных колесных пар необходимо найти масштабы m_f и m_α соответственно для зазоров, поперечных перемещений и угла поворота тележки.

Если изобразить кривую и базу тележки в указанных масштабах, то на чертеже радиус кривой $r = m_r R$ и база тележки $2l = m_b 2L$. Тогда стрела хорды на чертеже $f_д = (m_b^2/m_r) f_x$, т. е. масштаб ее $m_f = m_b^2/m_r$. Для угловых величин из формулы

$$\sin \alpha_д = l/r = m_b L/(m_r R) = (m_b/m_r) \sin \alpha$$

определяется масштаб $m_\alpha = m_b/m_r$, т.е. углы на чертеже в m_α раз больше.

Радиусы наружной и внутренней нитей колеи соответственно:

$$r_н = r + \delta_у m_f \text{ и } r_b = r - \delta_у m_f,$$

где $2\delta_у$ — полный зазор в рельсовой колее с учетом ее уширения в кривой; r — средний радиус кривой.

Часто принимают $r_н = r = Rm_r$, $r_в = r_н - 2m_f\delta_у$, тогда расстояние между нитями на чертеже равно полному зазору.

Круговой метод прост, но точность его может быть недостаточной, если выбрано неудачное соотношение масштабов m_r и m_b.

Для того чтобы можно было использовать приближенную формулу, необходимо учитывать погрешность. Истинное значение стрелы на чертеже $f_д$ получится, если из стрелы $f_р$ (рис. 7.5) вычесть погрешность $\Delta f = f_р^2/(2r)$. Если выразить погрешность через фактические значения стрелы и радиуса, получим ее зависимость от выбранных масштабов.

$$\Delta f = f_р^2/(2r) = f_x^2 (m_b^2/m_r)^2/(2Rm_r) =$$
$$= (f_x^2/2R)\,(m_b^4/m_r^3).$$

Эту зависимость можно использовать для подбора масштабов.

Наибольшее распространение в практике конструкторских бюро локомотивостроительных заводов получил *эллиптический метод*, основанный на замене круга эллипсом, получаемым путем поворота круга около вертикальной оси на определенный угол; это позволяет получить любую заданную хорду (базу) без изменения стрел. В дальнейшем оказалось возможным заменить верхнюю часть эллипса дугами параболы (*параболический метод*), для которой

$$y = x^2/(2R),$$

где x — абсциссы; y — ординаты, откладываемые от прямой CD (см. рис. 7.5).

Масштабы величин x и y не связаны. Любая хорда AB окружности превращается в хорду A_1B_1; она тем меньше, чем больше угол γ, на который повернута окружность. Стрела $f_р = MN$ (или любые параллельные ей стрелы хорд) будет изображаться отрезками, равными стрелам в окружности. Для наклонного в окружности отрезка соответствующий ему отрезок в этом построении будет несколько меньшим. Откладывая от наружной ветви параболы вертикально отрезки σ, соответствующие $2\delta_y$ в масштабе ординаты y, получим положение внутренней нити колеи.

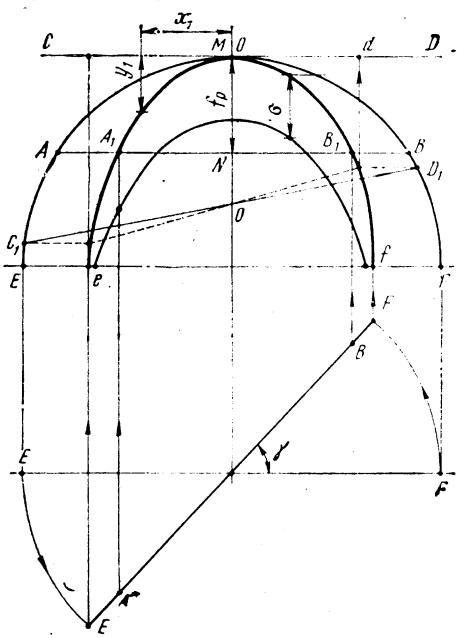


Рис. 7.5. Схема, поясняющая применение эллиптического метода вписывания экипажа

Применяя этот метод к вписыванию в кривые, следует помнить, что стрелы (отклонения тележек, колесных пар) должны измеряться по вертикали. Полюсное расстояние измеряется проекцией ее половины на горизонтальную прямую CD; в данном случае это будет отрезок Od, измеренный в масштабе базы.

В качестве примера применения *параболического метода* рассмотрим вписывание электровоза с колесной формулой 2_0-2_0-2_0-2_0, имеющего цельный кузов, опирающийся на промежуточные рамы, которые в свою очередь опираются на двухосные тележки (рис. 7.6). Масштабы: базы 1:40, отклонений тележек 1 : 2. Вписывание производится в кривую радиусом 100 м.

Расположение экипажа в кривой определяется действующими на локомотив силами, которые при вписывании неизвестны. Однако при графиче-

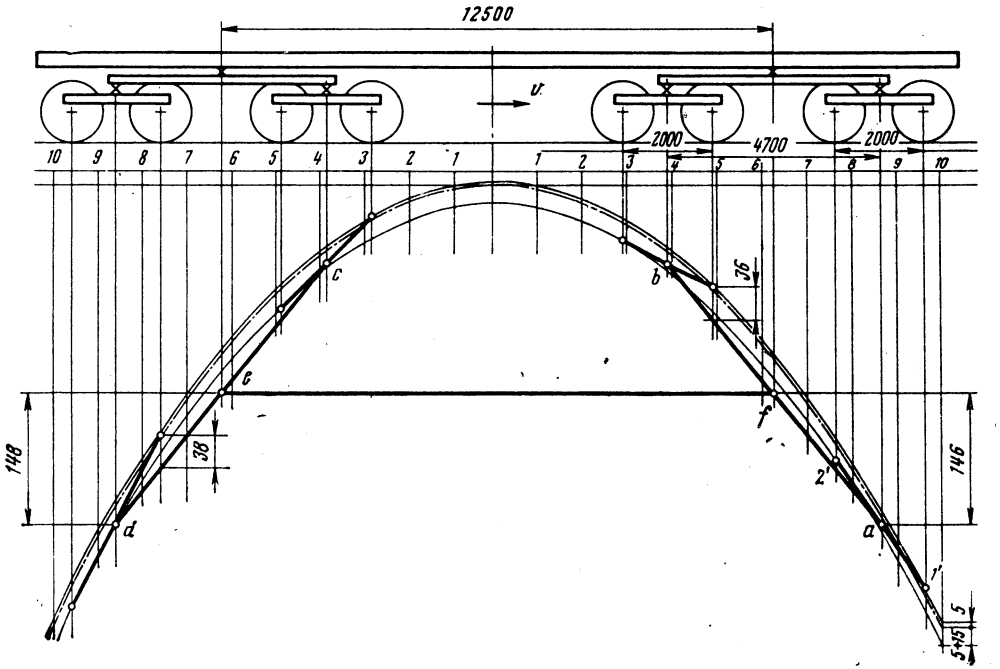


Рис. 7.6. Графическое вписывание экипажа с колесной формулой 2_0-2_0-2_0-2_0

ском вписывании обычно достаточно рассмотреть два предельных положения: наибольшего перекоса и наибольшего сдвига (хордовое положение тележек).

Первое характеризуется тем, что при движении в кривой локомотив набегает передней колесной парой на наружный рельс, а задней — на внутренний. Это положение обычно встречается при движении в кривых малого радиуса с небольшой скоростью.

Второе предельное положение соответствует касанию наружного рельса передней и задней колесными парами. Обычно оно получается при движении локомотива с большими скоростями, когда равнодействующая всех сил, приложенных к локомотиву, прижимает его к наружному рельсу. Это наблюдается очень редко. В практике, как правило, встречаются различные комбинации перекосного положения тележек [21].

В рассматриваемом примере тележки локомотива устанавливают в положении наибольшего перекоса и затем, определив расположение опор *a*, *b*, *c*, *d* промежуточных рам на тележках и опор *e*, *f* кузова на промежуточных рамах, находят положение оси кузова *ef*. Построение производят, проецируя точки экипажа, изображенные вверху чертежа, на линии, соответствующие внешней и внутренней нитям колеи, изображаемым параболами. Затем, соединяя эти точки, например *1'* и *2'*, находят положение продольной оси тележки и на нее проецируют положение опоры *a* на промежуточной балке и т. д.

Искомые перемещения различных точек кузова относительно тележек показаны на рис. 7.6 и определены измерением в масштабе чертежа и умножением на масштаб соответствующего расстояния, например отклонение опоры кузова от опоры первой по ходу электровоза тележки составляет $73 \cdot 2 = 146$ мм.

При геометрическом вписывании силы, действующие на экипаж, не определяли, но подразумевалось, что они влияют на расположение экипажа в кривой.

Для определения сил, действующих на экипаж и путь в зависимости от установившихся скоростей движения по кривой, выполняют так называемое *динамическое вписывание* экипажа в кривую. При этом определяют наибольшие силы, возникающие при движении данного экипажа по кривой, для чего принимают следующие допущения. Скорость движения считается постоянной, бандажи — цилиндрическими, кривая — идеальной круговой. Все силы, действующие на экипаж, переносятся в плоскость пути. Силы трения в точках контакта колеса с рельсом определяются как силы сухого трения, они постоянны при движении в кривой. Все колесные пары (оси) закреплены в раме экипажа жестко, т. е. не могут перемещаться друг относительно друга ни в продольном, ни в поперечном направлении. Силы тяги и торможения отсутствуют.

В некоторых случаях учитывается отжатие рельса под набегающим колесом и перераспределение вертикальных нагрузок колес на рельс. Однако это сильно усложняет решение. При динамическом вписывании решается система алгебраических уравнений равновесия сил и моментов, действующих на экипаж в рельсовой колее при его заданной постоянной скорости движения.

Уравнения равновесия сил и моментов составляют исходя из возможных в практике трех вариантов расположения экипажа в рельсовой колее:

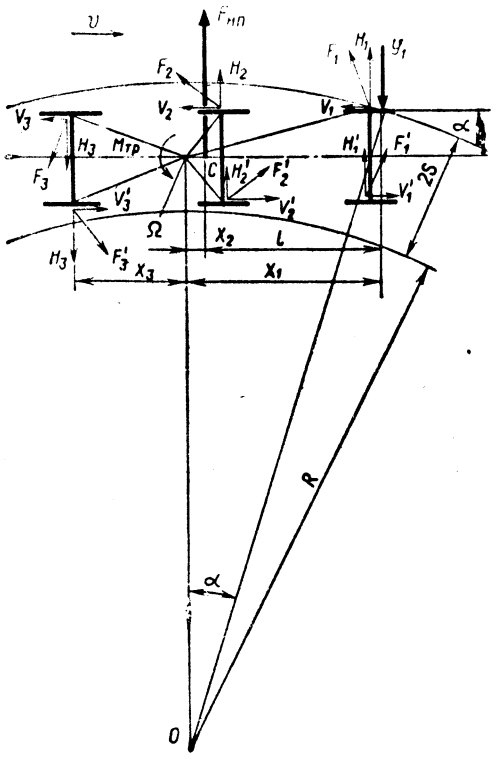


Рис. 7.7. Расположение трехосной тележки в круговой кривой и действующие на нее силы

I — экипаж направляется обеими рельсовыми нитями, число направляющих осей больше двух (установка наибольшего перекоса);

II — экипаж находится в так называемой свободной установке, т. е. направляется лишь одной внешней рельсовой нитью; реборды колес задних осей не касаются рельсов колеи;

III — не только передние, но и задние оси экипажа направляются наружной рельсовой нитью (хордовая установка).

В качестве примера рассмотрим движение трехосной тележки в рельсовой колее при варианте II расположения тележки в колее (рис. 7.7).

Первая колесная пара набегает на наружный рельс и в результате взаимодействия с ним на колесную пару действует направляющая сила Y_1, которую и следует определить. Движение экипажа по кривой можно рассматривать как вращение его вокруг центра кривой O; это перемещение разложим на

поступательное и вращательное вокруг некоторой точки Ω — мгновенного центра вращения. Эта точка характеризуется минимумом сил Y_i, необходимых для поворота тележки, поэтому она должна находиться на пересечении продольной оси экипажа и перпендикулярного к ней радиуса. Поступательное движение не вызывает появления значительных сил,так как осуществляется вследствие качения колес по рельсам, а силы трения качения в этом случае малы. Силы трения скольжения $F_{\text{тр}\,i}$ в опорных точках перпендикулярны к радиусам, проведенным из мгновенного центра вращения Ω в опорные точки колес, и направлены в сторону, противоположную вращению тележки. Эти силы определяются значением коэффициента трения, принимаемого в расчетах равным 0,25, и нагрузкой колеса на рельс $П$. На рис. 7.7 силы трения $F_{\text{тр}i}$ разложены на вертикальные V_i и горизонтальные H_i составляющие (i — номер колесной пары); x_1 — расстояние от мгновенного центра вращения до первой колесной пары; l — расстояние от первой колесной пары до центра масс экипажа C; $F_{\text{нп}}$ — равнодействующая центробежной силы и составляющей от веса экипажа, появляющаяся при возвышении наружного рельса над внутренним для уравновешивания центробежной силы; $M_{\text{тр}}$ — момент сил сопротивления, возникающих в элементах рессорного подвешивания кузовной ступени при вращении тележки относительно кузова (это могут быть силы сухого трения в скользунах, силы сопротивления в гасителях колебаний, демпфирующих виляние, силы упругого сопротивления пружин рессорного подвешивания).

Равнодействующая $F_{\text{нп}}$ определяется как

$$F_{\text{нп}} = (P/g)\,[v^2/R - hg)/(2s)],$$

где P — вес надрессорного строения экипажа.

Составляющие сил трения в опорных точках колес с рельсами:

$$H_i = П_i\,\mu_{\text{тр}}\frac{x_i}{\sqrt{x_i^2+s^2}};\quad V_i = П_i\,\mu_{\text{тр}}\frac{s}{\sqrt{x_i^2+s^2}}.$$

Здесь выражения в виде дроби представляют собой косинусы и синусы углов, образованных продольной осью экипажа и лучами, проведенными из точки Ω в опорные точки колес с рельсами.

Уравнения равновесия сил и моментов для этого случая:

$$H_1 + H_1' + H_2 + H_2' + H_3 + H_3' + F_{\text{нп}} = Y_1;$$

$$M_{\text{тр}} + F_{\text{нп}}\,(x_1 - l) + (H_1 + H_1')x_1 + (H_2 + H_2')\,x_2 + (H_3 + H_3')\,x_3 + (V_1 + V_1')\,s + (V_2 + V_2')\,s + (V_3 + V_3')\,s = Y_1x_1.$$

В этих двух уравнениях, вообще говоря, три неизвестных: x_1, v, Y_1. Для того чтобы получить однозначное решение, необходимо одним неизвестным задаться. Если считать, что тележка заняла хордовое положение, но такое, что $Y_3 = 0$, то $x_1 = B/2$, где B — жесткая база тележки, т. е. расстояние между крайними колесными парами. При этом условии определяют $F_{\text{нп}}$ и Y_1, а затем v_1. Далее можно найти все силы Y_1 и Y_3 при $v > v_1$, так как в этом случае $F_{\text{нп}}$ определено по задаваемым значениям v.

Для определения сил при $v < v_1$ необходимо рассмотреть положение свободной установки, предшествующее наибольшему перекосу тележки в колее; при этом смещение мгновенного центра поворота тележки $x_0 = 2\,\delta_y R/B$, где $2\delta_y$ — суммарный зазор в рельсовой колее с учетом уширения. После этого можно определить новые значения x_i и решить систему уравнений при условии $Y_3 = 0$, определив Y_1, $F_{\text{нп}}$ и v_2. Далее, задаваясь $v < v_2$, определяют Y_1 и Y_3. Поступая аналогично, можно определить Y_1 в положении сво-

бодной установки тележки, когда $Y_3 = 0$, при этом смещения мгновенного центра равны $x_0/2$, $x_0/3$ и т.д. Результаты расчетов обычно представляют в графической форме в виде зависимостей Y_1 и Y_3 от v.

Результаты расчета можно уточнить, если учесть перераспределение давлений от колес на рельсы за счет перекоса кузова при деформации рессорного подвешивания или боковые упругие отжатия рельсовых нитей под набегающими на них колесными парами.

Для оценки направляющих и боковых сил также применяют графики-паспорта, отражающие зависимости удельных значений направляющих и боковых сил, а также рамных сил от непогашенных ускорений, которые в эксплуатации могут изменяться от —1 до 1 м/с^2. Графики-паспорта позволяют по непогашенному ускорению определить не только силы, но и полюсные расстояния при заданной базе тележки. Они упрощают проведение расчетов, но требуют предварительных расчетов и графических построений.

Рассмотренные методы определения направляющих сил требуют довольно трудоемких расчетов, что при введенных допущениях мало оправданно.

Применение инженерных методов позволяет значительно сократить трудоемкость расчетов и получить достаточно достоверный для практики результат.

Используя один из этих методов [10], можно не только получить значение направляющей силы, но и оценить влияние различных параметров локомотива на результаты вписывания в кривые. На основе метода обобщенных переменных получена для двухтележечных симметричных локомотивов зависимость определяемого параметра (направляющей силы Y_1) от определяющих. Определяющие параметры представляют собой безразмерные переменные, имеющие конкретный физический смысл. В общем виде зависимость представлена в виде

$$Y_1/П = \varphi\,[K_1,\ K_2,\ K_3,\ 2a_т/(2s),\ (\delta + \Delta)/(2a_т),\ n_о,\ \mu_{тр}],$$

где $n_о$ — число осей в тележке; $2a_т$ — база тележки; $\mu_{тр}$ — коэффициент трения между колесом и рельсом; Δ — поперечное перемещение крайних осей тележки; $2s$ — ширина рельсовой колеи между кругами катания колес; δ — боковой зазор в рельсовой колее.

Критерий непогашенного поперечного ускорения

$$K_1 = 1 + v^2/(gR) - h\,/(2s);$$

критерий сопротивления повороту тележки со стороны кузова

$$K_2 = 1 + (M_о + M_в)/(П \cdot 2a_т);$$

критерий боковой жесткости пути

$$K_3 = 1 + П/(ж_{пб}\delta),$$

где v — скорость движения в кривой; h — возвышение наружного рельса над внутренним; $M_о$ — момент сил трения в опорах кузова; $M_в$ — момент упругих возвращающих сил кузова; $ж_{пб}$ — боковая жесткость пути.

Параметры $(\delta + \Delta)/(2a_т)$ почти не влияют на отношение $Y_1/П$, и поэтому они исключены. Окончательно расчеты вписывания локомотива в кривую можно провести по следующим формулам, предварительно определив критерии K_1, K_2, K_3 по исходным данным:

$$Y_1/П = 0{,}42\,(\mu_{тр}/\mu_о)^{0,8}\,K_1^{3(\mu_о/\mu_{тр})^{0,55}}\,K_2^{0,8}\,n_о^{0,75}\,(a_т/s)^{-0,15} \quad \text{при } K_1 \leqslant 1{,}12;$$

$$Y_1/П = 0{,}47\,(\mu_{тр}/\mu_о)^{0,7}\,K_1^{2(\mu_о/\mu_{тр})^{0,5}}\,K_2^{0,8}\,n_о^{0,75}\,(a_т/s)^{-0,15} \quad \text{при } K_1 > 1{,}12,$$

где $\mu_о$ — базовое значение коэффициента трения бандажей по рельсам, равное 0,25.

В представленном диапазоне изменения критерия K_1 отклонение расчетных данных от полученных точными методами не превышает $\pm$ 7 %.

По критериальным уравнениям определяют значения статической составляющей направляющих сил первой оси по ходу движения локомотива. Эти зависимости могут быть использованы для прогнозирования характеристик локомотива в процессе вписывания в кривые.

Для трехосных тележек при разбеге средней оси, большем отклонения средней колесной пары от наружного рельса, применяют следующие зависимости:

$$Y_1/П = 0{,}752\ K_1^4\ K_2\ (a_т/s)^{-0{,}15} \text{ при } K_1 \leqslant 1{,}1.$$

$$Y_1/П = 0{,}838\ K_1^{2{,}75}\ K_2\ (a_т/s)^{-0{,}15} \text{ при } K_1 > 1{,}1.$$

Если разбег меньше, чем отклонение средней колесной пары от наружного рельса, применяют предыдущие формулы.

§ 7.4. ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭКИПАЖА И ПУТИ В КРИВОЙ

При движении в переходной кривой отдельные элементы локомотива (колесные пары, тележки, кузов) совершают сложное движение. Центры масс этих тел движутся по пространственным кривым переменного радиуса со скоростью v, равной скорости экипажа.

Для составления уравнений, описывающих движение в кривой, воспользуемся теорией относительного движения тел, согласно которой движение тела по отношению к подвижной неинерциальной системе отсчета можно рассматривать с помощью методов, справедливых при изучении движения в инерциальных системах, если ко всем точкам тела приложить дополнительно переносные и кориолисовы силы инерции. После приложения этих сил подвижная система «останавливается».

Составляя уравнения движения экипажа в кривой, для каждого из тел используем отдельные подвижные неинерциальные системы отсчета x, y, z, начала которых движутся (см. рис. 7.1) по плоским кривым, конгруэнтным проекции оси пути на горизонтальную плоскость. Начало каждой из таких сопровождающих естественных систем отсчета совпадает со статическим положением центра масс соответствующего тела.

В каждый момент времени все системы вращаются вокруг вертикальной оси, проходящей через центр кривизны оси пути с переменной угловой скоростью $\frac{v}{\rho_к\,(vt)}$, т.е. переносное движение для всех тел вращательное с переносной угловой скоростью $\omega_C = v/\rho_к$. Скорость начала любой такой системы отсчета одинакова и равна скорости движения локомотива $v = \text{const}$. Строго говоря, введенные подвижные системы не являются естественными, поскольку связаны не с осью пути, а с ее проекцией. Однако наклоном соприкасающейся плоскости к горизонту можно пренебречь, поскольку угол его определяется отношением $h_0/R \leqslant 10^{-4}$.

Свяжем с каждым из движущихся тел собственные центральные оси координат. Для колесной пары (рис. 7.8, *а*) направим ось x_C в сторону движения перпендикулярно оси колесной пары, ось y_C — по собственной оси колесной пары, ось z_C — перпендикулярно плоскости $x_C C y_C$ так, чтобы образовалась правая координатная система. В силу симметрии колесной пары эти оси являются также и главными.

Аналогичным образом направляются собственные системы осей координат, связанные с центрами масс тележек и кузова. При этом считают, что все собственные оси главные.

По отношению к своей неинерциальной системе центр масс колесной пары при извилистом движении отклоняется в поперечном направлении на величину y. Колесная пара поворачивается вокруг оси z на угол φ_z, а вокруг оси x (при условии безотрывного движения по рельсу и возможности пренебречь углом поворота φ_x вследствие относа) — на угол $\varphi_{hx} = h/(2s)$. Если считать, что центр C собственной системы координат колесной пары x_C, y_C, z_C сохраняет скорость v ($v_C \approx v_D = v$) в проекции на подвижную систему, то вдоль оси x смещение будет равно нулю. Положение естественной неинерциальной системы определяется углом φ_{zp} (см. рис. 7.8, *а*).

Для рассмотрения движения тележки в кривой выберем подвижную систему координат (рис. 7.9), начало которой совпадает с центром масс тележки $C_т$, а ось $x_т$ направлена по прямой, проходящей через проекции центров масс колесных пар на плоскость тележки в положении нормальной поперечной установки в прямом участке пути. Тогда в кривой центры масс колесных пар будут находиться на оси пути в точках A, B, а ось $x_т$ пройдет по хорде AB. Приближенно считаем, что скорость точки $C_т$ также равна v и направлена параллельно хорде AB. При движении тележки в переходной кривой радиусы в точках A, B и $C_т$, вообще говоря, разные. Однако из-за малости отношения $AB/\rho_{ст} \ll 1$ можно считать, что

$$\rho_A = \rho_B = \rho_{Cт} = (\rho_A + \rho_B + \rho_{Cт})/3 = \rho_{1т},$$

где $\rho_{1т}$ — средний радиус кривизны траектории для колесных пар и рамы первой тележки.

Для второй тележки радиус кривизны $\rho_{2т}$ определяется аналогично, причем $\rho_{2т} \neq \rho_{1т}$.

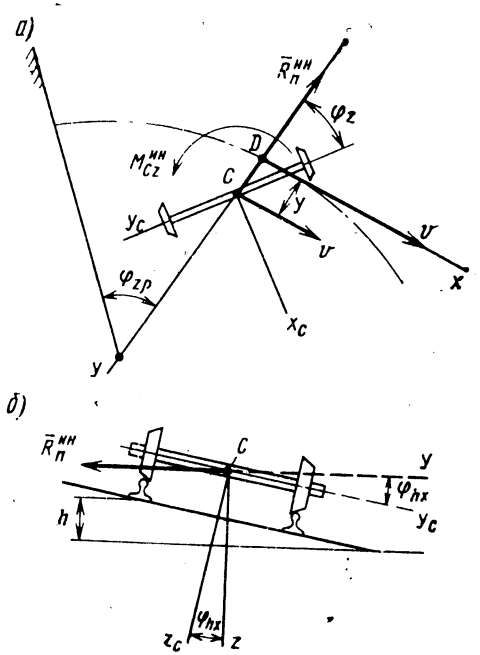


Рис. 7.8. Перемещение колесной пары в кривой и характеристики сил инерции переносного движения в горизонтальной (*а*) и в поперечно-вертикальной (*б*) плоскостях

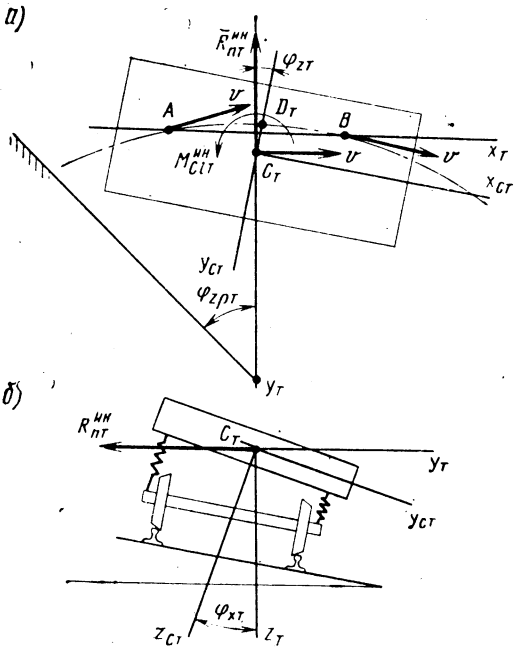


Рис. 7.9. Системы координат и характеристики переносных сил инерции для описания движения тележек в кривой в горизонтальной (*а*) и в поперечно-вертикальной (*б*) плоскостях

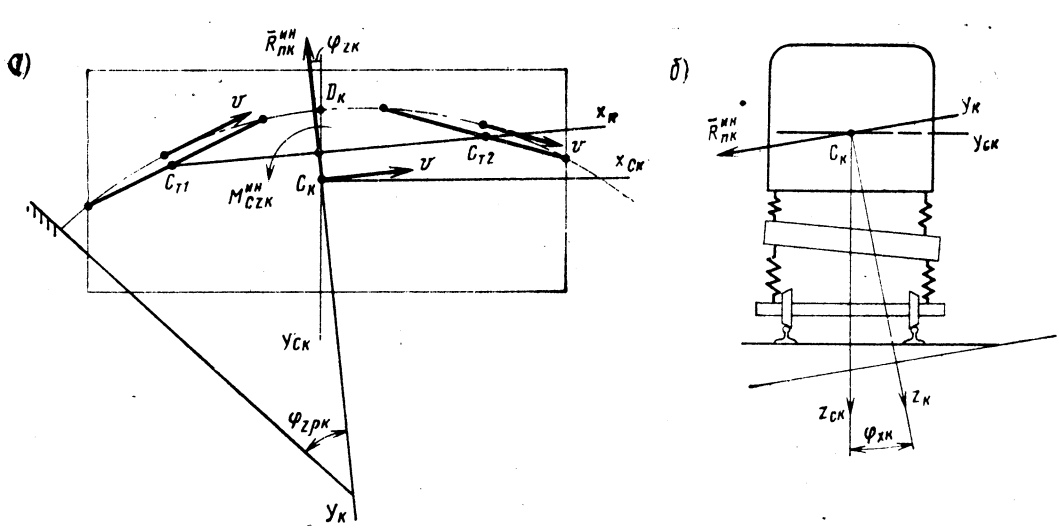


Рис. 7.10. Системы координат и характеристики переносных сил инерции для описания движения кузова в кривой в горизонтальной (*а*) и поперечно-вертикальной (*б*) плоскостях

Положение естественной неинерциальной системы для тележки будем определять углом $\varphi_{z\rho т}$ (рис. 7.9, *а*). В процессе движения центр масс тележки смещается в поперечном направлении на $y_т$ и поворачивается вокруг оси $z_{Cт}$ на угол $\varphi_{zт}$, а вокруг оси $x_т$ — на угол $\varphi_{xт}$ (рис. 7.9, *б*).

В неинерциальной естественной системе координат для кузова, связанной с его центром масс $C_к$, ось $x_{Cк}$ проведем параллельно прямой $C_{т1}C_{т2}$ (рис. 7.10, *а*). Как и для тележки, принимаем, что скорости в точках $C_к$ и $D_к$ равны (хотя разница между ними больше, чем для тележки, но все же она очень мала). Поэтому считаем, что скорость точки $C_к$ равна скорости экипажа v и направлена параллельно прямой $C_{т1}\ C_{т2}$. Вместе с тем радиусы кривизны в переходной кривой для этих трех точек принимаются различными: $\rho_{Cт1} \neq \rho_{Cт2} \neq \rho_{Cк}$.

Положение естественной неинерциальной системы координат для кузова будем определять углом $\varphi_{z\rho к}$. В процессе движения центр масс кузова смещается в поперечном направлении на величину $y_к$ и поворачивается вокруг оси $z_{Cк}$ на угол $\varphi_{zк}$, а вокруг оси $x_к$ — на угол $\varphi_{xк}$ (рис. 7.10, *б*).

Как уже указывалось, для каждого из тел переносное движение можно рассматривать как вращательное вокруг вертикальной оси, проходящей через центр кривизны, с угловой скоростью $\dot{\varphi}_{z\rho} = v/\rho_к$.

Относительное движение каждого тела, входящего в состав экипажа, состоит из поступательного вдоль оси y вместе с центром масс и сферического по отношению к центру масс; причем вектор относительной мгновенной угловой скорости имеет составляющие по всем трем осям x, y и z.

Выразим силы и моменты сил инерции, которые нужно добавить к движущимся телам при составлении уравнений относительного движения. Составляющие главного вектора переносных сил инерции вдоль оси x для всех тел равны нулю, поскольку соответствующая составляющая скорости по этому направлению постоянна: $v = \text{const}$. Нормальная составляющая главного вектора или главный вектор центробежных сил инерции

$$\bar{R}^{ин}_n = -m\bar{a}_{Cn},$$

где $\bar{a}_{Cn}$ — нормальное ускорение центра масс соответствующего тела.

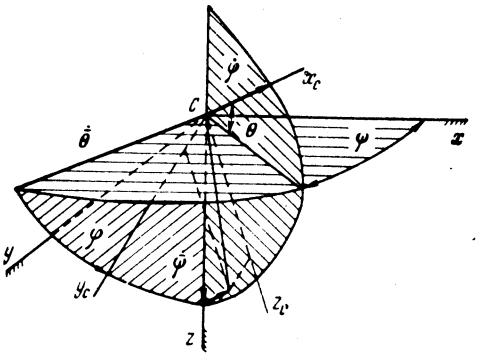


Рис. 7.11. Корабельные углы Эйлера для описания ориентации тела по отношению к центру масс

Например, для колесной пары

$$R_n^{\text{ин}} = m\,(\rho_\text{т} - y)\,v^2/\rho_\text{т}^2,$$

где $\rho_\text{т}$ — усредненный радиус кривизны траектории колесной пары, различный для каждой тележки.

Поскольку $y \ll \rho_\text{т}$, окончательно имеем

$$R_n^{\text{ин}} = mv^2/\rho_\text{т}.$$

Этот вектор направлен по радиусу $\rho_\text{т}$ от центра кривизны.

Аналогичным образом находим нормальные составляющие главных векторов сил инерции для тележек и кузова:

$$R_{n\text{т}}^{\text{ин}} = m_\text{т}v^2/\rho_{C\text{т}};\ R_{n\text{к}}^{\text{ин}} = m_\text{к}\,v^2/\rho_{C\text{к}}.$$

Главные векторы кориолисовых сил инерции

$$R_{\text{cor}}^{\text{ин}} = -\,ma_{\text{cor}} = -\,m\cdot 2\dot{\varphi}_{z\rho}v_C,$$

где a_{cor} — модуль ускорения Кориолиса; v_C — относительная скорость центра масс, направленная вдоль оси y.

Векторы $R_{\text{cor}}^{\text{ин}}$ направлены в отрицательную сторону вдоль оси x подвижной системы координат, т. е. они не оказывают влияния на относительное движение вдоль оси y и вращение вокруг центра масс. Вместе с тем вектор сил инерции связан с изменением скорости движения v отдельных тел экипажа. Следовательно, введение гипотезы о постоянстве скорости центра масс каждого из тел в неявной форме предполагает приложение к системе силы, обратной кориолисовой силе инерции. Это обстоятельство хотя и не учитывается, но, вообще говоря, приводит к дополнительным незначительным энергетическим затратам.

Что касается главных моментов переносных и кориолисовых сил инерции, то, определяя их, удобно пользоваться теоремой об изменении момента количества движения вокруг центра масс, учитывая абсолютные угловые скорости вращения каждого из тел вокруг собственных главных центральных осей.

Из теоретической механики известно, что

$$\frac{d\overline{K}_C}{dt} = \overline{M}_C^E,$$

где $\overline{M}_C^E$ — главный момент внешних сил относительно центра масс; $\overline{K}_C$ — момент количества движения тела относительно центра масс.

Обобщенные координаты, определяющие ориентацию каждого из тел по отношению к своему центру масс, обычно выражаются с помощью так называемых углов Эйлера. Это три независимых угла между неподвижными направлениями в пространстве и осями, связанными с телом. Для исследования малых отклонений от подвижной системы координат удобно использовать «корабельные» углы Эйлера φ, ψ и θ (рис. 7.11), что позволяет избежать появления в дифференциальных уравнениях малых и больших значений углов одновременно.

Проекции угловой скорости тела на оси x_C, y_C и z_C, связанные с его центром масс, выражаются с помощью этих углов следующим образом:

$$\omega_{xc} = \dot{\varphi} - \dot{\psi} \sin \theta;$$

$$\omega_{yc} = \dot{\theta} \cos \varphi + \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi;$$

$$\omega_{zc} = -\dot{\theta} \sin \varphi + \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi.$$

В рассматриваемой задаче, находя проекции абсолютной угловой скорости, нужно положить:

$$\dot{\psi} = \dot{\varphi}_{z\rho} + \dot{\varphi}_z; \quad \dot{\theta} = \dot{\varphi}_y; \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_x.$$

По теореме Кориолиса

$$\frac{d\bar{K}_C}{dt} = \frac{d\tilde{\bar{K}}_C}{dt} + \bar{\omega}_e \times \bar{K}_C,$$

где $\bar{\omega}_e$ — вектор угловой скорости вращения подвижной системы отсчета; $\frac{d\tilde{\bar{K}}_C}{dt}$ — относительная локальная производная, вычисленная при фиксированной подвижной системе координат.

В рассматриваемом случае $\bar{\omega}_e = \dot{\varphi}_{z\rho}\bar{b}$. Так как относительные координаты являются малыми, то их произведениями на обобщенные скорости можно пренебречь по сравнению с первыми степенями скоростей. Пренебрегая также произведениями малых относительных отклонений и их производных и сохраняя вместе с тем переносную угловую скорость, получим:

$$\omega_{xc} = \dot{\varphi}_x - \dot{\varphi}_{z\rho}\theta;$$

$$\omega_{yc} = \dot{\varphi}_y + \dot{\omega}_{z\rho}\varphi_x;$$

$$\omega_{zc} = \dot{\varphi}_z + \dot{\varphi}_{z\rho}.$$

Реальные параметры колебаний подвижного состава таковы, что произведения $\dot{\varphi}_{z\rho}\varphi_x$ и $\dot{\varphi}_{z\rho}\theta$ не менее, чем на порядок, отличаются от остальных членов этих выражений и могут быть опущены.

С учетом условий малости получаем, что при использовании теории относительного движения в данной задаче из всех переносных и кориолисовых моментов сил инерции остается только момент относительно оси z:

$$M_{Cz}^{\text{ин}} = -J_z \ddot{\varphi}_{z\rho} = -J_z v \frac{d}{dt}\left(\frac{1}{\rho_к}\right). \qquad (7.1)$$

Таким образом, при рассмотрении относительного движения вдоль оси y и вращения вокруг оси z нужно, кроме сил, действующих на данное тело, добавить дополнительно внешнюю силу $R_n^{\text{ин}}$ и пару сил с моментом $M_{Cz}^{\text{ин}}$. Далее можно пользоваться любыми методами теоретической механики, пригодными для исследования движения по отношению к инерциальным системам. Для решения задачи движения экипажа в кривой, кроме учета добавляемых силовых факторов инерции, требуется уточнить выражения для внешних сил, зависящих от абсолютных скоростей и перемещений.

Поперечная сила крипа, прилагаемая к колесной паре, вычисляется, как и в прямой, по относительным скоростям проскальзывания

$$F_{кy} = -\kappa_y \left[\frac{1}{v}(\dot{y}_c - \dot{\eta}_г) + \varphi_z\right]. \qquad (7.2)$$

Продольная сила крипа должна вычисляться с учетом абсолютной скорости проскальзывания и неровности

$$F_{кx} = -\kappa_x \left[\frac{i}{r} (y - \eta_г) - \frac{(\dot{\varphi}_{z\rho} + \dot{\varphi}_z)}{v} s \right]. \qquad (7.3)$$

При решении задачи следует выполнять проверку условия

$$\sqrt{F_{кy} + F_{кx}} \leqslant П\mu_{тр}.$$

Так же, как и в прямой при выборе зазора, т. е. когда $|y_c - \eta_г| \geqslant \delta$, вместо силы $F_{кy}$ следует ввести в уравнения поперечную реакцию пути

$$Y_п = \overline{ж}_{пг} y_р.$$

Уравнения извилистого движения локомотива в кривой можно записать на основе выражений, приведенных в § 5.3, добавив в их правые части дополнительные члены, связанные с неинерциальностью подвижной системы отсчета. Такая возможность появляется в связи с тем, что при выбранных подвижных системах отсчета выражения для малых деформаций и скоростей деформаций связей не будут отличаться от таковых в случае движения в прямой.

В уравнение относа колесных пар четырехосного экипажа добавляются слагаемые $-mv^2/\rho_т + 0{,}25\ m_к g\ \varphi_{xh} + 0{,}5\ m_т g \varphi_{xh} + mg\varphi_{hx}$, а в уравнение виляния — инерционный член $-J_z\ddot{\varphi}_{z\rho}$.

Аналогичным образом для тележки добавляются: $-m_т v^2/\rho_т$ — в уравнение относа; $-J_{zт}\ddot{\varphi}_{z\rho т}$ — в уравнение виляния; $+h_2 (0{,}5\ m_к g\varphi_{xк} + m_т g\varphi_{xт})$ — в уравнение боковой качки.

Дополнительные члены вводятся в уравнения движения кузова: $-m_к v^2/\rho_к$ — в уравнение относа; $-J_{zк}\ddot{\varphi}_{z\rho к}$ — в уравнение виляния; $+m_к g h_3\ \varphi_{xк}$ — в уравнение боковой качки.

В отличие от уравнений извилистого движения экипажа в прямой, которые представляют собой однородную систему (см. § 5.3), в случае движения в кривой правые части уравнений содержат члены, не зависящие от обобщенных скоростей координат, т. е. система дифференциальных уравнений является неоднородной. При $\rho_к = \text{const}$ эта неоднородность приводит к смещению положения относительного равновесия, по отношению к которому и рассматриваются колебания. Тем самым, используя приведенные уравнения, можно исследовать стационарное вписывание экипажа в кривую, полагая все производные от относительных обобщенных координат равными нулю.

Рассмотренная методика моделирования движения локомотива в кривых участках пути позволяет определять ускорения, перемещения и динамические силы в элементах локомотива. При задании случайных неровностей можно вычислять ПДК по методике, используемой для их определения в прямых участках пути.

§ 7.5. ДИНАМИЧЕСКИЙ КОМФОРТ. СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ НЕПОГАШЕННОГО УСКОРЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ В КРИВЫХ

Динамический комфорт для пассажиров или локомотивной бригады при езде на подвижном составе принято оценивать двумя показателями: коэффициентом плавности хода в прямой и непогашенным ускорением в кривой $a_н$. По значению непогашенного ускорения судят о центробежной силе, действующей в кривой на пассажира (см. § 2.3). Для создания комфортных условий необходимо эти силы снижать, уменьшая непогашенное ускорение до

допустимого значения, но не снижая требуемых по условиям эксплуатации скоростей движения в кривых. Как видно из выражения (2.38), ускорение $a_н$ особенно велико при высокой скорости движения и малых радиусах кривых. В связи с этим на скоростных железных дорогах увеличивают радиус кривых: на линии Москва — Санкт-Петербург до 3500 м, на линии Синкансен (Япония) до 4000 м, Париж — Лион (Франция) до 4000 м.

Вторым направлением в обеспечении динамического комфорта является частичная компенсация поперечного ускорения поперечной составляющей ускорения земного тяготения, которая может быть получена принудительным наклоном кузова внутрь кривой. Наклон кузова обычно создают путем возвышения наружного рельса. При недостаточности этой меры применяют специальные устройства (рис. 7.12), обеспечивающие наклон кузова относительно рамы тележки. В ряде стран (Италия, Испания, Швеция) начата регулярная эксплуатация электропоездов, оборудованных автоматическими системами наклона кузовов в кривых.

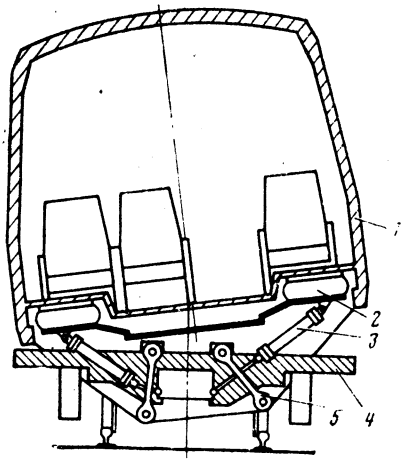


Рис. 7.12. Пример конструкции вагона с наклоняемым в кривой кузовом с помощью гидравлического привода:
1 — кузов вагона; *2* — пневморессора; *3* — гидроцилиндр; *4* — рама тележки; *5* — рычаг

Первые конструктивные решения сводились к реализации принципа естественного маятникового подвешивания (испанские поезда «TALGO»). Общим для них является расположение продольной оси поворота кузова выше его центра тяжести. Для устройств такого типа допускается наклон до 4° и не требуются источники энергии, датчики и исполнительные механизмы; однако они обладают рядом недостатков — это неблагоприятные переходные процессы, обусловленные действием переменных ускорений при входе в кривые и выходе из них вследствие большого момента инерции кузова; снижение устойчивости вагона к опрокидыванию и увеличение напряжений в элементах пути, что связано с поперечным смещением центра масс кузова в сторону наружного рельса.

В дальнейшем получили распространение (уже вышли из стадии эксперимента) быстродействующие автоматические системы принудительного наклона кузова относительно оси поворота, расположенной ниже его центра масс. При этом устраняются указанные недостатки, но требуется автоматическая система управления наклоном кузова. В качестве исполнительного механизма применяются гидравлические исполнительные механизмы.

Системы принудительного наклона кузова позволяют повысить скорости движения в кривых на 20—30 %, но имеют сложную конструкцию. Необходимость увеличения провозной и пропускной способности существующих линий путем повышения скоростей движения по кривым заставляет повышать допустимые непогашенные ускорения для локомотивов до 1 м/с^2. Для многих локомотивов от непогашенного поперечного ускорения зависит воздействие на путь.

Допустимые воздействия на путь электровозов ВЛ60, ВЛ80, ВЛ80^к, ВЛ80^т, ВЛ80^р, ВЛ10, ЧС4 позволяют в кривых радиусом 600 м и менее при непогашенном ускорении 0,9 м/с^2 реализовать скорость 80—100 км/ч. Наибольшее увеличение скорости при соответствующем непогашенном ускоре-

нии может быть допущено для тепловоза ТЭП60: $v = 120$ км/ч при 1 м/с^2 и $v = 140$ км/ч при 0,9 м/с^2. Для электровоза ВЛ60^к можно допустить увеличение скорости до 100 км/ч при непогашенном ускорении 1 м/с^2.

Возможности повышения скоростей движения в кривых для локомотивов ограничиваются высокими осевыми нагрузками и воздействиями на путь. Поэтому оборудовать вагоны системами принудительного наклона кузова при локомотивной тяге не всегда целесообразно, так как их возможности могут быть не реализованы. При скорости движения вагона 117 км/ч в кривой радиусом 650 м поперечные ускорения в кузове вагона составляют 0,98 м/с^2, при увеличении скорости движения пассажирского вагона на 20 % (до 140,4 км/ч) $a_{нк}$ возрастает до 1,97 м/с^2.

Перспективно их применение на моторвагонном подвижном составе. Выполненные ВНИИЖТом расчеты показывают, что для снижения горизонтальных ускорений в кузове пассажирского вагона в кривой радиусом 650 м при скорости 140,4 км/ч до 1 м/с^2 требуется осуществить его принудительный наклон внутрь кривой на угол 5°40′. Чтобы получить $a_{нк} = 0$, необходимо создать угол наклона 11°31′. Для этого требуется уменьшить поперечные размеры вагона, а следовательно, его вместимость. Поэтому в большинстве случаев достаточно ограничиться углом наклона 6—8°, что обеспечит достаточный комфорт для пассажиров при повышении скоростей движения в кривых на 20—25 % по сравнению с существующими. При разработке новых конструкций таких поездов необходимо снижать нагрузку от колесной пары на рельсы, обеспечивать хорошие условия вписывания тележек в кривые. Обнадеживающие результаты в этом смысле дают эксперименты, проводимые с тележками, имеющими колесные пары с радиальной установкой и независимо вращающимися колесами.

§ 7.6. ИЗНОС БАНДАЖЕЙ И РЕЛЬСОВ В КРИВЫХ И СПОСОБЫ ЕГО СНИЖЕНИЯ

Проскальзывание гребня бандажа относительно внутренней поверхности головки рельса при действии направляющей силы $Y_н$ создает очаг поверхностного трения, неизбежно сопровождающийся износом контактирующих поверхностей. Интенсивность износа («подреза») гребня бандажа зависит от энергии, затраченной на работу силы трения в контакте. Для определения этой энергии рассмотрим явления, происходящие при набегании гребня колеса на рельс.

Направляющие силы в контакте гребня колеса и боковой рабочей грани головки рельса существенно влияют на их взаимный износ. На этот процесс влияют углы набегания колес на рельс, число набегающих колес, наличие на них абразивных частиц и другие факторы (рис. 7.13, *а*). Мгновенная ось вращения колеса, движущегося по рельсу без проскальзывания, проходит через центр контакта колеса и рельса перпендикулярно оси рельса. Гребень колеса воспринимает направляющую силу от рельса на некотором расстоянии b от мгновенной оси вращения OO колеса (предварение контакта гребня и рельса). В точке контакта A (рис. 7.13, *б*) действуют сила трения T, направленная против скольжения гребня колеса, и реакция N от силы нормального давления колеса на рельс. Результирующую этих двух сил N_1 можно разложить на составляющие, которые направлены перпендикулярно плоскости вращения колеса (направляющая сила $Y_н$), вертикально (сила V) и вдоль плоскости вращения колеса (сила W). Сила $Y_н$ уравновешивается реакцией рельса, сила V действует против суммы сил $П$ от веса колеса и надрессорного строения, приходящейся на колесо.

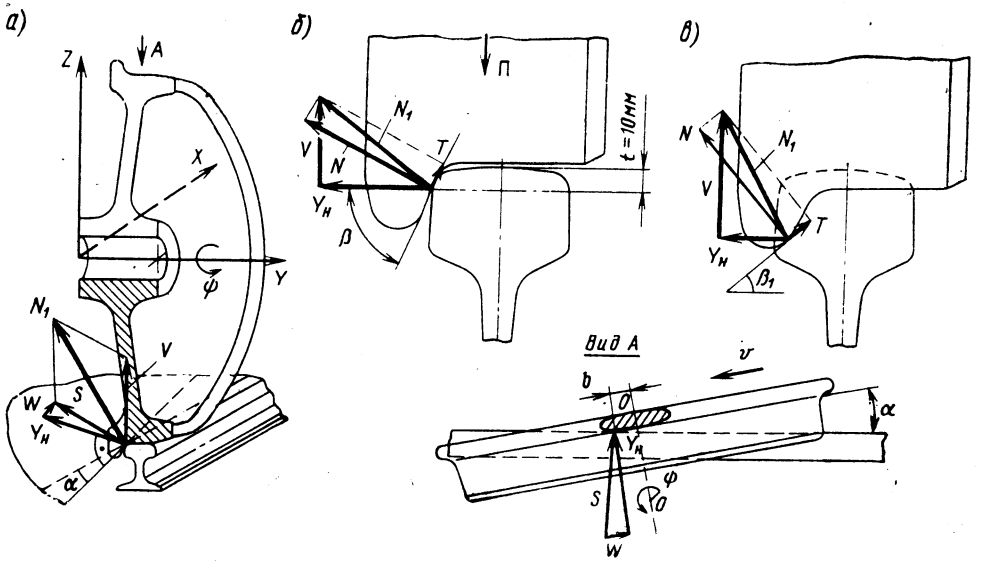


Рис. 7.13. Проекция колеса на рельс (а) и силы, возникающие в точке контакта колеса с рельсом при одноточечном контакте (*б*) и многоточечном в случае изношенного рельса (*в*)

Сила V —главный фактор, способствующий выкатыванию гребня бандажа колеса на рельс. При сильно изношенных рельсах в кривых точка контактирования колеса с рельсом (точка B на рис. 7.13, *в*) находится близко к вершине гребня; в зоне значений $\beta_1 < \beta$ сила V значительно увеличивается, что снижает устойчивость против вкатывания гребня бандажа на рельс.

Обычно, определяя энергию, расходуемую на трение гребня колеса о рельс, учитывают силу $Y_н$, прижимающую гребень к боковой грани головки рельса и создающую силу трения $T' = \mu_{тр} Y_н$, где $\mu_{тр}$ — коэффициент трения гребня по боковой грани рельса. Если колесо повернулось на угол $d\psi$, то на трение гребня о рельс расходуется энергия $A = \mu_{тр} Y_н b d\psi$. Предварение набегания можно определить как $b = (R_к + b_{кт})\,\mathrm{tg}\alpha\mathrm{tg}\beta$, где $R_к$ — радиус колеса по кругу катания; $b_{кт}$ — расстояние от уровня головки рельса до точки прижатия гребня к колесу. Если известно расстояние от рассматриваемой оси, колесо которой набегает на рельс, до центра поворота тележки при вписывании в кривую, то $\mathrm{tg}\,\alpha \approx \sin\alpha = x/R$, где R — радиус кривой. В этом случае энергия

$$A = \mu_{тр} Y_н (R_к + b_{кт})(x/R)\,\mathrm{tg}\,\beta d\psi. \qquad (7.4)$$

У экипажей разных типов при одинаковых износах бандажей β, $R_к$ $b_{кт}$, $\mu_{тр}$ практически одинаковы. Поэтому при $\psi = 1$ энергия трения гребня о рельс определяется величиной, называемой *фактором износа гребней*: $\Phi = (x/R)\,Y_н$.

Так как направляющая сила в кривой зависит от угла набегания колесной пары $Y_н \cong \alpha$, можно говорить о том, что фактор износа примерно пропорционален квадрату угла набегания α. Этот угол имеет наибольшее значение при движении в кривой; следовательно, и подрез гребня в основном определяется этим режимом движения и сильно зависит от кривизны.

Фактор износа — условный показатель, он отражает лишь доминирующие физические явления, происходящие при скольжении гребня колеса по

боковой грани рельса. Однако этот показатель удобен для сравнения экипажей при оценке интенсивности износов колес и рельсов в случае движения их в кривых различных радиусов.

Как было показано, износ гребня бандажа и рельсов оказывает большое влияние на безопасность движения в кривой, поскольку изменяются очертания профилей колеса и рельса. Кроме того, сильное трение гребня колеса о боковую поверхность головки рельса повышает сопротивление движению поезда.

Исследования показывают, что никакое изменение геометрических размеров поперечного профиля колеса и рельса неспособно полностью устранить износ гребня колеса и рельса.

Из выражения (7.4) видно, что энергию, расходуемую на работу сил трения, можно было бы снизить, если бы удалось уменьшить коэффициент трения $\mu_{тр}$ в точке контакта гребня бандажа и рельса. Для этого вводят в зону контакта смазку. Применяют различные смазочные устройства, различающиеся местом установки устройства (путь или подвижной состав) и объектом, на который наносится смазка (рельс или гребень).

Путевые устройства (лубрикаторы) устанавливают перед крутыми кривыми; они приводятся в действие каждым проходящим колесом и наносят на него густую смазку, в результате чего эффективно защищается рельс в кривой, прилегающей к лубрикатору. Трудности вызывает обслуживание лубрикаторов, расположенных на участках, удаленных от станций.

Устройства, устанавливаемые на локомотиве, делят на две группы. В первой смазку наносят на гребень бандажа первого по ходу колеса тележки, для которого наиболее вероятен подрез. Это колесо хорошо защищено от износа, но количество смазки, подаваемой на гребень бандажа и тем более переносимого с него на рельс, настолько мало, что не может защитить путь от воздействия остальных колес состава.

Фирмой BBC-Secheron разработана установка (рис. 7.14) для смазывания гребней колес подвижного состава.

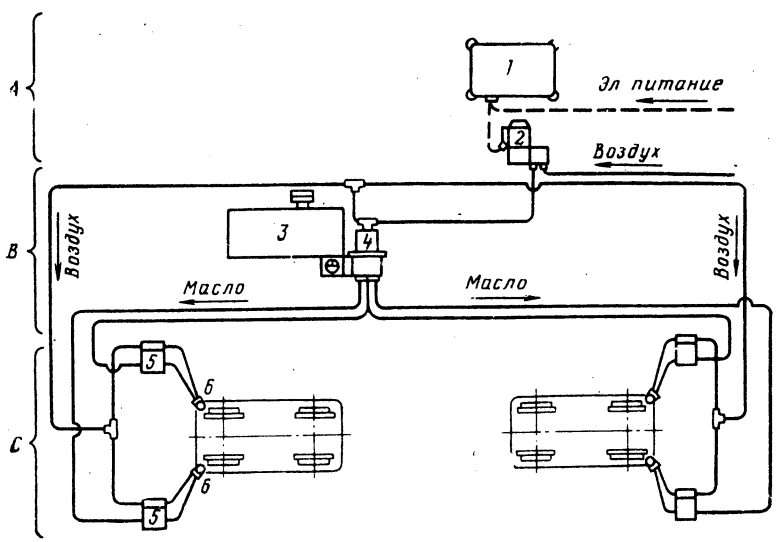


Рис. 7.14. Схема установки, выпускаемой фирмой BBC-Secheron, для смазывания гребней колес подвижного состава:

1 — блок электронного управления; *2* — клапан электропневматический; *3* — масляный резервуар; *4* — маслораспределительное устройство с дозатором; *5* — дифференциальные цилиндры; *6* — форсунки

Для магистральных локомотивов на каждую тележку устанавливают отдельный комплект аппаратуры с электронным устройством *1*, которое управляет подачей масла в зависимости от пройденного пути, от времени или от пройденного пути и скорости. Как только поезд проходит заданное расстояние или истекает заданное время, выходное реле устройства управления *1* подает напряжение на клапаны *2*. Клапаны открываются, пропуская воздух, приводящий в действие поршень маслораспределителя *4*, который подает заданное количество масла к соплам с помощью четырех насосов. Масло разбрызгивается на гребень бандажа воздухом, проходящим параллельно соплам.

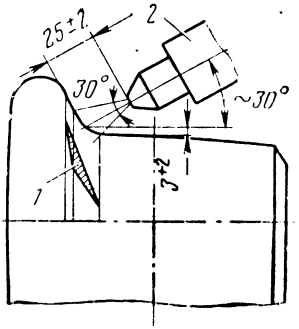


Рис. 7.15. Схема расположения форсунки относительно гребня бандажа и нанесения смазки на бандаж:
1 — область накопления смазки; *2* — форсунка

Увеличить подачу смазки трудно, так как она может накапливаться, а случаи подачи ее на разогревшийся при торможении бандаж недопустимы, так как возможно растекание смазки на поверхности катания. Частичное решение этих проблем достигается применением специальных высокотемпературных консистентных смазок, подаваемых не непрерывно, а порциями — комочками через значительные промежутки времени (наиболее широко применяют для этого на зарубежных дорогах гребнесмазыватели фирмы De Limon). В этом случае обеспечивается наличие смазки на рельсе при проходе состава с небольшим числом вагонов (типичного для западноевропейских дорог). Один из перспективных способов (рис. 7.15) — выстреливание смазки в количестве 0,06—0,15 см^3 под давлением около 6 МПа из форсунки через каждые 78—80 оборотов колесной пары. Потребление смазочного масла 60—100 л на 100 км при средней скорости поезда 50—60 км/ч. Пробег колесных пар между обточками при смазке гребней колес в 2 раза больше, чем без смазки.

Вторая группа локомотивных устройств предусматривает нанесение жидкой смазки (масел) на внутреннюю поверхность головки наружного рельса. Поскольку смазка подается все время на новый участок рельса, нет опасности образования ее избытка, что дает возможность подавать смазку в количестве, необходимом не только для гребней всех колес локомотива, но и всех колес состава; одновременно предотвращается и износ рельсов. В качестве смазки можно применять обычные отработанные машинные масла.

При таких смазывающих устройствах требуется крепление форсунки с высокой точностью в точке тележки, имеющей наименьшие поперечные перемещения, во избежание попадания смазки на рабочую поверхность рельса. Наибольшее распространение в этой группе получили устройства фирмы Lubrovia. На французских дорогах ими оборудован каждый четвертый локомотив, поскольку одна установка обеспечивает смазкой четыре проходящих состава. Преимущественная сфера применения этой системы —железные дороги, эксплуатирующие составы с большим числом осей, из-за чего необходимо защищать от бокового износа как колеса локомотивов и вагонов, так и рельсов в кривых.

В отечественных условиях, где ведение поезда в кривых часто сопровождается применением больших объемов песка (для повышения сцепления), результативность этого наиболее эффективного способа защиты колес и рельсов снижается из-за прилипания частиц песка к смазанной поверхности рельса. Ведутся работы по созданию смазок, которые после нанесения образовывали бы пленку, неспособную удержать частицы песка.

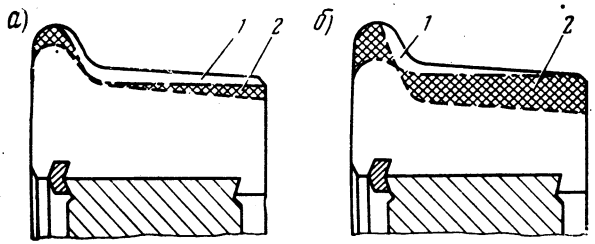


Рис. 7.16. Схема износа профиля бандажа колеса в случае применения смазки (*а*) и без нее (*б*):

1 — слой металла, теряемый в результате износа; *2* — слой металла, снимаемый для восстановления профиля бандажа при обточке на токарном станке

Несмотря на простоту эксплуатации этих систем, возникает ряд проблем. Первая — подбор смазки, которая должна обладать хорошими смазывающими и антикоррозионными свойствами и сохранять их в широком диапазоне температур, адгезионными свойствами — хорошо прилипать к поверхности гребня, не растекаясь по поверхности качения бандажа. На Государственных железных дорогах ФРГ, например, используется смазка, состоящая из 40 % машинного масла, 50 % так называемого темного масла типа А, 10 % нефти. Содержание воды допускается не более 1 %.

Вторая проблема — выбор способа подачи смазки на гребень бандажа.

При применении смазывания гребней слой металла, снимаемого в процессе обточки бандажа для восстановления гребня (область *2* на рис. 7.16, *а*), значительно меньше, чем в случае отсутствия лубрикаторов (рис. 7.16,*б*).

Для снижения другого распространенного вида износа — проката бандажей — подбирают очертания поперечного профиля бандажа, руководствуясь следующими положениями:

1. Новый стандартный бандаж с постоянной конусностью 1:20 при набегании на рельс вступает с ним в контакт в двух точках: одна — на поверхности катания, другая — на боковой грани рельса.

2. В месте контакта боковой грани рельса с гребнем бандажа из-за больших относительных скоростей скольжения и значительных давлений наблюдается более интенсивный износ гребня, чем поверхности катания бандажа.

3. После небольшого пробега (10—20 тыс. км) может измениться характер контактирования колеса с рельсом: он превратится из двухточечного в одноточечный, при этом из-за значительной разницы кругов катания и углов наклона нормальных составляющих N (см. рис. 7.13, *б*) набегающего и сбегающего колес возникает значительная возвращающая сила, которая уменьшает действие направляющей силы $Y_н$ и, как следствие, износ гребня.

4. В процессе контактирования изношенных бандажей и рельса происходит прилегание профилей по большей поверхности, при этом интенсивность износа уменьшается.

5. Формы износа бандажа и рельсов существенно зависят от первоначальных профилей и прочности материала контактируемой пары.

На основании этого проф. Г. Хейманн (ФРГ) высказал мысль о целесообразности изменения первоначальной формы бандажа, придав ему сразу очертания, близкие к изношенному. В ряде стран были разработаны и успешно используются профили криволинейного очертания.

В связи с развитием скоростного движения на основании ряда экспериментальных исследований, проведенных ВНИИЖТом, предложен так называемый согласующий профиль [7], имеющий на трех участках разную конусность 1:7; 1:20; 1:100. Такой профиль должен обеспечить повышение на 30 % коэффициента запаса устойчивости против вкатывания гребня бандажа на рельс, увеличить длину волны виляния при извилистом движении

колесной пары, снизить интенсивность нарастания проката. На нескольких электровозах ЧС7 подобный профиль проходит испытания в эксплуатации.

Большое значение для снижения интенсивности подреза гребня имеют конструкторские решения, способствующие снижению направляющих сил в кривых.

§ 7.7. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВОВ, УЛУЧШАЮЩИЕ ВПИСЫВАНИЕ В КРИВЫЕ

Резервы повышения мощности и силы тяги локомотивов путем увеличения нагрузки от колесных пар на рельсы (до 300 кН) уже исчерпаны; дальнейшее увеличение мощности целесообразно осуществлять, увеличивая число движущих колес. Это приводит к росту общей длины локомотива, что затрудняет вписывание его в кривые, особенно малого радиуса (на деповских путях радиус может быть меньше 150 м).

При большом числе осей возможны различные варианты осевых формул локомотивов, например для 12-осных: $(2_0\text{-}2_0\text{-}2_0) + (2_0\text{-}2_0\text{-}2_0)$ или $(3_0\text{-}3_0) + (3_0\text{-}3_0)$. В процессе конструирования таких локомотивов возникают проблемы, связанные с необходимостью уменьшения направляющих сил в кривых и прямых.

Значительно влияет на направляющие силы, а также на износ колес и рельсов при движении локомотивов в кривых жесткая база тележек. Выбор ее в большой степени обусловлен компоновкой тягового привода (размеры двигателя, диаметр колеса), конструкцией кузовной ступени рессорного подвешивания, системой передачи сил тяги от тележек к кузову.

Сравнительные испытания шестиосных электровозов щвейцарских железных дорог с трехосными (Ae 6/6) и двухосными тележками (Re 6/6) при одинаковых погодных условиях показали преимущество электровоза с двухосными тележками по действию направляющих сил в кривой (рис. 7.17).

Применение на современных электровозах бесшкворневой передачи силы тяги с помощью горизонтальных и наклонных тяг и безлюлечных систем

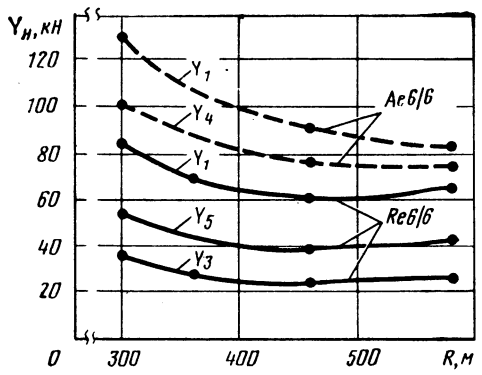


Рис. 7.17

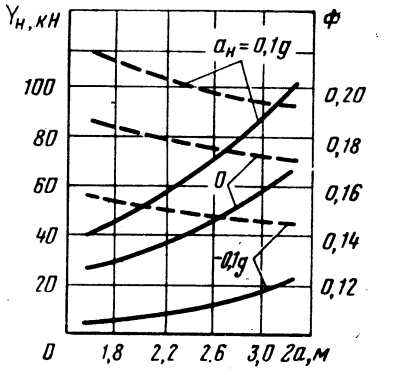


Рис. 7.18

Рис. 7.17. Зависимости максимальных направляющих сил электровоза Ae 6/6 с трехосными тележками и электровоза Re 6/6 с тремя сочлененными двухосными тележками при движении в различных кривых с непогашенным ускорением $a_н = 0{,}8$ м/с^2:

$Y_1 \div Y_5$ — направляющие силы 1-й — 5-й колесных пар

Рис. 7.18. Зависимости направляющих сил $Y_н$ (штриховые линии) и фактора износа гребней колес $Ф$ (сплошные) от базы тележки $2a$ при различных значениях непогашенного ускорения в кривой

в кузовной ступени подвешивания обеспечило некоторую свободу в компоновке тележки и создало возможность уменьшения базы тележки. Так, база тележки электровоза Е444 (Италия) составляет 2400 мм против 2900 мм у электровоза ВЛ80 или 2950 мм у ВЛ85.

Теоретический анализ показывает, что для обеспечения низкого износа гребней колес в кривых и малых направляющих сил жесткая база двухосных тележек должна быть в пределах 2200—2800 м (рис. 7.18) [19].

При бо́льших базах, чтобы снижать направляющие силы и износ гребней в кривых, особенно у трехосных тележек, а иногда и двухосных, применяют межтележечные упругие поперечные связи. Так, электровоз ЧС2 с двумя трехосными тележками имеет упругую межтележечную связь, которая позволяет при движении в кривых с малыми радиусами (меньше 600 м) снижать направляющие силы как у передней, так и у задней по ходу движения тележки. Причем у задней тележки направляющая сила при движении в кривой снижается быстрее, чем у передней, так как положение в кривой (рис. 7.19), определяемое полюсными расстояниями p_1 и p_2, у передней тележки изменяется быстрее, чем у задней. Это объясняется большим моментом, действующим на переднюю тележку от силы Q в межтележечном соединении. Момент, действующий на переднюю тележку, равен $Q(a + c)$, а на заднюю $Q(c - a)$.

Упругая межтележечная связь должна иметь коэффициент жесткости до 2000 кН/м, дальнейшее увеличение жесткости мало влияет на снижение направляющих сил и фактора износа. Упругая поперечная связь эффективна только при движении по кривым малого радиуса; при движении по прямым и кривым большого радиуса она малоэффективна, а иногда и вредна. Для того чтобы при движении в прямых связь не работала, ее выполняют с зазором, который в своих пределах выключает из работы упругую связь. Зазор определяется геометрическими параметрами экипажа и должен составлять 20—30 мм на сторону. Так, у электровоза ЧС2 сочленение в поперечном направлении имеет зазор $\pm$ 30 мм, пружины предварительно сжаты и создают силу примерно 15 кН. В вертикальном направлении это сочленение работает как жесткое.

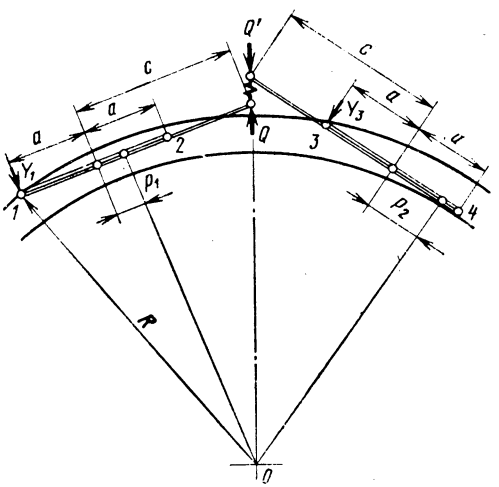


Рис. 7.19. Схема, поясняющая вписывание двухтележечного электровоза в кривую при упругой поперечной связи между тележками

Секционные электровозы с двухосными тележками, эксплуатирующиеся на горных участках с большим числом кривых малого радиуса, также целесообразно оснащать упругими в поперечном направлении межтележечными связями. Это подтверждают эксперименты с одним из электровозов ВЛ10, у которого межтележечное сочленение имело свободный ход (зазор) $\pm$12 мм, предварительный натяг 9,0 кН и жесткость пружин 852 кН/м.

Для электровозов с тремя двухосными тележками под одним кузовом вписывание в кривые еще более затруднено из-за роста величин направляющих сил на ряде колесных пар и снижение их осуществляется разными способами.

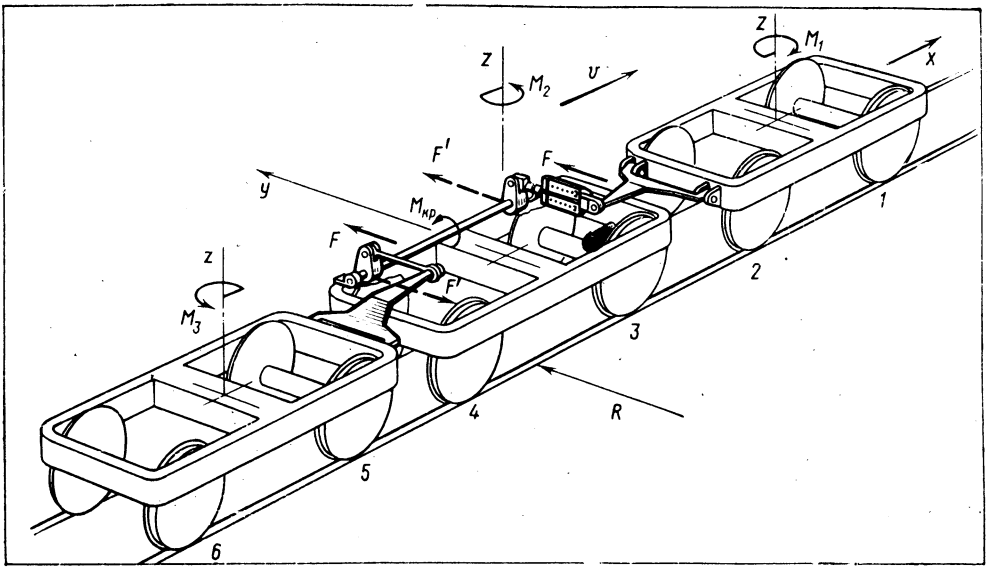


Рис. 7.20. Схема межтележечных связей электровоза Re 6/6:
M_1 — момент, поворачивающий первую тележку при вписывании в кривую радиуса R; M_3 — момент, поворачивающий третью тележку в кривой; F — силы, действующие на вторую тележку; M_2 — вращающий момент; 1—6 — колесные пары

Традиционный способ — сочленение тележек в поперечном направлении для перераспределения направляющих сил. Примером может быть швейцарский электровоз Re 6/6 с осевой формулой 2_0-2_0-2_0, у которого все три тележки сочленены в поперечном направлении по схеме рис. 7.20. Эта схема соответствует моменту вписывания в кривую первой по ходу тележки. Поворот ее вызывает передачу сил через упругую связь на третью тележку, которая разворачивается наружу кривой под действием силы F, создающей момент M_3. Средняя тележка под действием силы F' прижимается к внутреннему рельсу, занимая положение перекоса, а затем хордовое. Результаты испытаний этого электровоза (рис. 7.21) без сочленения и с сочленением тележек при различных скоростях в кривой радиусом 300 м при одинаковых погодных условиях показали следующее. При сочлененных тележках происходит почти двукратное снижение направляющих сил Y_1, Y_3, Y_5 по направляющим колесным парам всех тележек. На электровозе Re 6/6 конструкция сочленения тележек компактна, так как межтележечное пространство не занято упругим элементом возвращающего устройства и его кронштейнами. Однако в рассмотренной конструкции в эксплуатации требуется постоянный уход за трущимися поверхностями шарниров, тяг, амортизатора.

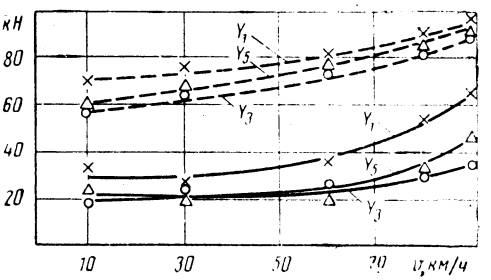


Рис. 7.21. Зависимость максимальных направляющих сил, действующих на первые колесные пары тележек, при движении электровоза Re 6/6 в кривой радиусом 300 м (штриховые линии — для тележек без сочленения, сплошные — для тележек с сочленением)

На 12-осном электровозе ВЛ85 отечественных железных дорог для

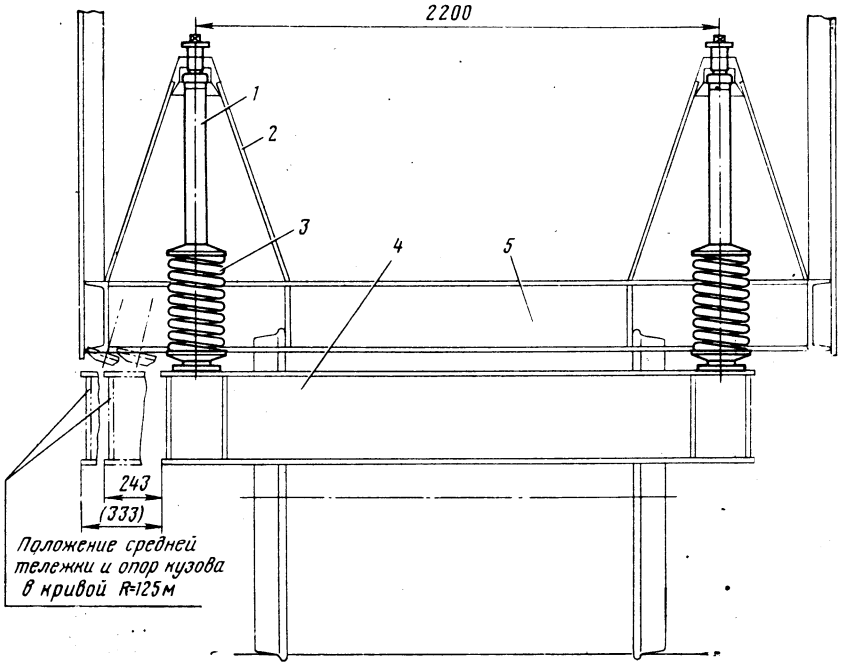


Рис. 7.22. Установка опор кузова электровоза ВЛ85 на среднюю тележку:

1 — сжатый стержень опоры; *2* — опорный конус рамы кузова; *3* — пружина; *4* — рама тележки; *5* — рама кузова

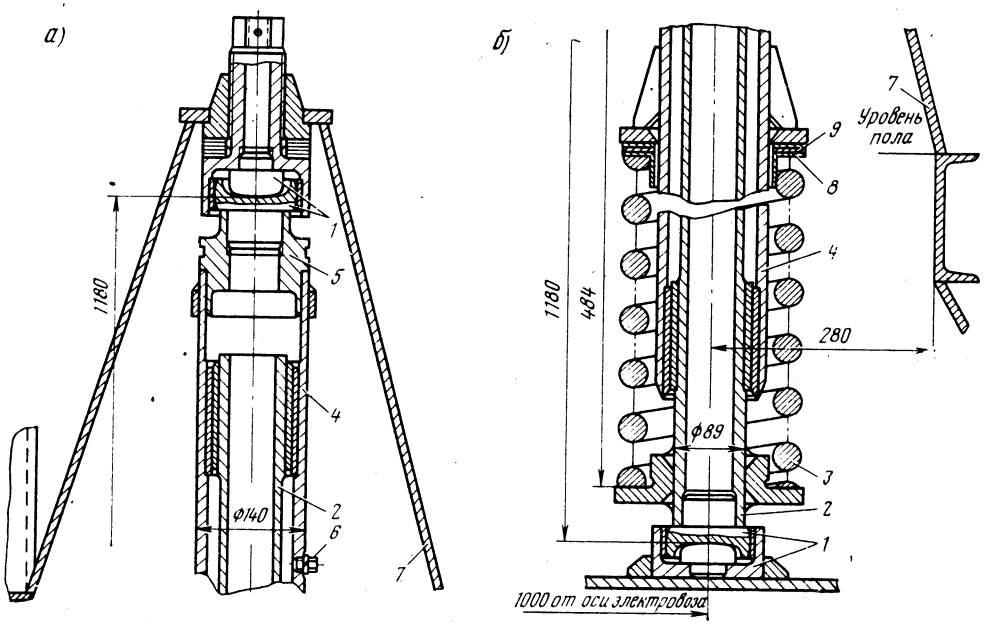


Рис. 7.23. Верхняя (*а*) и нижняя (*б*) части опоры кузова электровоза ВЛ85 на средней тележке:

1 — шарнирное устройство; *2* — стержень; *3* — пружина; *4* — стакан; *5* — фланец; *6* — пробка; *7* — опорный конус кузова; *8* — кольцо; *9* — регулировочная прокладка

снижения направляющих сил концевых тележек применена поперечная связь средней тележки с кузовом с помощью устройства, имеющего отрицательную жесткость. Это устройство (находится на средней тележке электровоза) выполнено в виде сжатых упругих стержней (рис. 7.22), расположенных вертикально и шарнирно опирающихся на раму тележки. В верхней части стержня *2* (рис. 7.23) имеется шарнир качения *1*, на который опирается конусная часть *7* опорной балки кузова. В верхнем шарнире предусмотрен набор прокладок для регулировки длины стержня. Прокладками *9* в нижней части стержня регулируют высоту пружины вертикального подвешивания кузова. Пространство в гнездах шарниров заполняется консистентной смазкой.

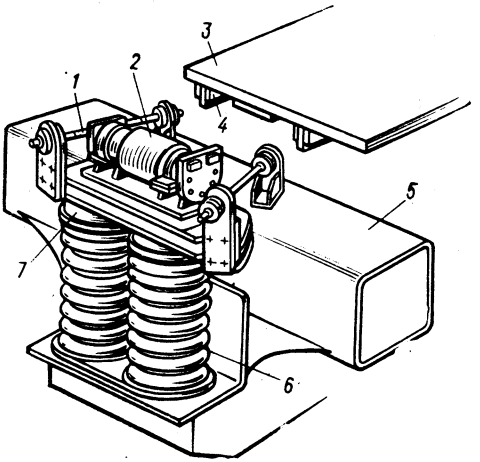


Рис. 7.24. Кузовная ступень рессорного подвешивания с роликом для средней тележки электровоза 2_0-2_0-2_0 фирмы «ХИТАЧИ» (Япония):
1 — фиксирующий поводок; *2* — ролик; *3* — рама кузова; *4* — направляющие рамы кузова; *5* — боковина рамы тележки; *6* — пружины кузовной ступени; *7* — резиновая подушка

При отклонении кузова от среднего положения по отношению к оси тележки стержни отклоняются во внешнюю сторону от боковины рамы тележки и создают горизонтальную составляющую сил, нагружающих стержень. Эти составляющие прижимают тележку к наружному рельсу кривой, не создавая сопротивления относу кузова и не нагружая крайние тележки в поперечном направлении. Эквивалентная отрицательная жесткость, приходящаяся на один стержень, определяется нагрузкой на него P и длиной стержня по шарнирам l_c и равна P/l_c.

Дополнительная сложность в эксплуатации, создаваемая такой конструкцией, — необходимость ухода за узлами трения (шарниры *1*, направляющие стержня *2* и стакана *4*).

Японские локомотивостроительные заводы при создании односекционных электровозов применяли для соединения средней тележки с кузовом пневморессоры, пружины пониженной жесткости в поперечном направлении, а для электровозов с минимальным проходным радиусом кривых 70 м — конструкцию с пружинами «флексикойл» и роликами. Средняя тележка используется для передачи нагрузки от кузова и создания силы тяги, в поперечном направлении она с кузовом не связана (рис. 7.24).

Концерн «Шкода» (ЧСФР) при поиске конструкторского решения для нового поколения восьмиосных электровозов применил схему с промежуточными рамами, которые объединяют пары двухосных тележек в четырехосный экипаж и кузов уже опирается на две системы четырехосных экипажей (см. рис. 7.6). Подобные решения приняты в при разработке тепловозов ТЭМ7, ТЭП80.

Применение промежуточных рам обеспечивает вписывание локомотива в кривые малого радиуса (до 150 м), но усложняет конструкцию экипажной части электровоза, создает трудности с передачей сил тяги, расположением автосцепок.

Для улучшения вписывания в кривые тележек скоростных электропоездов целесообразно применять экипажи с независимо вращающимися колесами или тележки с радиальной установкой колесных пар.

На скоростном электропоезде Государственных железных дорог ФРГ уже испытаны тележки с независимыми колесами типа МД52-350, а для метрополитена Франции изготовлен поезд с одноосными моторными тележками, оси колесных пар которых выполнены в виде полуосей, соединенных дифференциалом. С помощью такого устройства осуществляется передача вращающего момента и обеспечивается независимость вращения колес.

Среди тележек с радиальной установкой колесных пар различают две конструкции: с принудительно- и самоустанавливающимися колесными парами.

В первых конструкциях ограничивается угол набегания гребня колеса на рельс при следовании в кривых. Возникающая при набегании сила используется для разворота рамы тележки относительно кузова с помощью шарнирно-рычажных систем, установленных между кузовом и рамой тележки, а также между рамой тележки и колесными парами.

При создании первых конструкций тележек с самоустанавливающимися колесными парами основывались на линейной теории крипа, разработанной в 60-е годы в Великобритании, с помощью которой исследовались возникающие из-за конусности бандажа силы крипа. Благодаря конусности поверхности катания колесные пары могут двигаться стабильно (без бокового перемещения) только тогда, когда они установлены в раме тележки с достаточно упругой связью в продольном направлении. Даже если отклонение от положения чистого качения невелико, возникают продольные и боковые силы скольжения, которые находятся в квазистатическом равновесии с упругими силами $F_{упр}$ (рис. 7.25, *б*). При этом поперечное скольжение достигает $0{,}249/R$, а продольное — $0{,}11/R$ (здесь R — радиус кривой, м). Для кривой радиусом 300 м угол набегания $\alpha = 0{,}0008$ рад, продольное скольжение 0,00037 рад. Жесткость продольной связи при колее 1435 мм и нагрузке на ось 200 кН составляет примерно 600 кН/мм на одну буксу. Малое проскальзывание позволяет лучше использовать развиваемую силу тяги в кривых.

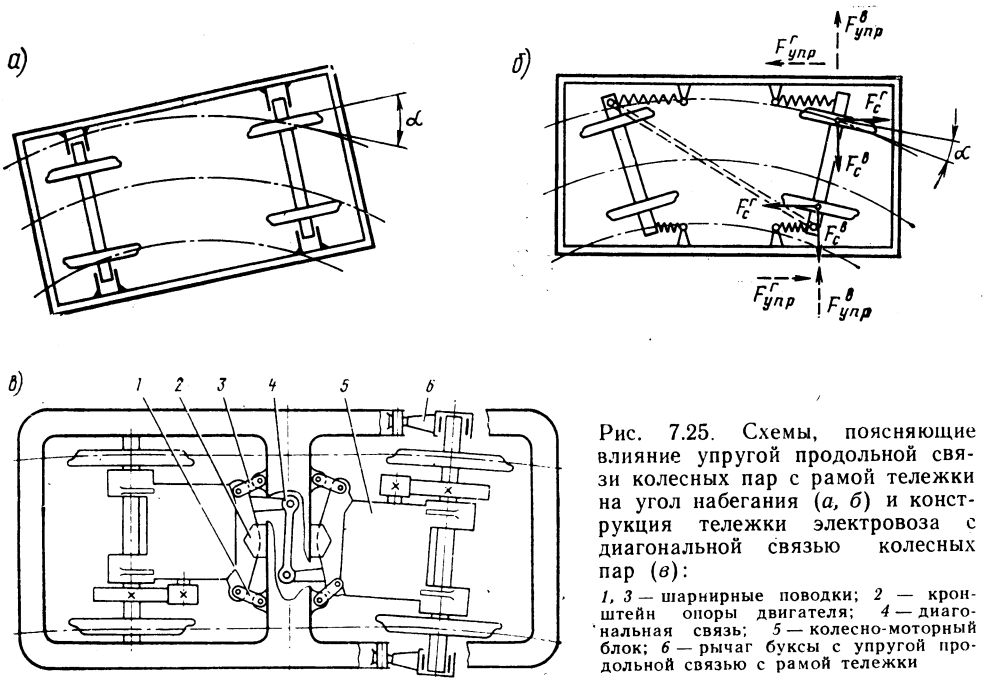


Рис. 7.25. Схемы, поясняющие влияние упругой продольной связи колесных пар с рамой тележки на угол набегания (*а, б*) и конструкция тележки электровоза с диагональной связью колесных пар (*в*):

1, 3 — шарнирные поводки; *2* — кронштейн опоры двигателя; *4* — диагональная связь; *5* — колесно-моторный блок; *6* — рычаг буксы с упругой продольной связью с рамой тележки

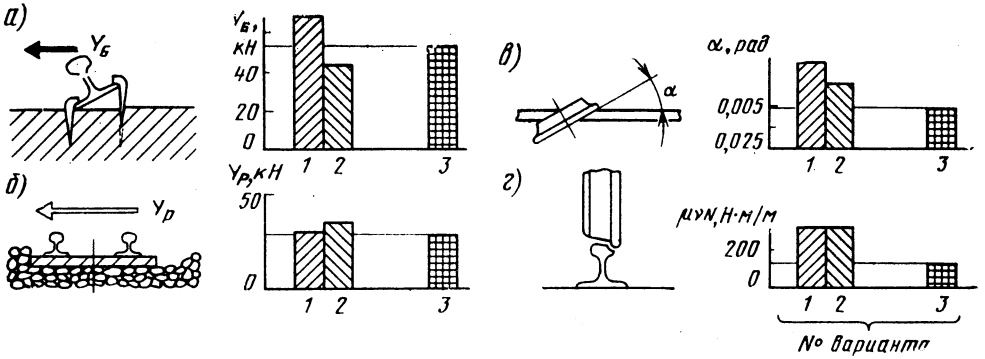


Рис. 7.26. Сравнение основных показателей динамических качеств электровозов, отличающихся конструкцией тележек:

1 — тележки несочлененные; *2* — тележки сочлененные; *3* — тележки с диагональной связью и малой продольной жесткостью связи колесных пар с рамой

Малая жесткость продольной связи создает трудности с передачей сил тяги на тележку; передача осуществляется с помощью шарнирных поводков *1* и *3*, связывающих колесно-моторный блок *5* с рамой тележки (рис. 7.25, *в*). Кроме того, применена диагональная связь *4* между колесными парами, которая способствует установке их по радиусу кривой (особенно в крутых кривых).

Тележки с самоустанавливающимися колесными парами (вариант *3*) можно сравнить с несочлененными тележками и сочлененными, пользуясь диаграммами, приведенными на рис. 7.26. Как видим, достигается большое снижение бокового износа гребня бандажа в результате снижения углов набегания (рис. 7.25, *а* и *б*), а также снижение направляющих и рамных сил.

Глава 8

ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

§. 8.1. СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИЙ ПО ЗАДАННЫМ НАГРУЗКАМ

В процессе проектирования механической части локомотивов приходится определять размеры отдельных ее элементов. При этом производят расчеты элементов и всей конструкции в целом на прочность, жесткость и устойчивость.

Цель расчетов на прочность — определение размеров элементов конструкции, при которых она не разрушается под действием приложенных нагрузок и имеет необходимый запас прочности. Расчетом на жесткость устанавливают размеры элементов конструкции, при которых деформации не превышают значений, нарушающих условия ее нормальной эксплуатации. Расчет на устойчивость должен обеспечить отсутствие качественного изменения характера деформации элемента конструкции, приводящего к разрушению этого элемента или к его очень большим деформациям. Выполняя расчеты, стремятся обеспечить прочность, жесткость и устойчивость конструкции при наименьшем расходе материалов.

Расчет на прочность элементов конструкций локомотивов содержит следующие этапы:

1. Определение усилий, которые действуют на рассматриваемый элемент в эксплуатации;

2. Определение напряжений, возникающих в сечениях элемента от действия на него расчетных усилий;

3. Оценку прочности указанного элемента по специальным критериям путем сопоставления действующих напряжений с соответствующими прочностными характеристиками материала, из которого изготовлен данный элемент.

Локомотив в целом и отдельные элементы его механической части в процессе эксплуатации подвергаются действию ряда нагрузок. При расчетах учитываются наиболее важные в отношении прочности — так называемые *расчетные нагрузки*. К ним относятся весовые нагрузки (от собственного веса и веса узлов, опирающихся на них элементов конструкции); нагрузки, действующие при реализации силы тяги или торможения, при движении в кривых, при колебаниях экипажа, вызванных работой силовых установок, неровностями пути и колес при движении локомотива. Для оценки прочности рассматривают наиболее неблагоприятные сочетания нагрузок. Соответствующие расчетные режимы указываются в технических требованиях. Для упрощения расчетов обычно используют принцип независимости действия сил.

Исследование напряженного состояния какого-либо элемента или узла конструкции сводится к нахождению напряжений в каждой его точке. Напряженное состояние элементов определяется методами сопротивления материалов, строительной механики стержневых систем, теории расчета пластин и оболочек и т.д. Предварительно выбирают *расчетную схему*, т.е. упрощенную схему рассматриваемой системы, которая должна отразить основные особенности конструкции, существенные для решения поставленной задачи. Например, для рамы тележки расчетная схема выбирается в виде системы стержней, оси которых проходят через центры тяжести поперечных сечений соответствующих элементов рамы, если нагрузка действует в продольной плоскости симметрии поперечного элемента, или через центры изгиба, если нагрузка действует в одной из главных плоскостей, не являющейся продольной плоскостью симметрии элемента. При определении нагрузок, действующих на элемент, находят внешние силы: поверхностные, которые являются результатом контактного взаимодействия элемента с другими телами, и объемные, в частности собственный вес элемента. Под действием приложенной нагрузки в теле возникают дополнительные внутренние силы, для определения которых используют метод сечений [34, 38].

Если в произвольной точке K сечения A некоторого тела (рис. 8.1) выделить малую площадку ΔS, а равнодействующую внутренних сил по этой площадке обозначить $\Delta\bar{R}$, то отношение $\Delta\bar{R}/\Delta S = \bar{p}_{\text{ср}}$ представляет собой среднее напряжение на данной площадке. Если площадку ΔS уменьшать, стягивая ее в точку, то в пределе при $\Delta S \to 0$ получим в точке K сечения A полное напряжение

$$\lim_{\Delta S \to 0} \frac{\Delta \bar{R}}{\Delta S} = \bar{p}.$$

Разложив вектор $\bar{p}$ на нормальную и касательную составляющие по отношению к данному сечению, получают нормальное и касательное напряжения, действующие в данной точке этого сечения. Совокупность всех напряжений, действующих по всевозможным сечениям, проходящим через данную точку, называют *напряженным состоянием в данной точке*.

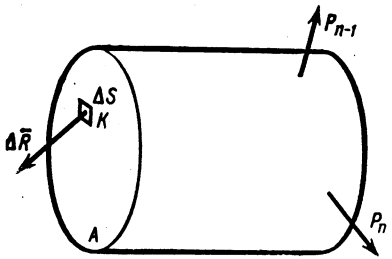


Рис. 8.1. Схема для определения напряжения в данной точке по данной площадке

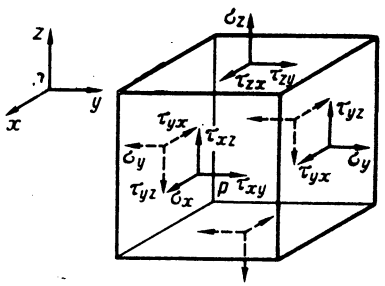


Рис. 8.2. Компоненты напряжений, действующие по трем взаимно перпендикулярным площадкам

Для того чтобы вычислить напряжение по произвольно ориентированной площадке, проходящей через точку K, достаточно знать напряжения, действующие на три взаимно перпендикулярные площадки, проходящие через ту же точку. Обычно берут площадки, перпендикулярные к осям координат x, y, z (рис. 8.2). Компоненты вектора напряжения по площадке, перпендикулярной к оси x, обозначают σ_x, τ_{xy}, τ_{xz}. Индекс x указывает на то, что рассматриваемые компоненты напряжения действуют по площадке, перпендикулярной к оси x. Вторые индексы в обозначениях касательных напряжений τ_{xy} и τ_{xz} показывают, что эти компоненты напряжения параллельны соответственно осям y и z. Аналогично обозначены компоненты вектора напряжения, действующего по площадке, перпендикулярной к оси y (через σ_y, τ_{yx}, τ_{yz}) и перпендикулярной к оси z (через σ_z, τ_{zx}, τ_{zy}).

Из теории упругости известно, что нормальное напряжение на наклонной площадке, положение которой определяется направляющими косинусами l, m, n (косинусами углов, которые составляет нормаль к наклонной площадке с координатными осями x, y, z), выражается формулой

$$\sigma_\nu = \sigma_x l^2 + \sigma_y m^2 + \sigma_z n^2 + 2\tau_{xy} lm + 2\tau_{yz} mn + 2\tau_{zx} nl; \qquad (8.1)$$

касательное напряжение

$$\tau_\nu = \sqrt{p_\nu^2 - \sigma_\nu^2}, \qquad (8.2)$$

где p_ν — полное напряжение, действующее на наклонной площадке.

По закону парности касательных напряжений $\tau_{xy} = \tau_{yx}$; $\tau_{yz} = \tau_{zy}$; $\tau_{zx} = \tau_{xz}$. Поэтому напряженное состояние тела полностью определено, если известны значения шести компонентов напряжения в каждой точке.

При решении практических задач обычно нет необходимости определять напряжения во всех площадках, проходящих через данную точку, требуется знать только их экстремальные значения. В теории упругости доказывается, что при пространственном напряженном состоянии через каждую точку тела можно провести три взаимно перпендикулярные площадки, на которых касательные напряжения равны нулю. Такие площадки называются *главными*, а действующие по ним нормальные напряжения — *главными напряжениями*. Большее из трех главных напряжений будет алгебраически наибольшим в данной точке (его обычно обозначают σ_1), а меньшее — наименьшим (его обозначают σ_3); при этом $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Наибольшие или главные касательные напряжения действуют в сечениях, делящих пополам углы между главными площадками.

Максимальное касательное напряжение $\tau_{max} = \max\{|\tau_1|, |\tau_2|, |\tau_3|\}$. Если главные напряжения $\sigma_1 \geqslant \sigma_2 \geqslant \sigma_3$, то $\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$.

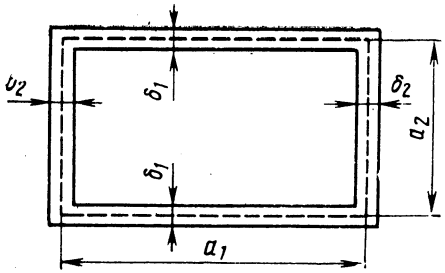


Рис. 8.3. Сечение тонкостенного стержня

Когда напряжения действуют по трем взаимно перпендикулярным площадкам, рассмотренный выше случай (см. рис. 8.2) соответствует наиболее общему виду напряженного состояния, которое называют *объемным*, либо *трехосным*, либо *пространственным*. Если в одной из площадок напряжения не действуют, то напряженное состояние называют *плоским* или *двухосным*. В том случае, когда напряжений нет в двух площадках, напряженное состояние называется *одноосным* или *линейным*.

В зависимости от вида нагрузки, приложенной к стержню, в его поперечном сечении могут возникать те или иные сочетания компонентов внутренних сил. Обычно определяют напряжения для простейшего случая нагрузок, когда действует какой-либо один компонент внутренних сил, используя известные формулы сопротивления материалов либо теории упругости.

При расчете рам тележек рассматривается кручение тонкостенных стержней замкнутого профиля (рис. 8.3.), для которых относительный угол закручивания

$$\theta = M_к/(GJ_d), \tag{8.3}$$

где G — модуль упругости при сдвиге; J_d — геометрическая жесткость (приведенный момент инерции сечения при кручении); для сечения, приведенного на рис. 8.3,

$$J_d = 2a_1^2a_2^2/(a_1/\delta_1 + a_2/\delta_2), \tag{8.4}$$

где δ_1 и δ_2 — толщина стенок стержня; a_1 и a_2 — размеры поверхности, делящей толщину стенок пополам.

§ 8.2. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ СИСТЕМ

Ряд узлов локомотива, таких, как несущий кузов, рамы тележки и др., представляют собой статически неопределимые системы. Как известно, *статически неопределимыми* называются такие *системы*, в которых не все реакции и внутренние силы можно определить, используя лишь уравнения равновесия твердого тела или системы твердых тел, так как они имеют лишние связи. За лишние принимают те связи, которые можно отбросить, чтобы обратить систему в статически определимую и геометрически неизменяемую. Количество лишних связей называют *степенью статической неопределимости* системы.

Для расчета статически неопределимых систем наиболее широко применяют метод сил, метод перемещений, смешанный метод. В методе сил в качестве неизвестных рассматриваются силы, в методе перемещений — перемещения, в смешанном методе за неизвестные принимают частично силы, частично перемещения.

Идея м е т о д а с и л состоит в том, что расчет заданной статически неопределимой системы заменяют расчетом *основной системы*, в качестве которой принимается такая статически определимая и геометрически неизменяемая система, которая получается из заданной путем отбрасывания лишних связей. В основной системе лишние связи заменяются силами — неизвестными метода сил X_k.

Для того чтобы основная система была эквивалентна заданной, необходимо найти такие значения неизвестных $X_1, X_2, \ldots, X_n$, при которых перемещения в основной системе по их направлениям были бы соответственно равны перемещениям в заданной. При неподатливых отбрасываемых связях перемещения по их направлениям в заданной системе равны нулю.

Из этих условий получаются канонические уравнения метода сил, необходимые для определения неизвестных $X_1, X_2, \ldots, X_n$:

$$\left.\begin{aligned}
&\delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \ldots + \delta_{1n} X_n + \Delta_{1p} = 0;\\
&\delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \ldots + \delta_{2n} X_n + \Delta_{2p} = 0;\\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\
&\delta_{n1} X_1 + \delta_{n2} X_2 + \ldots + \delta_{nn} X_n + \Delta_{np} = 0.
\end{aligned}\right\} \qquad (8.5)$$

Здесь δ_{km} — единичное перемещение в основной системе по направлению силы X_k от силы $X_m = 1$, а Δ_{kp} — перемещение в основной системе по направлению X_k от заданной нагрузки.

Значения перемещений δ_{km}, Δ_{kp} можно определить по формуле Мора. Вид выражений, по которым вычисляются коэффициенты и свободные члены канонических уравнений, зависит от того, какие виды деформаций стержней расчетной схемы принимаются во внимание. Например, если учитываются деформации изгиба, кручения, сдвига и растяжения или сжатия, указанные величины определяются следующими выражениями (для достаточно длинных стержней закрытого профиля можно не принимать во внимание стесненное кручение):

$$\delta_{km} = \sum \int_l \frac{\overline{M}_{xk}\,\overline{M}_{xm}\,dx}{GJ_d} + \sum \int_l \frac{\overline{M}_{yk}\,\overline{M}_{ym}\,dx}{EJ_y} + \sum \int_l \frac{\overline{M}_{zk}\,\overline{M}_{zm}\,dx}{EJ_z} +$$

$$+ \sum \int_l \frac{\overline{N}_k\,\overline{N}_m\,dx}{ES} + \sum \int_l \frac{\kappa_y\,\overline{Q}_{yk}\,\overline{Q}_{ym}\,dx}{GS} + \sum \int_l \frac{\kappa_z\,\overline{Q}_{zk}\,\overline{Q}_{zm}\,dx}{GS}; \qquad (8.6)$$

$$\Delta_{kp} = \sum \int_l \frac{M_{xp}\,\overline{M}_{xk}\,dx}{GJ_d} + \sum \int_l \frac{M_{yp}\,\overline{M}_{yk}\,dx}{EJ_y} + \sum \int_l \frac{M_{zp}\,\overline{M}_{zk}\,dx}{EJ_z} +$$

$$+ \sum \int_l \frac{N_p\,\overline{N}_k}{ES}\,dx + \sum \int_l \frac{\kappa_y\,Q_{yp}\,\overline{Q}_{yk}\,dx}{GS} + \sum \int_l \frac{\kappa_z\,Q_{zp}\,\overline{Q}_{zk}\,dx}{GS}, \qquad (8.7)$$

где M_{xp}, M_{yp}, M_{zp}, Q_{yp}, Q_{zp}, N_p — соответственно крутящий и изгибающие моменты поперечные силы, продольная сила в поперечном сечении стержня от заданной нагрузки в основной системе; $\overline{M}_{xk}$, $\overline{M}_{yk}$, $\overline{M}_{zk}$, $\overline{Q}_{yk}$, $\overline{Q}_{zk}$, $\overline{N}_k$ — соответственно крутящий и изгибающий моменты, поперечные силы, продольная сила от единичной силы $X_k = 1$; $\overline{M}_{xm}$, $\overline{M}_{ym}$, $\overline{M}_{zm}$, $\overline{Q}_{zm}$, $\overline{Q}_{ym}$, $\overline{N}_m$ — соответственно крутящий и изгибающие моменты, поперечные силы, продольная сила от действия единичной силы $X_m = 1$; J_y, J_z — главные центральные моменты инерции поперечного сечения стержня относительно осей y, z; J_d — приведенный момент поперечного сечения при кручении; S — площадь поперечного сечения; κ_y, κ_z — коэффициенты, которые зависят от формы поперечного сечения.

Если стержни расчетной схемы состоят из ряда прямых участков с постоянной в пределах каждого участка жесткостью, то вычисление интегралов Мора можно упростить, так как эпюры от единичных обобщенных сил на прямолинейных участках стержня являются линейными функциями координаты x. В этом случае используется способ Верещагина [3,4], в соответствии с которым, например,

$$\Delta_{kp} = \int_l \frac{M_p\,\overline{M}_k\,dx}{EJ} = \frac{\Omega \overline{M}_{ck}}{EJ}, \qquad (8.8)$$

где Ω — площадь эпюры от заданной нагрузки, которая может иметь произвольное очертание; $\overline{M}_{ck}$ — ордината единичной (прямолинейной) эпюры под центром тяжести грузовой эпюры.

Таким образом, по способу Верещагина операция интегрирования заменяется перемножением площади первой эпюры на ординату второй (линейной) под центром тяжести первой. Операцию эту называют *перемножением эпюр*. Результат перемножения эпюр является положительным, если обе эпюры расположены по одну сторону оси стержня, и отрицательным, если они находятся по разные стороны от нее.

После определения коэффициентов и свободных членов канонических уравнений производится их решение и определяются лишние неизвестные. Решение канонических уравнений целесообразно выполнять на ЭВМ. После того как будут определены все неизвестные, можно перейти к построению эпюры моментов в заданной раме по основной системе. Полученную эпюру называют окончательной эпюрой моментов $M_{\text{сум}}$. Для ее построения удобно воспользоваться принципом сложения. При этом момент $M_{\text{сум}}$ в рассматриваемой раме находят как сумму моментов от каждого неизвестного X_1, X_2, ..., X_n и от заданной нагрузки; ординаты этой эпюры определяют по формуле

$$M_{\text{сум}} = \overline{M}_1 X_1 + \overline{M}_2 X_2 + \ldots + \overline{M}_n X_n + M_p. \qquad (8.9)$$

В методе перемещений основными неизвестными являются перемещения заданной системы: углы поворота жестких узлов $n_{\text{у}}$ и независимые линейные смещения узлов $n_{\text{л}}$. Общее число неизвестных $n = n_{\text{у}} + n_{\text{л}}$.

Для получения основной системы метода перемещений во все жесткие узлы заданной системы вводятся заделки, препятствующие их поворотам, а также стержни, препятствующие линейным смещениям узлов. Условием эквивалентности основной и заданной систем будет отсутствие реактивных моментов и усилий во введенных связях. Из этого условия получаются канонические уравнения метода перемещений:

$$\left.\begin{aligned} r_{11} Z_1 + r_{12} Z_2 + \ldots + r_{1n} Z_n + R_{1\text{p}} = 0; \\ r_{21} Z_1 + r_{22} Z_2 + \ldots + r_{2n} Z_n + R_{2\text{p}} = 0; \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ r_{n1} Z_1 + r_{n2} Z_2 + \ldots + r_{nn} Z_n + R_{n\text{p}} + 0, \end{aligned}\right\} \qquad (8.10)$$

где Z_1, Z_2, ..., Z_n — неизвестные перемещения; r_{km} — реакция связи k от единичного перемещения по направлению неизвестного с номером m; $R_{k\text{p}}$ — реакция связи k от нагрузки.

После определения перемещений устанавливают соответствующее им распределение усилий.

§ 8.3. СПОСОБЫ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Прочность несущих деталей подвижного состава оценивают, сравнивая расчетные или экспериментально полученные напряжения σ с характеристиками прочности σ_R материала детали:

$$\sigma \leqslant \sigma_R / n_R, \qquad (8.11)$$

где $n_R > 1$ — коэффициент запаса прочности, характеризующий недостаток информации о реальной нагруженности и свойствах материала.

Под характеристикой прочности для хрупких материалов (чугун, закаленная сталь) понимают временное сопротивление $\sigma_в$ (предел прочности), для пластичных (конструкционные стали) — предел текучести $\sigma_т$. Если деталь работает в условиях знакопеременной нагруженности, то в качестве σ_R принимают предел выносливости σ_{-1}.

В ряде расчетных методик правую часть формулы (8.11) называют допускаемым напряжением $[\sigma] = \sigma_R/n_R$.

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ для различных материалов и расчетных режимов нормируются; при этом условие прочности $\sigma \leqslant [\sigma]$.

Другие методики основываются на проверке коэффициента запаса прочности, причем вводится допускаемое значение этого коэффициента

$$n_R = \sigma_R/\sigma \geqslant [n_R]. \qquad (8.12)$$

Естественно, что эти формулы позволяют выполнить лишь приближенную оценку прочности, что объясняется неадекватностью расчетных схем реальным системам, неучетом влияния технологических особенностей изготовления деталей на их напряженное состояние, изменчивостью характеристик нагруженности и прочности вследствие старения и износа детали.

Более целесообразно оценивать прочность по надежности несущих деталей при внезапных и постепенных отказах.

При этом за *внезапный отказ* принимают превышение действующим напряжением значения $\sigma_т$ или $\sigma_в$, за *постепенный* — накопление усталостных повреждений, приводящее к появлению усталостной трещины.

При оценке прочности несущих деталей локомотивов все действующие на них силы разделяют на три группы: постоянные, или медленно изменяющиеся, переменные и ударные. К первой группе относят силы, вызванные действием собственного веса детали, работой тяговых двигателей и тормозной системы, а также движением в кривой или по стрелкам на боковой путь. Вторую группу составляют силы, возникающие при колебаниях механической части локомотива в процессе движения по рельсовому пути, третью — силы, возникающие при продольных соударениях локомотива. В соответствии с этим делением принято выполнять расчеты несущих деталей на статическую прочность, сопротивление усталости и ударные нагрузки.

Расчет на статическую прочность производят либо по допускаемым напряжениям, используя условие прочности $\sigma \leqslant [\sigma]$, либо по коэффициенту запаса прочности. Коэффициент запаса для хрупких деталей $[n_в]$ принимают по отношению к пределу прочности равным 2,5—3,0, для пластичных деталей — по отношению к пределу текучести $[n_т] = 1{,}4 \div 1{,}6$.

Для хрупких материалов (например, закаленных сталей) при статической нагрузке необходимо учитывать концентрацию напряжений, т. е. увеличение их, связанное с особенностями приложения нагрузки, изменением формы детали вследствие ослаблений и технологии изготовления. Действующее напряжение в этом случае

$$\sigma = \alpha_\sigma \sigma_{ном}, \qquad (8.13)$$

где α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений; $\sigma_{ном}$ — номинальное напряжение, вычисленное в предположении отсутствия концентраций напряжений.

У пластичных материалов при статической нагрузке концентрация напряжений мало влияет на прочность, поэтому ее не учитывают при определении напряжений для оценки прочности.

Условия прочности $\sigma \leqslant [\sigma]$ и $n_R \geqslant [n_R]$ записаны для одноосного напряженного состояния, когда значения напряжений $[\sigma]$ легко определить экспериментально. При сложном напряженном состоянии, когда два или

все три главных напряжения отличны от нуля, найти напряжение $[\sigma]$ практически невозможно из-за сложности постановки испытаний и большого числа вариантов сочетаний значений главных напряжений. Поэтому вводятся теории (критерии) прочности, позволяющие сопоставить данное сложное напряженное состояние с одноосным и определить эквивалентное напряжение, при котором в обоих случаях коэффициенты запаса одинаковы.

Для пластичных материалов используют критерий наибольших касательных напряжений — *третью теорию прочности*, в соответствии с которой предполагается, что предельное состояние для исследуемого напряженного состояния наступает тогда, когда наибольшее касательное напряжение τ_{max} достигает опасного значения τ_0, определяемого из опытов на простое кручение: $\tau_{max} = \tau_0$.

Условие прочности по этой теории, выраженное через главные напряжения, записывается: так $\sigma_1 - \sigma_3 \leqslant [\sigma]$.

Для расчетов удобно иметь условия прочности, выраженные через напряжения, действующие по неглавным площадкам. Так, в случае плоского напряженного состояния при обозначении напряжений по неглавным площадкам σ_x, σ_y, τ_{xy} условие прочности получается следующим:

$$\sigma_{экв\ III} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leqslant [\sigma]. \qquad (8.14)$$

В том случае, когда $\sigma_y = 0$, $\sigma_x = \sigma$, $\tau_{xy} = \tau$,

$$\sigma_{экв\ III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leqslant [\sigma]. \qquad (8.15)$$

Так как в третьей теории прочности не учитывается влияние среднего напряжения σ_2, более предпочтительным для пластичных материалов является критерий удельной потенциальной энергии формоизменения — *четвертая теория прочности*. В соответствии с ней для плоского напряженного состояния после выражения главных напряжений через напряжения, действующие по неглавным площадкам σ_x, σ_y, τ_{xy}, условие прочности

$$\sigma_{экв\ IV} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\tau_{xy}^2} \leqslant [\sigma]. \qquad (8.16)$$

В частном случае при $\sigma_y = 0$, $\sigma_x = \sigma$ и $\tau_{xy} = \tau$ получим

$$\sigma_{экв\ IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leqslant [\sigma]. \qquad (8.17)$$

Для материалов, обладающих разными сопротивлениями растяжению и сжатию, целесообразно использовать критерий Мора, в соответствии с которым

$$\sigma_{экв\ M} = \sigma_1 - \frac{[\sigma_+]}{[\sigma_-]}\sigma_3 \leqslant [\sigma_+], \qquad (8.18)$$

где $[\sigma_+]$ — допускаемое напряжение при растяжении; $[\sigma_-]$ — допускаемое напряжение при сжатии.

В расчете на сопротивление усталости несущих элементов рам тележек и кузовов критерием прочности является запас по сопротивлению усталости $n_{ус}$. В технических требованиях к проектируемым локомотивам допустимое значение этого коэффициента $[n_{ус}]=2$.

При расчете на ударные нагрузки критерием оценки прочности несущих деталей кузова и тележек является запас прочности

$$n_y = \frac{\sigma_т}{\alpha_\sigma \sigma_y + \sigma_{ст}} \geqslant [n_y], \qquad (8.19)$$

где $\sigma_{ст}$ — напряжение от статической нагрузки; σ_y — напряжение от ударной нагрузки; α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений в рассматриваемом сечении; $[n_y] = 1{,}2$ — допускаемое значение коэффициента запаса прочности.

Напряжения σ_y при этом определяют исходя из продольных усилий, возникающих от удара или рывка и приложенных по оси автосцепки. Расчетные значения этих усилий $P_р$ для грузовых локомотивов 2500 кН, для пассажирских — 2000 кН. Для деталей тележки (рам, опор, шкворней) напряжения σ_y определяют по значению инерционных сил, приложенных к креплениям или связям отдельных узлов с рамой тележки, соответствующих продольному ускорению не менее 3,0 g.

§ 8.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ИЗНАШИВАНИЕ

В результате взаимодействия твердых тел возникает их *износ*, заключающийся в изменении размеров этих тел. Необходимым условием появления износа является трение соприкасающихся поверхностей взаимодействующих тел. *Изнашивание* — это процесс постепенного изменения размеров тела при трении, заключающийся в отделении от поверхности трения частиц материала и (или) появлении остаточных деформаций. Изнашивание сопровождается как чисто механическими проявлениями (пластическое резание, усталостное повреждение микровыступов, абразивное изнашивание и т.п.), так и физико-химическими явлениями, такими, как окисление, молекулярное схватывание (адгезионное изнашивание) и т. п. Протекание изнашивания зависит от состояния поверхностей, давления, относительной скорости соприкасающихся тел. Кроме того, механизм изнашивания зависит от свойств окружающей среды, температуры, наличия в зоне соприкосновения посторонних включений.

Процесс изнашивания сопряжений при заданных условиях работы определяется следующими показателями:

изменением размера поверхности в направлении, перпендикулярном поверхности трения, — так называемый линейный износ U (мкм);

скоростью изнашивания $\gamma = \frac{dU}{dt}$;

интенсивностью изнашивания, равной линейному износу, появляющемуся на единице относительного пути трения.

При выполнении расчетов на изнашивание обычно пользуются экспериментально установленными зависимостями показателей износа от основных параметров, связанных с конструкцией и кинематикой сопряжений: давления p на поверхности трения и скорости $v_{ск}$ относительного скольжения.

Экспериментально установлено, что в общем случае

$$\gamma = kp^m v^n,$$

где k — коэффициент, характеризующий материал пары и условия изнашивания; $m = 1 \div 3$; $n = 1$ в большинстве случаев. При высокой шероховатости, например в процессе приработки, показатель степени n может быть даже больше 1.

Если считать, что $m = n = 1$, то скорость изнашивания становится пропорциональной мощности сил трения, которые в свою очередь пропорциональны нормальному давлению. Характеристика pv может быть связана с температурным режимом работы сопряжения. Постоянство pv при постоянном коэффициенте трения обеспечивает заданный температурный режим и постоянная скорость износа.

В результате износа сопряженных деталей относительное положение их меняется, т. е. происходит *износ сопряжения*, сопровождающийся нарушением его функционирования. При расчетах обычно исходят из условия сохране-

ния контакта тел, т. е. из того, что сумма линейных износов обоих тел в направлении сближения x остается постоянной:

$$U_{x1} + U_{x2} = U_{1-2} = \text{const}. \tag{8.20}$$

Если направление сближения тел не совпадает с нормалью к поверхности контакта, то это условие записывается в виде

$$U_{1-2} = (U_{x1} + U_{x2})/\cos\alpha_{тр}, \tag{8.21}$$

где $\alpha_{тр}$ — угол между нормалью к поверхности трения и направлением возможного сближения деталей.

Расчет на изнашивание выполняют для сопряжений элементов, механизмов и машин. При расчете изнашивания сопряжений элементов (подшипников, направляющих, скользунов, бандажей и т. п.) определяют линейный износ в зависимости от времени и сравнивают его с предельно допустимым, установленным на основе опыта эксплуатации.

Рассчитывая характеристики износа механизмов (зубчатые передачи, тяговые муфты с валопроводами и т.п.), в которых имеется ряд сопряженных поверхностей, необходимо, кроме того, устанавливать взаимное влияние износов отдельных сопряжений и оценивать их суммарное воздействие на выходные параметры механизма.

При исследовании износа всей машины необходимо оценить влияние износа механизмов на работоспособность машины, выявить роль отдельных сопряжений элементов, выделить из них главные, установить связь износа одних элементов с работоспособностью других элементов, механизма и всей машины, оценить влияние условий эксплуатации на характер и интенсивность износа.

Разработаны методы прогнозирования хода процесса изнашивания в зависимости от параметров машин и условий их эксплуатации. Простейшим методом является сравнение давления на поверхности трения с допустимыми его значениями, соответствующими заданным материалам и практически установленному длительному сохранению работоспособности сопряжения в аналогичных условиях. Однако для этого необходим большой объем экспериментальной информации, поскольку показатели допустимых давлений применимы лишь для принятых условий эксперимента и даже незначительные отклонения от них могут существенно повлиять на интенсивность изнашивания.

Более точные результаты можно получить, рассчитывая износ и форму изношенной поверхности. При этом находят линейный износ U в каждой точке поверхности сопряжения, эпюру давлений на поверхности трения и изменение взаимного положения тел в результате износа.

Для выполнения таких расчетов прежде всего необходимо знать характер эпюры давлений на поверхности сопряжений. Точно решить эту задачу во многих случаях очень сложно. Это объясняется тем, что по поверхности контакта происходит деформация соприкасающихся тел, от которой в свою очередь зависит распределение давлений, т. е. задача является статически неопределимой. В случаях соприкосновения поверхностей простой геометрической формы (цилиндров, шаров и т. п.) можно воспользоваться известными решениями теории упругости (см. § 8.5). В других случаях, когда таких решений нет, используют условие (8.20).

Пусть $\gamma_1 = k_1 p^m v$ — скорость износа первого тела, а $\gamma_2 = k_2 p^m v$ — второго. Суммарная скорость износа сопряжения

$$\gamma_{1-2}/\cos\alpha = (k_1 + k_2)\, p^m v = \text{const}.$$

Выражая отсюда p, можно затем из условия равновесия связать силу, действующую на сопряжение площадью S, с давлением p:

$$F = \int_S p dS.$$

Затем находят γ_{1-2}. Зная γ_{1-2}, легко определить линейный износ сопряжения в предположении о его стационарности $U_{1-2} = \gamma_{1-2} t$, а также износы отдельных тел:

$$U_1 = \gamma_1 t \text{ и } U_2 = \gamma_2 t.$$

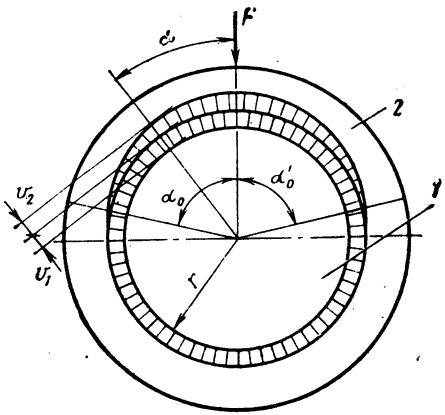


Рис. 8.4. Схема расчета подшипника скольжения на изнашивание:
1 — вал; *2* — подшипник скольжения

Рассмотрим применение этой методики для расчета на изнашивание подшипника скольжения (рис. 8.4), используемого, в частности, при опорно-осевом подвешивании тягового двигателя. Предположим, что скорость износа пропорциональна мощности сил трения: $\gamma_1 = k_1 pv$; $\gamma_2 = k_2 pv$.

Все точки вала *1* при его вращении находятся в одинаковых условиях, поэтому естественно предположить, что $\gamma_1 = \text{const}$.

Возможное сближение происходит по направлению действия силы F. При этом скорость изнашивания подшипника с учетом выражения (8.21) запишем в виде $\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cos\alpha - \gamma_1$; $\gamma_2 \geqslant 0$.

Из условия непрерывного касания $\gamma_{1-2} = \text{const}$. Кроме того, условие $\gamma_2 \geqslant 0$ позволяет найти угол α_0, определяющий поверхность контакта. В большинстве случаев $\alpha_0 < \pi/2$; только при $k_1 = 0$ угол $\alpha_0 = \pi/2$.

По поверхности контакта возникает неизвестное переменное давление, равнодействующая сила которого

$$F = rl \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p \cos\alpha d\alpha, \qquad (8.22)$$

где l — длина подшипника.

Поскольку вал изнашивается равномерно, скорость его износа может быть выражена через среднее, отнесенное к длине окружности, давление

$$\gamma_1 = k_1 v p_{\text{ср}} = \frac{k_1 v}{2\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p d\alpha. \qquad (8.23)$$

Из формул, полученных для γ_2, можно выразить давление

$$p = (\gamma_{1-2} \cos\alpha - \gamma_1)/(k_2 v). \qquad (8.24)$$

С учетом этого можно вычислить интеграл в выражении (8.23) и найти

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \frac{k_1 \sin\alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 k_1}.$$

Отсюда видно, что γ_1 не зависит от α, т. е. действительно износ вала будет постоянным.

Вычислим теперь равнодействующую силу по выражению (8.22), подставив в него p из формулы (8.24),

$$F = \frac{rl}{k_2 v} [\gamma_{1-2} (\alpha_0 + 0{,}5 \sin 2\alpha_0 - \gamma_1 \cdot 2 \sin\alpha_0)].$$

Из выражений, полученных для γ_1 и F, можно найти

$$\gamma_{1-2} = \frac{k_2 F v}{rl\,(\alpha_0 + 0{,}5 \sin 2\alpha_0 - k_1 \sin \alpha_0/(\pi k_2 + \alpha_0 k_1)}.$$

Выражая скорость через частоту вращения вала в минуту $v = \pi n r/30$, получим окончательно

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi k_2 F n}{30l\,[\alpha_0 + 0{,}5 \sin 2\alpha_0 - k_1 \sin \alpha_0/(\pi k_2 + \alpha_0 k_1)]}. \qquad (8.25)$$

Эта формула позволяет установить зависимость износа сопряжения от материалов (k_1, k_2), режима работы (F, n) и размера (l). Однако в этой формуле величина α_0, характеризующая размеры поверхности контакта, остается неизвестной. Ее можно найти, решая трансцендентное уравнение

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2}\left(\cos \alpha_0 - \frac{k_1 \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 k_1}\right) = 0.$$

Как видно из этого уравнения, величина α_0 зависит от соотношения величин k_1 и k_2. На практике величина α_0 оказывается близка к $\pi/2$, т. е. вал охватывается подшипником почти полностью.

Дальнейшее уточнение расчета на изнашивание связано с учетом деформации поверхностных слоев сопряжения, которое определяет характер изменения давлений в сопряжении. При этом условие касания (8.25) примет вид

$$U_{1-2} = (U_1 + U_2 + \delta_1 + \delta_2)/\cos \alpha,$$

где δ_1 и δ_2 — упругие деформации точек поверхностей контакта; эти величины, как указывалось, могут быть связаны с давлением p с помощью соотношений теории упругости.

Рассмотренные методы расчета на износ сопряжений позволяют на стадии проектирования учесть влияние основных конструктивных факторов: условий контакта сопряжений и свойств материалов; кинематических особенностей и действующих нагрузок; закономерностей процесса изнашивания материалов.

Полученные аналитические зависимости позволяют выполнять решение задачи в вероятностной постановке с определением вероятности непревышения износом допустимого значения, т. е. решать задачу прогнозирования надежности.

Наибольшую сложность представляет определение достоверных значений коэффициентов износа материалов k, зависящих от большого числа факторов. В табл. 8.1 приведены показатели износа некоторых пар трения при

Таблица 8.1

Сочетание материалов	Первое тело		Второе тело		$p_{кр}$, МПа
	k_1	m_1	k_2	m_2	
а и *г*	$2{,}2 \cdot 10^{-14}$	3,15	$1{,}6 \cdot 10^{-13}$	2,71	5,0
в и *г*	$3{,}3 \cdot 10^{-12}$	1,5	$2{,}1 \cdot 10^{-11}$	1,42	7,5
б′ и *д*	$1{,}9 \cdot 10^{-12}$	1,47	$1{,}6 \cdot 10^{-13}$	1,42	15,0
б и *е*	$2{,}9 \cdot 10^{-13}$	1,26	$5{,}5 \cdot 10^{-11}$	1,26	7,5

Примечания. 1. Буква *а* — сталь 45 HRC 38÷43; *б* — сталь 20Х (цементирована); *б′* — то же нитроцементирована HRC 60÷62; *в* — сталь 38Х МЮА (азотирована) HRC 60; *г* — чугун СЧ 21 40; *д* — бронза БрОФ101; *е* — бронза БрАЖ9-4.

$v \leqslant 0{,}1$ м/с и смазывании солидолом. Эти данные можно использовать для оценки износа направляющих скольжения, шарнирных соединений, сравнительно медленно вращающихся подшипников скольжения.

В табл. 8.1 указаны критические давления $p_{кр}$, в случае превышения которых закономерность изнашивания изменяется. Как видим, диапазон значений k_i и соответственно скоростей изнашивания очень широк. Для различных пар трения он изменяется на несколько порядков.

Следует иметь в виду, что значения коэффициентов k_i, характеризующих материал пары и условия изнашивания, определяются экспериментально, и пока еще не установлены теоретические зависимости, связывающие k_i с физическими константами материала и условиями эксплуатации.

§ 8.5. РАСЧЕТ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Напряжения и *деформации*, возникающие при силовом контакте двух тел, называются *контактными*. Контактные напряжения имеют существенное значение при оценке прочности таких деталей, как элементы, передающие усилия в системе рессорного подвешивания, зубьев цилиндрических шестерен, колес локомотивов и рельсов.

Приведем результаты решения для случая контакта двух тел с криволинейными поверхностями, имеющих одинаковые упругие постоянные: модули упругости $E_1 = E_2 = E$ и коэффициенты Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = \mu$. Тела имеют общую нормаль в точке касания, с которой совмещена ось z и вдоль которой направлены сжимающие силы P, а также общую касательную плоскость, в которой расположены оси x и y (рис. 8.5). Главные радиусы кривизны поверхностей тел в точке касания обозначены ρ_{11}, ρ_{12} для первого тела и ρ_{21}, ρ_{22} для второго, причем $\rho_{11} < \rho_{12}$ и $\rho_{21} < \rho_{22}$. Соответственно обозначены главные кривизны $\kappa_{11} = 1/\rho_{11}$; $\kappa_{12} = 1/\rho_{12}$; $\kappa_{21} = 1/\rho_{21}$; $\kappa_{22} = 1/\rho_{22}$.

Главными называют наибольшую и наименьшую кривизны, расположенные в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через центр кривизны.

В общем случае площадка контакта представляет собой эллипс, полуоси которого a и b определяются следующими выражениями:

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{3P(1-\mu^2)}{E(\kappa_{11}+\kappa_{12}+\kappa_{21}+\kappa_{22})}}; \quad b = \frac{a\beta}{\alpha}.$$

Значения коэффициентов α и β приведены в табл. 8.2 в зависимости от угла ψ, который определяется из выражения

$$\cos\psi = \left| \frac{\sqrt{(\kappa_{11}-\kappa_{12})^2+(\kappa_{21}-\kappa_{22})^2+2(\kappa_{11}-\kappa_{12})(\kappa_{21}-\kappa_{22})\cos 2\varphi}}{\kappa_{11}+\kappa_{12}+\kappa_{21}+\kappa_{22}} \right|,$$

где φ — угол между главными плоскостями кривизны тел, в которых расположены меньшие радиусы.

Пространственная эпюра распределения давлений по площадке контакта ограничена поверхностью эллипсоида; давление в произвольной точке $M(x, y)$ площадки контакта

$$p = p_0 \sqrt{1-(x/a)^2-(y/b)^2},$$

где $p_0 = 3P/(2\pi ab)$ — наибольшее давление в центре площадки.

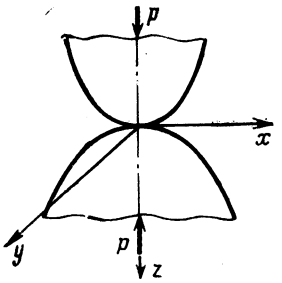


Рис. 8.5. Контакт тел по криволинейной поверхности

Таблица 8.2

ψ, град	α	β	ψ, град	α	β
20	3,778	0,408	60	1,486	0,717
30	2,731	0,493	65	1,378	0,759
35	2,397	0,530	70	1,284	0,802
40	2,136	0,567	75	1,202	0,846
45	1,926	0,604	80	1,128	0,883
50	1,754	0,641	85	1,061	0,944
55	1,611	0,678	90	1,00	1,00

В случае сжатия двух сферических тел радиусов R_1, R_2 (рис. 8.6) наибольшее давление

$$p_0 = 0{,}578 \sqrt[3]{\frac{P}{\eta^2}\left(\frac{R_2 \pm R_1}{R_1 R_2}\right)^2}.$$

Упругая постоянная сопри касающихся тел

$$\eta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2},$$

где E_1 и E_2, μ_1 и μ_2 — соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона рассматриваемых тел.

В числителе $R_2 \pm R_1$ знак минус берется в случае соприкосновения сферического тела радиуса R_1 и сферической впадины радиуса R_2 (рис. 8.7). При контакте сферического тела радиуса R_1 и плоскости наибольшее давление можно получить, приняв $R_2 = \infty$:

$$p_0 = 0{,}578 \sqrt[3]{P/(\eta^2 R_1)}.$$

При сжатии соприкасающихся двух цилиндров радиусов R_1 и R_2 с параллельными осями, нагруженных равномерно распределенной нагрузкой интенсивности q (рис. 8.8), площадка контакта имеет вид узкой полоски шири-

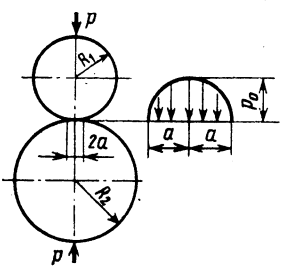


Рис. 8.6

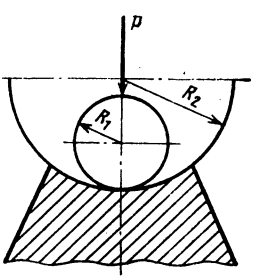


Рис. 8.7

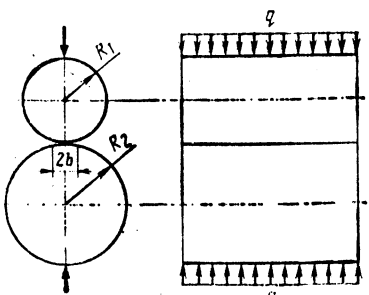


Рис. 8.8

Рис. 8.6. Схема приложения сил при сжатии сферических тел с разными радиусами

Рис. 8.7. Схема контактирования сферического тела со сферической впадиной

Рис. 8.8. Схема приложения сил при контактировании цилиндров разных радиусов

ной 2 b. Полуширина полоски контакта

$$b = 1{,}128\sqrt{\eta q R_1 R_2/(R_2 \pm R_1)}.$$

Здесь знак минус берется, если цилиндр радиуса R_1 опирается на вогнутую цилиндрическую поверхность радиуса R_2. Наибольшее давление в точках оси площадки контакта

$$p_0 = 0{,}5642\sqrt{q(R_2 - R_1)/(\eta R_1 R_2)}.$$

При контакте цилиндра радиуса R_1 и плоскости наибольшее давление можно получить, приняв $R_2 = \infty$,

$$p_0 = 0{,}5642\sqrt{q/(\eta R_1)}.$$

Таблица 8.3

Марка стали	Временное сопротивление, МПа	Твердость по Бринеллю НВ	Допускаемое наибольшее давление на площадке контакта $[p_0]$, МПа
30	480—600	180	850—1050
40	570—700	200	1000—1350
50	630—800	230	1050—1400
50Г	650—850	240	1100—1450
15Х	620—750	240	1050—1600
20Х	700—850	240	1200—1450
15ХФ	1600—1800	240	1350—1600
ШХ15	—	—	3800

Оценка прочности при контактных напряжениях для пластичных материалов производится с использованием третьей или четвертой теории прочности (см. § 8.3). Эквивалентные напряжения по третьей теории прочности

$$\sigma_{\text{экв III}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leqslant [\sigma];$$

по четвертой

$$\sigma_{\text{экв IV}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}.$$

Для расчета на прочность необходимо определить наибольшие значения эквивалентных напряжений. Наиболее опасная точка находится на некоторой глубине под центром площадки. Так, для площадки контакта в виде полоски максимальным эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв III}} = 0{,}6\,p_0$ будет при $z_1 = 0{,}8\,b$, напряжение $\sigma_{\text{экв IV}} = 0{,}557\,p_0$ — при $z_1 = 0{,}7b$.

Максимальные значения эквивалентных напряжений зависят в основном от наибольшего давления p_0. Поэтому часто расчет на прочность в местах контакта производят по наибольшему давлению p_0 по площадке контакта, сравнивая его с соответствующим допускаемым значением $[p_0]$. В этом случае условие прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = m p_0 \leqslant [\sigma] \text{ или } p_0 \leqslant \frac{1}{m}[\sigma] = [p_0],$$

где m — отношение наибольших эквивалентных напряжений по соответствующей теории прочности к давлению p_0.

Величина m зависит от соотношения длин полуосей a и b эллиптического контура площадки контакта. Например, при отношениях b/a, равных 1; 0,75; 0,5; 0,25 и 0, значения m по третьей теории прочности соответственно равны 0,620; 0,625; 0,649; 0,646 и 0,6.

Допускаемые значения $[p_0]$ для рельсовой стали 800—1000 МПа. Значения допускаемых наибольших давлений на площадке контакта для некоторых марок стали приведены в табл. 8.3 [34]. Данные табл. 8.3 соответствуют случаю первоначального контакта по линии ($m = 0{,}557$) при статическом нагружении. Для случая первоначального контакта в точке значения $[p_0]$ следует увеличить в 1,3 — 1,4 раза.

На ряд элементов, таких, как стержни и обшивка кузова, наклонные тяги, передающие силу тяги от тележек кузову, и др., действуют сжимающие силы. Сжатые элементы конструкции необходимо рассчитывать не только на прочность, но и на устойчивость. Нагрузки, при которых происходит потеря устойчивости, называют критическими.

Для прямолинейного стержня, сжатого продольной силой и опирающегося шарнирно, сила, при которой происходит потеря его устойчивости (критическая сила) $P_{кр}$, определяется по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \pi^2 EJ/l^2,$$

где J — наименьший главный центральный момент инерции площади поперечного сечения; l — длина стержня.

При другом закреплении концов сжатого стержня (рис. 8.9) критическую силу определяют как

$$P_{кр} = \pi^2 EJ/(\mu_l l)^2,$$

где $\mu_l l$ — приведенная свободная длина стержня; μ_l — коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов стержня:

Вариант закрепления стержня по рис. 8.9	*а*	*б*	*в*	*г*	*д*	*е*
Значение коэффициента μ_l	1,0	2,0	0,7	0,5	0,725	1,12

Значению критической силы соответствует критическое напряжение

$$\sigma_{кр} = P_{кр}/S = \pi^2 EJ/S\,(\mu_l l)^2 =$$

$$= \pi^2 Ei^2/(\mu_l l)^2 = \pi^2 E/\lambda^2, \qquad (8.26)$$

где S — площадь поперечного сечения стержня; $i = \sqrt{J/S}$ — радиус инерции (минимальный) поперечного сечения стержня; $\lambda = \mu_l l/i$ — гибкость стержня.

Формулы Эйлера для $P_{кр}$ и $\sigma_{кр}$ справедливы только в пределах применимости закона Гука, т. е. когда

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E/\lambda^2 \leqslant \sigma_{пц} \text{ или } \lambda \geqslant \pi\sqrt{E/\sigma_{пц}} = \lambda_{пц},$$

где $\sigma_{пц}$ — предел пропорциональности материала при осевом сжатии; $\lambda_{пц}$ — наименьшая гибкость, до которой применимы формулы Эйлера.

Для случая $\lambda < \lambda_{пц}$ формула Эйлера несправедлива. В этом случае критическое напряжение $\sigma_{кр}$ определяют по специальным формулам, учитыва-

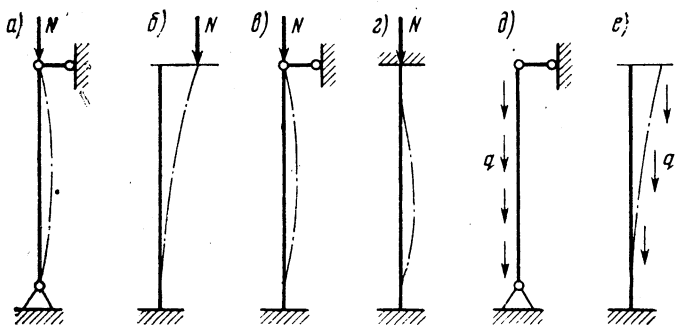


Рис. 8.9. Различные случаи закрепления концов сжатого стержня

ющим пластические деформации, возникающие при потере устойчивости.

На основании значений $\sigma_{кр}$ и напряжений сжатия $\sigma_{сж}$, полученных при расчете на прочность, определяется запас прочности, который и сравнивают с допускаемым $[n_у]$,

$$n_у = \sigma_{кр}/\sigma_{сж} \geqslant [n_у].$$

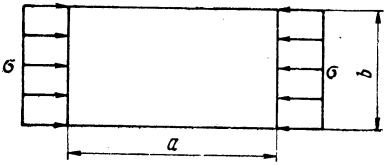


Рис. 8.10. Схема нагружения пластинки

В другом способе расчета сжатых стержней используется допускаемое напряжение на устойчивость:

$$[\sigma]_у = \sigma_{кр}/n_у \text{ и } [\sigma]_у = \varphi_{из}\,[\sigma],$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на прочность при сжатии; $\varphi_{из}$ — коэффициент продольного изгиба, значение которого в зависимости от гибкости λ берется из соответствующих таблиц [26].

Условие прочности сжатого стержня

$$P/F = \sigma_{сж} \leqslant [\sigma]_у = \varphi_{из}\,[\sigma].$$

Расчет листов тонкостенных конструкций кузовов сводится к задачам устойчивости *тонких пластинок*, толщина которых δ мала по сравнению с другими размерами. Плоскость, параллельная поверхности пластины и делящая ее по толщине пополам, называют *срединной плоскостью недеформированной пластины.* Если на пластину действуют сжимающие силы, расположенные в ее срединной плоскости, то при увеличении их пластинка может потерять устойчивость и выпучиться.

Например, для тонкой прямоугольной пластины, шарнирно опирающейся по всему контуру и подвергающейся равномерному сжатию в одном направлении (рис. 8.10), критическое сжимающее напряжение

$$\sigma_{кр} = \kappa_l \frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{\delta}{b}\right)^2,$$

где b — ширина пластины; κ_l — коэффициент, зависящий от отношения длин сторон пластины:

a/b	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	2,0	∞
κ_l	22,2	10,9	6,92	4,23	3,45	3,29	3,40	3,68	3,29	3,29

Критическое значение интенсивности $q_{кр}$ распределенной сжимающей силы и полное значение сжимающих пластину сил $P_{кр}$ определяются из соотношений:

$$q_{кр} = \delta\sigma_{кр};\ P_{кр} = q_{кр}b.$$

Приведенные результаты справедливы при критических напряжениях, не превышающих предел $\sigma_{пц}$ пропорциональности материала пластины. В противном случае необходимо использовать результаты решения задач об устойчивости пластин при пластических деформациях [8].

Достижение нагрузками критических значений равносильно разрушению конструкции, так как переход к новой форме равновесия после потери устойчивости чаще всего сопровождается значительным ростом деформаций и напряжений. Однако для конструкций, имеющих элементы разной жесткости, местная потеря устойчивости не приводит к разрушению, если потерявший устойчивость элемент связан с другими, имеющими бо́льшие запасы устойчивости. Например, у кузовов локомотивов тонкостенная обшивка укреплена более жесткими продольными и поперечными элементами, увеличивающими ее сопротивление изгибу.

Глава 9

МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ БЕЗОТКАЗНОСТИ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ

§ 9.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

Основные понятия и определения. Понятие усталостной прочности связано с физическим процессом усталости конструкционных материалов. *Усталостью* называют необратимые механические изменения, накапливаемые в реальных материалах под действием переменных нагрузок.

Рассмотрим характеристики, определяющие усталостную прочность в простейшем режиме детерминированного (регулярного) нагружения, при котором динамические напряжения изменяются по периодическому закону (рис. 9.1).

Цикл нагружения — однократную смену напряжений, соответствующую полному периоду их изменения $t_п$, — характеризуют следующие параметры:

среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = 0{,}5\,(\sigma_{max} + \sigma_{min}); \tag{9.1}$$

амплитуда напряжения цикла

$$\sigma_a = 0{,}5\,(\sigma_{max} - \sigma_{min}); \tag{9.2}$$

коэффициент асимметрии цикла напряжений

$$r = \sigma_{min}/\sigma_{max}. \tag{9.3}$$

Цикл нагружения называют *асимметричным*, если $r \neq -1$ (рис. 9.1, *а*), *симметричным*, если $r = -1$ (рис. 9.1, *б*), и *отнулевым*, если $r = 0$, т. е. $\sigma_{min} = 0$ (рис. 9.1, *в*). При этом отнулевой цикл можно рассматривать как разновидность асимметричного. Такой цикл характерен для зубьев зубчатых колес при вращении их с постоянной скоростью и передаче постоянного вращающего момента (если отсутствуют динамические явления).

Сопротивляемость конструкционных материалов переменным напряжением проверяют при испытаниях гладких полированных образцов диаметром 7—10 мм. Образец нагружают (причем циклы нагрузки имеют постоянные характеристики σ_a и σ_m) и определяют число циклов N до его разрушения. Изменяя значение σ_a, получают новое число N. Зависимость σ_a от N (рис. 9.2, *а*) называют *кривой усталости* (кривой Веллера).

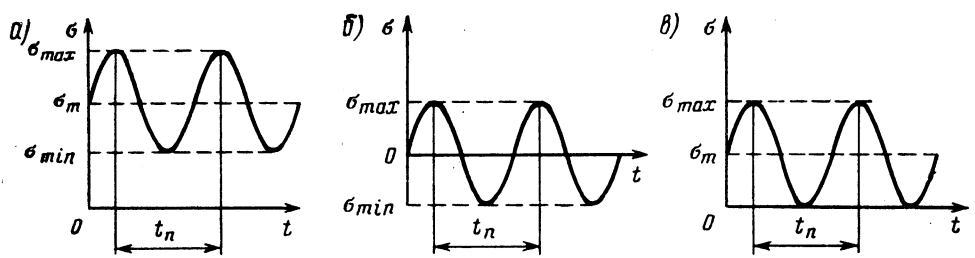


Рис. 9.1. Виды циклов периодического изменения динамических напряжений: *а* — асимметричный; *б* — симметричный; *в* — отнулевой

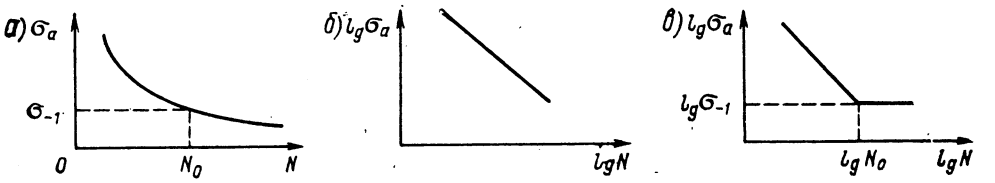


Рис. 9.2. Кривая усталости (*а*) и ее уравнений степенно́го (*б*) и степенно́го с переломом (*в*)

Сопротивляемость материалов переменным напряжениям оценивают по значению *предела выносливости* σ_r, под которым понимают наибольшее значение максимального напряжения σ_{max} цикла с коэффициентом асимметрии r, которое образец выдерживает без разрушения в течение базового числа циклов N_0 (для сталей $N_0 = 10^7$, для легких сплавов $N_0 = 5 \cdot 10^7 \div 10 \cdot 10^7$).

Уравнение кривой усталости выбирают в зависимости от результатов испытаний. Наиболее часто используют степенно́е уравнение кривой усталости

$$\sigma_a^m N = \text{const} = \sigma_{-1}^m N_0 \tag{9.4}$$

или

$$N = N_0 (\sigma_{-1}/\sigma_a)^m. \tag{9.5}$$

В логарифмических координатах это уравнение имеет вид

$$\lg N = \lg N_0 + m(\lg \sigma_{-1} - \lg \sigma_a) \text{ или } \lg \sigma_a = \frac{1}{m}(A - \lg N),$$

где

$$A = \lg N_0 + m \lg \sigma_{-1}.$$

Графически это уравнение выражается наклонной прямой (рис. 9.2, *б*). Иногда считают, что кривая усталости имеет перелом (рис. 9.2, *в*) при $N = N_0$. Это соответствует тому, что при динамических напряжениях $\sigma_a < \sigma_{-1}$ образцы выдерживают неограниченное число циклов. Тогда уравнение (9.5) записывают в виде

$$N = \begin{cases} N_0 (\sigma_{-1}/\sigma_a)^m & \text{при } \sigma_a > \sigma_{-1}; \\ N_0 & \text{при } \sigma_a \leqslant \sigma_{-1}. \end{cases}$$

На практике часто принимают, что перелом возникает при напряжениях $\sigma_a \leqslant 0{,}5\,\sigma_{-1}$.

Помимо степенно́й, иногда применяют и другие формы записи уравнения кривой усталости — экспоненциальную, Вейсбулла и т. п.

Особенности усталостных изломов и способы повышения усталостной прочности. Усталостные изломы образцов и деталей имеют характерные признаки, которые позволяют отличить их от изломов, вызванных другими причинами. На поверхности детали при усталостных изломах можно различить пять зон (рис. 9.3).

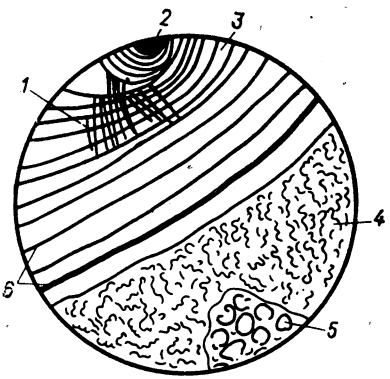


Рис. 9.3. Поверхность вала при усталостном изломе:

1 — вторичные ступеньки и рубцы; *2* — фокус излома и очаг разрушения; *3* — участок избирательного развития трещины усталости; *4* — зона ускоренного развития излома; *5* — зона долома; *6* — усталостные линии

Фокусом излома называют малую локальную зону, близкую к точке, в которой возникает и начинает развиваться макроскопическая трещина. Обычно фокус излома располагается на поверхности в местах концентрации напряжений или поверхностных дефектов в виде царапин, трещин, неметаллических включений и т.п. При наличии внутренних дефектов или при поверхностном упрочнении фокус излома может располагаться и под поверхностью.

Очаг разрушения 2 — малая зона, прилегающая к фокусу излома и соответствующая начальной макроскопической трещине усталости. Зона излома в области очага разрушения обычно характеризуется наибольшим блеском и наиболее гладкой поверхностью по сравнению с другими участками. На поверхности при усталостном изломе может быть и несколько очагов разрушения. Несколько очагов возникают при высоких максимальных напряжениях цикла σ_{max}, когда усталостная трещина появляется спустя малое количество циклов (в соответствии с кривой усталости).

Участок избирательного развития 3 — зона развившейся трещины усталости, имеет вид гладкой блестящей поверхности, на которой обычно видны характерные *усталостные линии 6*, волнообразно расходящиеся от очага разрушения как из центра. Усталостные линии — это следы скачкообразно продвигающегося фронта трещины. Шероховатость поверхности усталостной трещины бывает различной. Более блестящая (менее шероховатая) поверхность получается при малых значениях σ_{max}, когда скорость распространения трещины усталости мала, а время ее развития велико. Более шероховатая поверхность образуется при больших напряжениях цикла.

Направление развития первоначальной трещины может изменяться. При этом образуются зародыши трещин, развивающихся в другом направлении и называемых *пасынковыми*. От слияния пасынковых трещин на поверхности излома образуются *ступеньки* и *рубцы 1*. Такие же ступеньки и рубцы появляются и в том случае, когда в детали образуется несколько трещин усталости с различными фокусами излома. Чем выше уровень действующих напряжений, тем больше появляется очагов зарождения усталостных трещин, ступенек и рубцов.

Участок ускоренного развития 4 является переходной зоной между участком избирательного развития и зоной долома *5*. Он образуется в течение нескольких циклов, предшествующих окончательному разрушению. *Зона долома 5* возникает на последней стадии излома в результате хрупкого разрушения детали.

Изучение поверхности усталостных изломов позволяет оценить характер и уровень усилий, действующих на деталь, выявить причину, вызвавшую ее разрушение, и наметить меры по предотвращению разрушения других таких же деталей в эксплуатации.

Для повышения усталостной прочности осуществляют различные конструктивные и технологические мероприятия. В качестве конструктивных мероприятий чаще всего рекомендуется выполнять плавное изменение сечения или формы детали, исключать поперечные сварные швы, сопряжение деталей различной жесткости, исключать пересечение и близкое расположение сварных швов. К технологическим мероприятиям, повышающим усталостную прочность, относят следующие: правильный выбор режима сварки (первые проходы сварных швов делают при малой силе тока); зачистка и дефектоскопия сварных швов; повторная пластическая деформация (ППД) с помощью пучковых упрочнителей или наклеп (дробью, роликом и т.п.) сварных швов и околошовных зон; поверхностная закалка, азотирование, цементация и т.п.; снятие остаточных (после сварки) напряжений с помощью отжига в специальных печах, местного подогрева газовой горелкой или виброупрочнения на вибростендах.

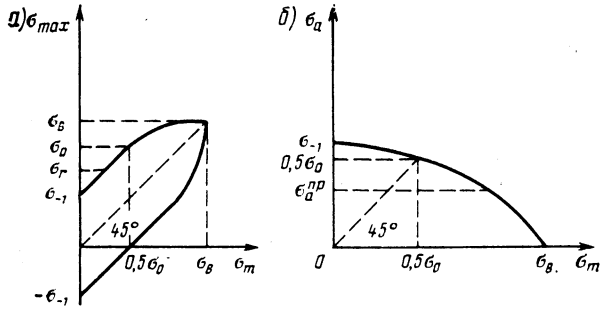


Рис. 9.4

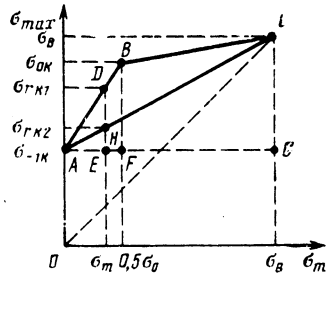


Рис. 9.5

Рис. 9.4. Диаграмма предельных состояний в координатах σ_{max}—σ_m (*а*) и σ_a—σ_m (*б*)

Рис. 9.5. Схематизация диаграммы предельных состояний

Способы учета асимметрии цикла. Реальные конструкции могут работать при различной асимметрии цикла. Однако усталостные испытания при всех встречающихся значениях r провести невозможно из-за слишком большого объема работы; поэтому на практике их проводят при симметричном и отнулевом циклах. Связь между пределами усталости при циклах с различной асимметрией определяют по *диаграмме предельных состояний* (рис. 9.4, *а*), характеризующей зависимость между пределом выносливости материала σ_r и средним напряжением цикла σ_m, которые не вызывают разрушения при числе циклов, меньшем N_0. Точки, лежащие вне диаграммы, характеризуют сочетания напряжений σ_{max} и σ_m, при которых разрушение происходит при $N < N_0$.

В координатах σ_a — σ_m (рис. 9.4, *б*) диаграмма характеризует предельно допустимую амплитуду напряжений $\sigma_a^{пр}$ для данного среднего напряжения цикла σ_m, при которой происходит разрушение, если число циклов равно N_0,

$$\sigma_a^{пр} = \sigma_r - \sigma_m. \tag{9.6}$$

При построении диаграмм следует иметь в виду, что значения σ_r или $\sigma_a^{пр}$ не могут превышать предела текучести $\sigma_т$.

Пределы выносливости натурных деталей и конструкций $\sigma_{гк}$ в 2 — 6 раз и более ниже пределов выносливости σ_r лабораторных образцов. Их отношение называют коэффициентом концентрации κ_σ, который определяют по соотношениям соответствующих пределов усталости при симметричном цикле:

$$\kappa_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_{-1к}. \tag{9.7}$$

При построении диаграммы предельных состояний деталей и конструкций считают, что коэффициент концентрации понижает только предельно допустимую амплитуду

$$\sigma_{ак}^{пр} = \sigma_a^{пр}/\kappa_\sigma. \tag{9.8}$$

Тогда $$\sigma_{гк} = \sigma_{ак}^{пр} + \sigma_m.$$

Для предела выносливости детали при отнулевом цикле

$$\sigma_{0к} = 0{,}5\ \sigma_0/\kappa_\sigma + 0{,}5\ \sigma_0 = 0{,}5\ \sigma_0\ (\kappa_\sigma + 1)\ /\kappa_\sigma. \tag{9.9}$$

Для определения зависимости σ_r ($\sigma_{гк}$) или $\sigma_a^{пр}$ ($\sigma_{ак}^{пр}$) с помощью диаграмм предельных состояний необходимо выполнить аналитическую аппроксимацию этих диаграмм. На практике широко применяют такую ап-

проксимацию с помощью отрезков прямых — схематизация по способам Серенсена — Кинасошвили или Гудмана (рис. 9.5).

При схематизации диаграммы по способу Серенсена — Кинасошвили диаграмма заменяется двумя отрезками прямых AB и BC, по способу Гудмана — одним отрезком AC. На практике для несущих деталей локомотивов $\sigma_m < 0{,}5\,\sigma_0$, поэтому наибольший интерес представляет участок диаграммы от $\sigma_m = 0$ до $\sigma_m = 0{,}5\,\sigma_0$. Найдем уравнения отрезков AB и AC для этого участка. При схематизации диаграммы по способу Серенсена — Кинасошвили уравнение отрезка AB получим из подобия треугольников ABF и ADE в виде

$$DE = \frac{BF}{AF}\,AE \text{ или } \sigma_{rk1} - \sigma_{-1k} = \frac{\sigma_{0k} - \sigma_{-1k}}{0{,}5\sigma_0}\,\sigma_m.$$

Откуда $\sigma_{rk1} = \sigma_{-1k} + \dfrac{\sigma_{0k} - \sigma_{-1k}}{0{,}5\sigma_0}\,\sigma_m.$

Заменив здесь σ_{0k} в соответствии с выражением (9.9) и σ_{-1k} в соответствии с выражением (9.7), запишем

$$\sigma_{rk1} = \sigma_{-1k} + \left(\sigma_0\,\frac{\kappa_\sigma + 1}{\kappa_\sigma} - 2\,\frac{\sigma_{-1}}{\kappa_\sigma}\right) \Big/ \sigma_0\,\sigma_m = \sigma_{-1k} + \frac{\sigma_0\,(\kappa_\sigma + 1) - 2\sigma_{-1}}{\kappa_\sigma\,\sigma_0}\,\sigma_m,$$

или окончательно

$$\sigma_{rk1} = \sigma_{-1k} + (1 - \psi_{\sigma 1}/\kappa_\sigma)\sigma_m, \tag{9.10}$$

где $\psi_{\sigma 1}$ — коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла:

$$\psi_{\sigma 1} = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0.$$

Коэффициент $\psi_{\sigma 1}$ равен при растяжении-сжатии и изгибе 0,1—0,2 для углеродистых сталей и 0,2—0,3 для легированных, при кручении — соответственно 0—0,1 и 0,1—0,15.

Выполняя схематизацию диаграммы по способу Гудмана, уравнение отрезка AC получим из подобия треугольников AHE и ACG в виде

$$HE = \frac{CG}{AG}\,AE \text{ или } \sigma_{rk2} - \sigma_{-1k} = \frac{\sigma_в - \sigma_{-1k}}{\sigma_в}\,\sigma_m.$$

Откуда $\sigma_{rk2} = \sigma_{-1k} + \dfrac{\sigma_в - \sigma_{-1}/\kappa_\sigma}{\sigma_в}\,\sigma_m,$

или окончательно

$$\sigma_{rk2} = \sigma_{-1k} + (1 - \psi_{\sigma 2}/\kappa_\sigma)\,\sigma_m, \tag{9.11}$$

где $\psi_{\sigma 2}$ — новое значение коэффициента, характеризующего чувствительность металла к асимметрии цикла:

$$\psi_{\sigma 2} = \sigma_{-1}/\sigma_в.$$

Аналогично можно определить зависимость для $\sigma^{пр}_{ak}$ по диаграмме предельных состояний, построенной в координатах σ_a, σ_m или на основе выражения (9.6). В последнем случае с учетом выражения (9.8) запишем

$$\sigma^{пр}_{aki} = \sigma_{rki} - \sigma_m.$$

При $i = 1$ аппроксимация диаграммы выполняется по способу Серенсена — Кинасошвили, при $i = 2$ — по способу Гудмана.

Подставляя сюда значения σ_{rki} из выражения (9.10) или (9.11), получим

$$\sigma_{aki}^{пр} = \sigma_{-1k} - \frac{\psi_{\sigma i}}{K_\sigma}\sigma_m. \qquad (9.12)$$

Выражения (9.10), (9.11) и (9.12) для предела выносливости σ_{rk} и предельной амплитуды $\sigma_{ak}^{пр}$ будут использованы далее для определения коэффициента запаса усталостной прочности.

§ 9.2. ЗАПАСЫ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ И СПОСОБЫ ИХ ОЦЕНКИ ПРИ ДЕТЕРМИНИРОВАННЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ

Понятие о запасах усталостной прочности. Оценка усталостной прочности деталей и конструкций выполняется по коэффициенту ее запаса, вычисленному для максимальных напряжений (n_{max}), амплитуд (n_a) или средних напряжений цикла (n_m):

$$n_{max} = \sigma_{rk}/\sigma_{max};\ n_a = \sigma_{ak}^{пр}/\sigma_a;\ n_m = \sigma_{mk}^{пр}/\sigma_m.$$

Значения напряжений σ_{rk}, $\sigma_{ak}^{пр}$ и $\sigma_{mk}^{пр}$ зависят от вида нагружения, т.е. от того, как меняются соотношения между максимальными и средними напряжениями действующих циклов. На практике различают два вида нагружения: простое при $\sigma_a/\sigma_m = \text{const}$ и сложное, при котором между σ_{max} и σ_m может быть произвольное соотношение, в частности среднее напряжение цикла может быть постоянным.

Запасы усталостной прочности при простом нагружении. При простом нагружении должны выполняться условия:

$$\sigma_{max}/\sigma_m = (\sigma_a + \sigma_m)/\sigma_m = \sigma_a/\sigma_m + 1 = \text{const}; \qquad (9.13)$$

$$r = \sigma_{min}/\sigma_{max} = \text{const}. \qquad (9.14)$$

Эти условия выполняются, если амплитуда σ_a и среднее напряжение цикла изменяются пропорционально. Такой цикл называют подобным. Он характерен для нагружения зубчатых колес. Определение коэффициентов запаса усталостной прочности при подобном цикле нагружения выполним с помощью схематизированной диаграммы предельных состояний (рис. 9.6).

Геометрическим местом подобных циклов, для которых выполняются условия (9.13) и (9.14), на диаграмме предельных состояний является наклон-

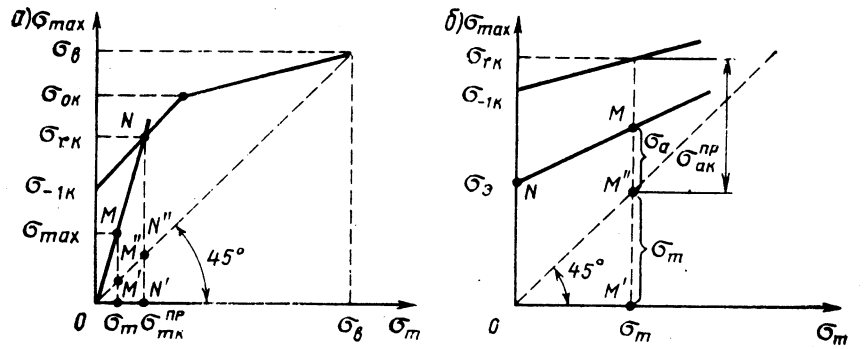


Рис. 9.6. К определению запасов усталостной прочности при подобном цикле (*а*) нагружения детали и при цикле с $\sigma_m = \text{const}$ (*б*)

ная прямая ON, проходящая через начало координат и точку M, характеризующую данный цикл (рис. 9.6, *а*). Уравнение этой прямой, найденное из условия подобия треугольников OMM' и ONN', можно записать (штрихи относятся к текущим координатам) в виде

$$\sigma'_{\max} = (\sigma_{\max}/\sigma_m)\,\sigma'_m. \qquad (9.15)$$

Для подобного цикла коэффициенты запаса можно определить как отношение следующих отрезков:

$$n_{\max} = NN'/MM';\ n_a = NN''/MM'';\ n_m = ON'/OM'.$$

Из подобия треугольников ONN' и OMM'; ONN'' и OMM'', а также $ON''N'$ и $OM''M'$ следует, что все эти коэффициенты одинаковы, т. е. $n_{\max} = n_a = n_m = n_{\text{ус}}$.

Поэтому ограничимся определением только $n_{\max}$. Для этого найдем величину σ_{rk}, решив совместно уравнение первого отрезка диаграммы предельных состояний (9.10) или (9.11) и уравнение (9.15) луча ON — для точки их пересечения N, абсцисса которой $\sigma'_m = \sigma^{\text{пр}}_{mk}$, а ордината σ_{rki}:

$$\begin{cases} \sigma_{rki} = \sigma_{-1k} + \left(1 - \dfrac{\psi_{\sigma i}}{\kappa_\sigma}\right)\sigma^{\text{пр}}_{mk}; \\ \sigma_{rki} = (\sigma_{\max}/\sigma_m)\,\sigma^{\text{пр}}_{mk}. \end{cases}$$

Выразим из второго уравнения этой системы $\sigma^{\text{пр}}_{mk}$ и подставим в первое; тогда с учетом выражения (9.7)

$$\sigma_{rki} = \sigma_{-1}/\kappa_\sigma + (1 - \varphi_{\sigma i}/\kappa_\sigma)\,(\sigma_m/\sigma_{\max})\ \sigma_{rki}.$$

Откуда

$$\sigma_{rki} = \frac{\sigma_{-1}\,\sigma_{\max}}{\kappa_\sigma\,(\sigma_{\max} - \sigma_m) + \psi_{\sigma i}\,\sigma_m}.$$

Учитывая, что $\sigma_{\max} - \sigma_m = \sigma_a$, получим

$$\sigma_{rki} = \sigma_{-1}\sigma_{\max}\,(\kappa_\sigma\ \sigma_a + \psi_{\sigma i}\,\sigma_m)^{-1}.$$

Коэффициент запаса усталостной прочности

$$n_{\text{ус}i} = \sigma_{rki}/\sigma_{\max} = \sigma_{-1}\,(\kappa_\sigma\ \sigma_a + \psi_{\sigma i}\sigma_m)^{-1}. \qquad (9.16)$$

Значение $n_{\text{ус}i}$ будет зависеть от принятого способа схематизации диаграммы предельных состояний.

Запасы усталостной прочности при сложном нагружении. Для деталей кузова, рам тележек, рессорного подвешивания и т.п. средние напряжения цикла определяются статическими нагрузками от веса кузова, оборудования, пассажиров и пр., которые не меняются в процессе работы. Однако амплитуды динамических напряжений на остаются постоянными. Поэтому для большинства деталей локомотивов характерно сложное нагружение циклом с $\sigma_m = \text{const}$. Для этого способа нагружения коэффициенты запаса $n_{\max}$, n_a и n_m будут иметь различные значения. Ограничимся определением коэффициента запаса по амплитуде. В этом случае действующий несимметричный цикл со средним напряжением σ_m и амплитудой σ_a (точка M на рис. 9.6, *б*) можно заменить эквивалентным симметричным с амплитудой $\sigma_э$ и средним напряжением $\sigma_m = 0$ (точка N), имеющим такой же коэффициент запаса n_a, как и действующий цикл. Поскольку амплитуда при симметричном цикле определяется пределом выносливости, то

$$n_a = \sigma^{\text{пр}}_{ak}/\sigma_a = \sigma_{-1k}/\sigma_э. \qquad (9.17)$$

Отсюда амплитуда $\sigma_э$ симметричного цикла, эквивалентного в отношении коэффициента запаса по амплитуде n_a данному несимметричному циклу с амплитудой σ_a и средним напряжением σ_m:

$$\sigma_э = \sigma_{-1к}\sigma_a/\sigma_{ak}^{пр} = \sigma_a/\varphi_{\sigma i}, \qquad (9.18)$$

где $\varphi_{\sigma i}$ — коэффициент, учитывающий влияние асимметрии цикла: $\varphi_{\sigma i} = \sigma_{ak}^{пр}/\sigma_{-1к}$.

Подставляя в эту формулу $\sigma_{ak}^{пр}$, найденное из выражения (9.12), получим

$$\varphi_{\sigma i} = \left(\sigma_{-1к} - \frac{\psi_{\sigma i}}{\kappa_\sigma}\sigma_m\right) \Big/ \sigma_{-1к} = 1 - \frac{\psi_{\sigma i}}{\sigma_{-1}}\sigma_m.$$

При схематизации диаграммы предельных состояний по способу Серенсена — Кинасошвили выражение для коэффициента, учитывающего влияние асимметрии цикла, примет вид

$$\varphi_{\sigma 1} = 1 - (2/\sigma_0 - 1/\sigma_{-1})\,\sigma_m;$$

при схематизации по способу Гудмана

$$\varphi_{\sigma 2} = 1 - \sigma_m/\sigma_в.$$

Относительная погрешность при схематизации диаграммы предельных состояний по способу Гудмана по сравнению с более точным способом Серенсена — Кинасошвили определится выражением

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{\sigma 1} - \varphi_{\sigma 2}}{\varphi_{\sigma 1}} 100\%.$$

Для стали Ст3 с характеристиками $\sigma_{-1} = 19{,}5$ МПа, $\sigma_0 = 300$ МПа и $\sigma_в = 425$ МПа наибольшее значение ε соответствует среднему напряжению цикла $\sigma_m = 0{,}5\,\sigma_0$:

$$\varphi_{\sigma 1б} = 1 - \frac{2 \cdot 195}{195 \cdot 300} 150 = 0{,}769; \quad \varphi_{\sigma 2б} = 1 - \frac{150}{425} = 0{,}647,$$

тогда

$$\varepsilon = \frac{0{,}769 - 0{,}647}{0{,}769} 100 = 16\%.$$

Действительная погрешность в случае применения способа Гудмана по сравнению со способом Серенсена — Кинасошвили будет меньше 16 %, так как средние напряжения цикла в деталях подвижного состава значительно ниже $0{,}5\sigma_0$. В связи с этим схематизация по способу Гудмана для деталей, нагруженных циклом с $\sigma_m = \text{const}$, допустима.

Оценка усталостной прочности при сложном напряженном состоянии. При сложном напряженном состоянии можно определить коэффициент запаса усталостной прочности только для синхронного и синфазного изменения нормальных и касательных напряжений

$$n_{уc} = n_\sigma n_\tau \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2},$$

где n_σ и n_τ — коэффициенты запаса, которые можно подсчитать соответственно по формулам (9.16) и (9.17) отдельно для нормальных и касательных напряжений.

Определение коэффициента запаса усталостной прочности по методике ВНИИЖТа. По этой методике [36] предусмотрено определение коэффициента запаса усталостной прочности по формуле (9.16) при схематизации диаграммы предельных состояний по способу Серенсена — Кинасошвили. При

этом в качестве σ_a и σ_m принимаются главные напряжения. Среднее напряжение цикла определяют как

$$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_f + \sigma_{кр},$$

где $\sigma_{ст}$ — экспериментальные или расчетные значения статических напряжений от веса кузова, тележек, тяговых двигателей и т.п.; σ_f — большее из напряжений, возникающих от реакции тяговых двигателей при движении с расчетной скоростью или при служебном торможении $\sigma_т^{сл}$; $\sigma_{кр}$ — напряжения, возникающие при движении в кривой.

При определении напряжений σ_f находят максимальную силу тяги $F_к$, развиваемую при расчетной скорости, по тяговым характеристикам и определяют коэффициент пропорциональности $\kappa_{пр} = F_к/F_{тр}$. Здесь $F_{тр}$ — максимальная сила тяги при трогании: $F_{тр} = \psi \cdot 2П$, где ψ — коэффициент сцепления, принимаемый равным 0,36 для электровозов и 0,33 для тепловозов.

Напряжения, возникающие в деталях при трогании, умножают на коэффициент $\kappa_{пр}$. Напряжения, образующиеся при служебном торможении, определяют экспериментально или расчетом. При 80 % расчетного давления в тормозном цилиндре и коэффициенте трения колодок, соответствующем расчетной скорости движения $\sigma_т^{сл} = 0{,}8\sigma_{тор}$, где $\sigma_{тор}$ — напряжения, вычисленные при режиме торможения с максимальным нажатием на тормозные колодки.

В качестве амплитуды цикла σ_a в формуле (9.16) принимают максимальные амплитуды переменных напряжений, возникающих при динамических нагрузках в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Их обозначают σ_v, отмечая индексом v, что амплитуды зависят от скорости движения. Значение σ_v принимают по результатам испытаний для конструкционной или резонансной скорости движения (если последняя имеется). При динамическом расчете рамы принимают величину σ_v равной утроенному среднему квадратичному отклонению динамических напряжений, также при конструкционной или резонансной скорости. Рекомендуется [36] приближенное значение σ_v определять как

$$\sigma_v = \kappa_д \sigma_{ст},$$

где $\kappa_д$ — коэффициент динамики.

Для локомотивов рекомендуется [36] следующая эмпирическая формула:

$$\kappa_д = 600A + 16\sqrt{A}.$$

Здесь $A = \sqrt{v}/(\sigma_{ст} f_{ст})$, где $f_{ст}$ — суммарный статический прогиб рессорного подвешивания, мм; v — скорость движения, км/ч.

Для электропоездов рекомендована [26] формула

$$\kappa_д = a + 0{,}022\ (v - 55)/f_{ст},$$

где a — коэффициент, равный 0,05 для элементов кузова и 0,10 — для обрессоренных элементов тележки.

§ 9.3. РАСЧЕТЫ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ СЛУЧАЙНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ

Понятие о суммировании усталостных повреждений. Режимы работы большинства деталей механической части локомотивов в условиях эксплуатации изменяются. В связи с этим амплитуды динамических напряжений σ_a

также меняются во времени. Кроме того, несущие детали ходовых частей и кузова (рамы, подвески и т. п.) подвержены действию случайных сил, являющихся следствием случайных колебаний локомотива, которые возникают при движении экипажа по рельсовому пути. Поэтому динамические напряжения в таких деталях следует рассматривать как случайный процесс.

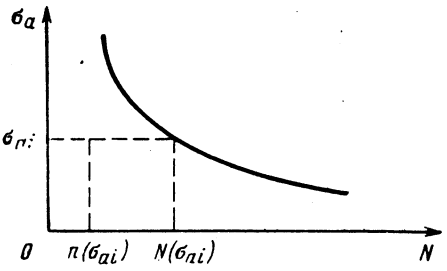


Рис. 9.7. К определению усталостного повреждения детали

Для расчета на усталостную прочность деталей, динамические напряжения в которых меняются во времени, необходимо учитывать накопление усталостных повреждений, возникающих от действия циклов напряжений с различной амплитудой. Наибольшее распространение получила гипотеза линейного суммирования усталостных повреждений (Пальмгрен — 1924 г., Д. Н. Решетов, С. В. Серенсен, В. М. Бахарев, М. А. Майнер — 1945 г.).

Согласно этой гипотезе предполагается, что мера усталостного повреждения D_i от действия i-го уровня амплитуды напряжений σ_{ai} (рис. 9.7)

$$D_i = n\,(\sigma_{ai})/N\,(\sigma_{ai}),$$

где $n\,(\sigma_{ai})$ — число циклов действия напряжений с амплитудой σ_{ai}; $N\,(\sigma_{ai})$ — число циклов до разрушения при действии амплитуды σ_{ai}, определяемое по кривой усталости.

Усталостное разрушение при изменяющихся амплитудах напряжений наступает согласно линейной гипотезе тогда, когда сумма мер относительных усталостных повреждений по всем уровням амплитуд достигает единицы, т. е. $\sum_i D_i = 1$ или с учетом выражения для D_i получим $\sum_i \frac{n(\sigma_{ai})}{N(\sigma_{ai})} = 1$.

Если амплитуды напряжений изменяются непрерывно, эту сумму можно записать в интегральной форме

$$\int_0^{N_\text{п}} \frac{dn}{N} = 1,$$

где dn — приращение числа циклов действия амплитуд напряжений, лежащих в пределах от σ_a до $\sigma_a + d\sigma_a$; $N_\text{п}$ — предельное число циклов, т. е. число циклов до разрушения детали при данном уровне нагружения.

Экспериментальная проверка рассмотренной гипотезы показала, что сумма относительных усталостных повреждений отличается от единицы и является случайной величиной; это связано со статистической природой процесса усталостного разрушения. Для учета этого явления была введена скорректированная гипотеза усталостных повреждений

$$\sum_i \frac{n\,(\sigma_{ai})}{N\,(\sigma_{ai})} = a_\text{у} \qquad (9.19)$$

или

$$\int_0^{N_\text{п}} \frac{dn}{N} = a_\text{у}, \qquad (9.20)$$

где $a_\text{у}$ — сумма относительных усталостных повреждений.

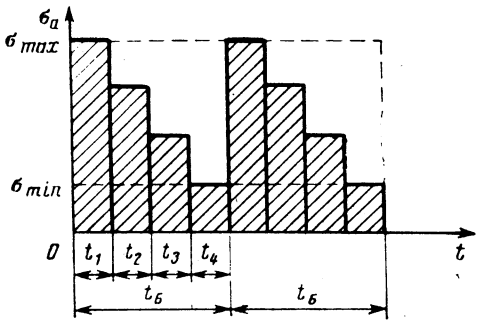


Рис. 9.8. Представление реального процесса нагружения в виде блоков нагружения со ступенчатым изменением амплитуд

Значения a_y, подсчитанные по результатам усталостных испытаний, меняются в широких пределах — от 0,01 до 100. Однако если в действующих циклах нагружения нет резких перегрузок, то при испытаниях от 20 до 50 образцов при каждом варианте нагружения имеем $0{,}5 < a_y < 2{,}0$.

Учет изменения амплитуды циклов действующего напряжения при расчетах на усталостную прочность может быть выполнен либо по методу С. В. Серенсена — В. П. Когаева, либо В. В. Болотина.

Метод С. В. Серенсена — В. П. Когаева расчета на усталостную прочность при нагружении циклами с амплитудами, изменяющимися во времени. Этот метод основан на замене реального процесса нагружения блоками амплитуд длительностью $t_б$, в пределах которой амплитуды группируются в отдельные ступени, расположенные в порядке убывания уровней (рис. 9.8). При неограниченном увеличении числа i ступеней и стремлении к нулю наибольшей разности $\Delta\sigma_i = \sigma_{ai} - \sigma_{ai-1}$ ступенчатый график нагружения переходит в непрерывный, заданный той или иной функцией распределения.

Длительность t_i каждой ступени амплитуд σ_{ai} или число циклов n_i в каждой ступени выбирается так, чтобы за срок службы повторилось не менее 10 блоков нагружения. Кроме того, минимальная амплитуда цикла, входящая в блок нагружения, принимается не меньше чем $(0{,}5 \div 0{,}7)\sigma_{-1к}$, так как меньшие амплитуды не оказывают повреждающего действия и их можно учитывать при расчетах на усталость.

Расчетную формулу для оценки усталостной прочности выведем на основе выражения (9.19), для чего необходимо выразить величины $n(\sigma_{ai})$ и $N(\sigma_{ai})$ через характеристики процесса нагружения и параметры уравнения кривой усталости. Обозначим время появления усталостной трещины в детали T; количество блоков нагружения за это время $\lambda = T/t_б$, количество циклов повторения амплитуд i-го уровня σ_{ai} за срок службы $n(\sigma_{ai}) = n_i\lambda$.

Число циклов $N_i(\sigma_{ai})$ найдем из уравнения кривой усталости (9.5) в виде

$$N_i(\sigma_{ai}) = N_0(\sigma_{-1к}/\sigma_{ai})^m.$$

Подставляя это выражение и значение $n(\sigma_{ai}) = n_i\lambda$ в формулу (9.19), получим

$$\sum \frac{n_i\lambda}{N_0(\sigma_{-1к}/\sigma_{ai})^m} = a \text{ или } \frac{\lambda}{\sigma^m_{-1к}N_0}\sum_i n_i\sigma^m_{ai} = a.$$

Откуда

$$\lambda = \frac{aN_0\sigma^m_{-1к}}{\sum_i n_i\sigma^m_{ai}}. \qquad (9.21)$$

Эта формула позволяет рассчитать наработку детали, выраженную числом блоков нагружения до появления усталостного повреждения (усталостной трещины).

В деталях машин, сроки службы которых значительны (20 лет и более), амплитуды динамических напряжений, как правило, меньше предела выно-

ливости. В этом случае предполагают, что оценку предельного состояния можно выполнить, пропорционально увеличив все ступени блока нагружения в $n_{ус}$ раз. Поэтому выражение (9.21) можно преобразовать к виду

$$\lambda = \frac{aN_0 \sigma_{-1к}^m}{\sum_i (n_{ус}\sigma_{ai})^m n_i} \quad \text{при } \sigma_{ai} > \sigma_{-1к}/n_{ус}. \tag{9.22}$$

Отсюда получим

$$n_{ус} = \frac{\sigma_{-1к}}{\sigma_{пр}} = \sigma_{-1к}\left(\frac{\lambda}{aN_0}\sum_i \sigma_{ai}^m n_i\right)^{-\frac{1}{m}} \quad \text{при } \sigma_{ai} > \sigma_{-1к}/n_{ус}, \tag{9.23}$$

где $\sigma_{пр}$ — приведенная амплитуда напряжений:

$$\sigma_{пр} = \sqrt[m]{\frac{\lambda}{aN_0}\sum_i \sigma_{ai}^m n_i} \quad \text{при } \sigma_{ai} > \sigma_{-1к}/n_{ус}. \tag{9.24}$$

Метод В. В. Болотина расчета на усталостную прочность при случайных процессах динамического нагружения. Этот метод основан на учете характеристик случайных процессов и в большей мере соответствует особенностям динамического нагружения основных несущих элементов ходовых частей и кузовов локомотивов. Для вывода расчетных формул воспользуемся уравнением скорректированной линейной гипотезы. Чтобы получить расчетную формулу, необходимо подставить в формулу (9.20) выражения входящих в нее величин dn и N. На основе уравнения кривой усталости (9.5) для несимметричных циклов нагружения получим

$$N = N_0 (\sigma_{-1к}/\sigma_э)^m.$$

С учетом выражений (9.17) и (9.18) эту формулу можно записать в виде

$$N = N_0 (\varphi_\sigma \sigma_{-1к}/\sigma_a)^m. \tag{9.25}$$

Величину dn будем рассматривать как модуль полного дифференциала среднего числа выбросов n случайного процесса $\sigma(t)$ за заданный уровень $\sigma_{гк}$ в течение времени T (рис. 9.9). Из теории вероятностей известно, что для центрированного (см. с. 55) узкополосного нормального стационарного случайного процесса $\overset{\circ}{\sigma}(t)$ среднее число выбросов

$$n = tf_e \exp[-\sigma_a^2/(2S_\sigma^2)],$$

где f_e — эффективная частота процесса $\sigma(t)$ [см. выражение (3.9)]; S_σ — среднее квадратичное отклонение процесса $\overset{\circ}{\sigma}(t)$.

Полный дифференциал этого выражения получим в виде

$$dn = \left|\frac{\partial n}{\partial \sigma_a} d\sigma_a\right| =$$

$$= tf_e \frac{2\sigma_a}{2S_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2S_\sigma^2}\right) d\sigma_a$$

или

$$dn = tf_e f(\sigma_a)\, d\sigma_a, \tag{9.26}$$

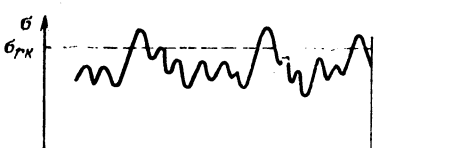


Рис. 9.9. К определению среднего числа выбросов случайного процесса за заданный уровень

где $f(\sigma_a)$ — закон распределения амплитуд узкополосного нормального стационарного процесса, в качестве которого принимается закон Релея [см. выражение (3.7)]:

$$f(\sigma_a) = \frac{\sigma_a}{S_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2S_\sigma^2}\right).$$

Подставляя выражения (9.25) и (9.26) в (9.20), запишем

$$\int_{0{,}5\sigma_{-1к}\varphi_\sigma}^{\infty} \frac{t f_e f(\sigma_a)}{N_0 [(\varphi_\sigma \sigma_{-1к})/\sigma_a]^m} d\sigma_a = a.$$

Откуда найдем время до появления усталостной трещины, с,

$$t = \frac{a N_0 \varphi_\sigma^m \sigma_{-1к}^m}{f_e \int_{0{,}5\sigma_{-1к}\varphi_\sigma}^{\infty} \sigma_a^m f(\sigma_a)\, d\sigma_a} = \frac{a N_0 \varphi_\sigma^m \sigma_{-1к}^m}{f_e J_1}. \qquad (9.27)$$

В нижний предел интеграла, стоящего в знаменателе этой формулы, введен коэффициент 0,5 для учета повреждающего действия амплитуд напряжений, превышающих $0{,}5\,\sigma_{-1к}$.

Введем новую переменную $x = \sigma_a/S_\sigma$, тогда интеграл J_1, входящий в знаменатель формулы (9.27), можно переписать в виде

$$J_1 = \int_{0{,}5\sigma_{-1к}\varphi_\sigma}^{\infty} \sigma_a^m f(\sigma_a)\, d\sigma_a = \int_{0{,}5\sigma_{-1к}\varphi_\sigma}^{\infty} \sigma_a^m \frac{\sigma_a}{S_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2S_\sigma^2}\right) d\sigma_a,$$

или

$$J_1 = S_\sigma^m \int_{x_0 \varphi_\sigma}^{\infty} x^{m+1} \exp(-0{,}5x^2)\, dx = 2^{0{,}5m}\, \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) P[(x_0 \varphi_\sigma)^2;\ m+2], \qquad (9.28)$$

где $\Gamma(U)$ — гамма-функция; $P(\chi^2, l)$ — функция распределения χ^2 с l степенями свободы; $x_0 = 0{,}5\,\sigma_{-1к}/S_\sigma$.

Тогда выражение (9.27) запишем как

$$t = \frac{a N_0 \varphi_\sigma^m \sigma_{-1к}^m}{f_e S^m J_2}, \qquad (9.29)$$

где $J_2 = \int_{x_0 \varphi_\sigma}^{\infty} x^{m+1} \exp(-0{,}5x^2)\, dx.$ (9.30)

Распределения амплитуд, а точнее экстремумов для широкополосных нормальных стационарных случайных процессов динамического нагружения, подчиняются закону Райса [см. формулу (3.2)]. Однако применение закона Райса в качестве $f(\sigma_a)$ в выражении (9.27) приводит к значительному занижению времени до появления усталостной трещины. Обычно считают, что лучшие результаты в этом случае дает схематизация данных о динамической нагруженности, выполненная по методу полных циклов [3]. При такой

схематизации распределение нормированных амплитуд $x = \sigma_a/S_\sigma$ подчиняется закону

$$f(x) = \begin{cases} \dfrac{\vartheta^2}{S_\sigma^2}\, x \exp\left(-0{,}5\vartheta^2\alpha^2 x^2\right) \text{ при } 0 < x < x_\vartheta; \\ \dfrac{\varkappa}{\vartheta S_\sigma^2}\, x \exp\left(-0{,}5x^2\right) \text{ при } x_\vartheta < x < \infty, \end{cases}$$

где ϑ — коэффициент широкополосности; α и $\varkappa$ — коэффициенты, определяемые по формулам:

$$\alpha = \sqrt{\frac{2(\gamma+3\zeta)}{\gamma\zeta}}; \quad \varkappa = (\vartheta)^{-\gamma/\zeta} \exp\left(0{,}5x_\vartheta^2\right).$$

Значения γ, ζ и x_ϑ в зависимости от ϑ можно определить на основе решения системы уравнений:

$$\begin{cases} (\vartheta)^{-\gamma/\zeta} = 1 - \dfrac{\gamma\zeta}{2\vartheta(\gamma+\zeta)}\left[1-(\vartheta)^{-(\gamma+\zeta)/\zeta}\right] = \vartheta\left\{1 - \dfrac{\gamma\zeta}{2(\gamma+3\zeta)}\left[1-(\vartheta)^{-(\gamma+3\zeta)/\zeta}\right]\right\}; \\ x_\vartheta = \dfrac{1}{\vartheta}\sqrt{\gamma \ln \vartheta}. \end{cases}$$

Разложив решение первого уравнения в степенной ряд, величины γ и ζ в зависимости от ϑ можно определить по следующим формулам:

$$\gamma = 315{,}76 - 697{,}4\ \vartheta + 684{,}3\ \vartheta^2 - 380{,}7\vartheta^3 + 132\vartheta^4 - \\ - 29{,}5\,\vartheta^5 + 4{,}3\,\vartheta^6 - 0{,}39\,\vartheta^7 + 0{,}08\ \vartheta^8 - 0{,}00044\vartheta^9;$$

$$\zeta = -0{,}113 + 1{,}41\ \vartheta + 0{,}81\ \vartheta^2 - 0{,}1\vartheta^3 + 0{,}008\vartheta^4 - 0{,}0003\ \vartheta^5.$$

В этом случае интеграл J_2, входящий в знаменатель (9.29), выражается в виде

$$J_2 = \varkappa S_\sigma^m \int_{\varphi_\sigma x_\vartheta}^{\infty} x^{m+1} \exp\left(-0{,}5x^2\right) dx + \vartheta \int_{\varphi_\sigma x_0}^{\varphi_\sigma x_\vartheta} x^{m+1} \exp\left(-0{,}5\vartheta^2\alpha^2 x^2\right) dx = \\ = 2^{0{,}5m}\,\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)\left\{\left[P\left(\varphi_\sigma^2\vartheta^2\alpha^2 x_0^2;\ m+2\right) - P\left(\varphi_\sigma^2\vartheta^2\alpha^2 x_\vartheta^2;\ m+2\right)\right] \times \right. \\ \left. \times (\vartheta)^{1-m}(\alpha)^{-(m+2)} + \varkappa P\left(\varphi_\sigma^2 x_\vartheta^2;\ m+2\right)\right\}. \qquad (9.30a)$$

На основе выполненных расчетов рекомендуется при определении величины T пользоваться формулой (9.28) для J_2 при узкополосных случайных процессах $\sigma(t)$ и при широкополосных для значений $\vartheta \leqslant 1{,}25$. При $\vartheta > 1{,}25$ в качестве J_2 необходимо использовать выражение (9.30а), имея в виду, что величины $\Gamma(U)$ и $P(\chi^2, l)$ могут быть найдены по соответствующим таблицам.

Для деталей механической части, рассчитанных на значительные сроки службы (20 лет и более), усталостную прочность, как и в методе С. В. Серенсена — В. П. Когаева, необходимо оценивать по коэффициенту запаса усталостной прочности. Выполнив преобразования формулы (9.27), аналогичные преобразованиям выражения (9.21), получим, что при случайных процессах динамического нагружения коэффициент запаса усталостной прочности

$$n_{\text{ус}} = \frac{\sigma_{-1\text{к}}}{\sigma_{\text{пр}}} = \frac{\varphi_\sigma \sigma_{-1\text{к}}}{S_\sigma} \sqrt[m]{\frac{aN_0}{tf_e J_2}}. \qquad (9.31)$$

Здесь

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{S_\sigma}{\varphi_\sigma} \sqrt{\frac{t f_e J_2}{a N_0}},$$

где J_2 — интеграл, определяемый либо выражением (9.30) для узкополосных и широкополосных процессов при $\vartheta \leqslant 1{,}25$, либо выражением (9.30а) для широкополосных процессов при $\vartheta > 1{,}25$.

Для подвижного состава железных дорог более удобным измерителем является не время t (в секундах), а пробег L (в километрах) до появления усталостной трещины, так как именно пробег характеризует рабочее использование подвижного состава. Преобразуем формулы (9.29) и (9.31), перейдя к пробегу

$$L = tv/3600,$$

где v — скорость, км/ч; t — время, с

С учетом этого выражения запишем:

$$L = \frac{a N_0 \varphi_\sigma^m \sigma_{-1\text{к}}^m v}{3600 f_e S_\sigma^m J_2}; \tag{9.32}$$

$$n_{\text{ус}} = \frac{\varphi_\sigma \sigma_{-1\text{к}}}{S_\sigma} \sqrt[m]{\frac{a N_0 v}{3600 L f_e J_2}}. \tag{9.33}$$

Эти формулы необходимо уточнить на основе анализа характеристик эксплуатационной нагруженности несущих деталей.

§ 9.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ И УЧЕТ ИХ ПРИ РАСЧЕТАХ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Динамические напряжения в несущих деталях локомотивов можно рассматривать как случайные стационарные процессы только при неизменных условиях движения — при постоянных скорости, кривизне и уклоне пути, а также при неизменных конструкции и уровне технического состояния пути. Однако в процессе движения все эти факторы, как правило, изменяются. Ограничимся вначале учетом влияния изменения скорости на характеристики динамических напряжений при неизменных значениях остальных факторов.

При изменении скорости движения меняются значения среднего квадратичного отклонения S_σ, эффективной частоты f_e и коэффициента широкополосности ϑ (рис. 9.10). Аналитическое описание графиков $\overline{S_\sigma}(v)$, $\overline{f_e}(v)$ и $\vartheta(v)$ можно выполнить кусочно-линейной зависимостью вида:

$$u(v) = \begin{cases} b_1 v \text{ при } 0 < v \leqslant v_1; \\ b_1 v + b_2 (v_2 - v_1) \text{ при } v_1 < v \leqslant v_2; \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ b_1 v_1 + b_2 (v_2 - v_1) + \dots + b_n (v - v_{n-1}) \text{ при } v_{n-1} < v \leqslant v_n. \end{cases}$$

Это выражение позволяет описать и резонансные явления, сопровождающиеся резким ростом величины S_σ на резонансной скорости движения. Такие явления возникают, например, в поперечных балках рам тележек

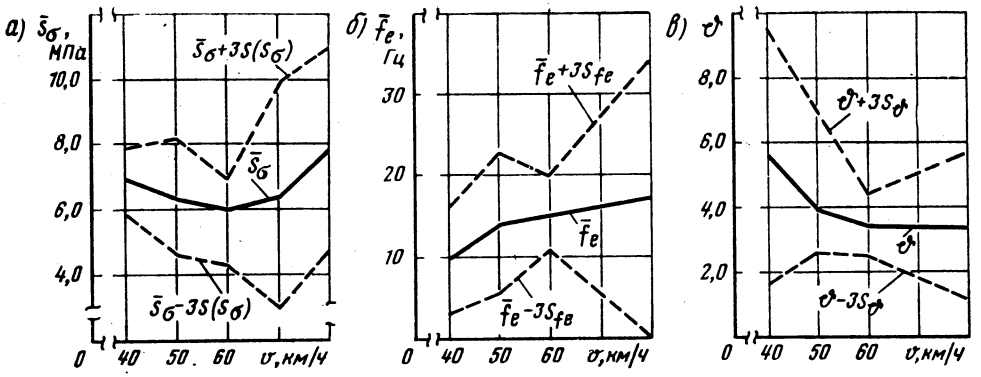


Рис. 9.10. Зависимости $\bar{S}_\sigma(v)$ (*а*), $\bar{f}_e(v)$ (*б*) и $\vartheta(v)$ (*в*), полученные усреднением результатов замеров датчиком, установленным на вертикальной стенке боковины рамы тележки электровоза ВЛ10 в месте примыкания в ней поперечной балки

электропоездов при недостаточно сбалансированных якорях тяговых двигателей в случае совпадения частоты вращения двигателя с одной из собственных частот колебаний поперечной балки. У пригородных электропоездов это происходит при скорости движения $v_р = 110 \div 115$ км/ч, у вагонов метрополитена при $v_р = 57{,}5$ км/ч: В более простых случаях можно воспользоваться степенным выражением $u(v) = b\,v^c$.

Поскольку характеристики случайных процессов динамических напряжений меняются с изменением скорости движения, то пробег детали до появления усталостной трещины следует отнести к некоторой скорости движения v_i и обозначить L_i. Если исходить из пробега L экипажа до появления усталостной трещины в детали, то при скорости v_i действительный пробег $l_i = P(v_i)\,L$, где $P(v_i)$ — вероятность появления скорости движения v_i в эксплуатации.

Усталостное повреждение, накопленное в детали при скорости v_i, составит

$$D_i = l_i/L_i = P(v_i)L/L_i.$$

Считая, как и в гипотезе линейного суммирования, что повреждения, накопленные в детали при каждом режиме ее работы (при каждой скорости v_i), не зависят от других режимов и что за условие появления усталостной трещины в деталях можно принять $\sum_i D_i = 1$, просуммируем повреждения, полученные при различных скоростях движения:

$$\sum_i D_i = \sum_i \frac{P(v_i)\,L}{L_i} = 1.$$

Откуда

$$L = \left[\sum_i \frac{P(v_i)}{L_i}\right]^{-1}.$$

Подставим в это выражение L_i [см. формулу (9.32)] и заменим суммирование по скоростям интегрированием. Тогда с учетом того, что $P(v_i) = f(v_i)\,dv$, получим

$$L = \frac{aN_0\,\varphi_\sigma^m\,\sigma_{-1к}^m}{3600}\left[\int_0^{v_к} f(v)\,f_e(v)\,S_\sigma^m(v)\,J_2(v)\,\frac{dv}{v}\right]^{-1}, \qquad (9.34)$$

где $f(v)$ — плотность вероятности распределения скоростей движения; $v_к$ — конструкционная скорость движения. В качестве $f(v)$ следует применять [28] закон распределения Пирсона 1-го типа.

Выполнив преобразование формулы (9.33), аналогичное преобразованию (9.32), получим выражение для расчета коэффициента запаса усталостной прочности

$$n_{ус} = \varphi\sigma_{-1к} \sqrt[m]{\frac{aN_0}{3600L}\left[\int_0^{v_к} f(v)\, f_e(v)\, S_\sigma^m(v)\, J_2(v)\, \frac{dv}{v}\right]^{-1}} \qquad (9.35)$$

Таким образом, формулы (9.34) и (9.35) учитывают основную особенность эксплуатации подвижного состава, связанную с непостоянством скорости его движения.

С ростом скорости движения локомотивов возрастает доля дисперсии случайных процессов $\sigma(t)$, приходящаяся на их высокочастотные составляющие, что ведет к увеличению f_e и ϑ в соответствии с формулами (9.34) и (9.35), вызывает снижение L и $n_{ус}$ несущих деталей. Эти эффекты в большей степени проявляются на высокоскоростных локомотивах. Кроме того, следует учитывать, что характеристики усталостной прочности и процесса накопления усталостных повреждений получены для деталей, частота изменения динамических напряжений в которых не превышает 100 Гц. Для несущих деталей высокоскоростных локомотивов характерно появление значительной доли дисперсии $\sigma(t)$ на частотах свыше 100 Гц, что также может вызвать существенное снижение L и $n_{ус}$ этих деталей, что и подтверждается опытом их эксплуатации.

§ 9.5. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ МЕТАЛЛОВ И ОБОСНОВАНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО ХАРАКТЕРА ИХ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ

Стали и различные сплавы представляют собой мелкокристаллический конгломерат, отдельные кристаллические зерна которого (кристаллиты) расположены случайным образом. Зерна и их поверхностные слои обладают анизотропией, т. е. различными упругими свойствами и различной прочностью в зависимости от ориентировки их кристаллографических осей. Поэтому при деформировании деталей напряжения в отдельных зернах существенно различаются, а напряжения, вычисляемые по обычным формулам сопротивления материалов, являются их статическим усреднением.

Поверхностный слой (пленка) зерен имеет упругоискаженную кристаллическую решетку, прочность которой может быть больше, меньше или равна прочности тела зерна. Первые нагрузки на образец воспринимаются этими поверхностными слоями, если их прочность выше, чем прочность тела зерна. При достижении нагрузки, соответствующей пределу текучести образца, поверхностные слои разрушаются, и вся нагрузка воспринимается телом зерен. На диаграмме растяжения металла *Oabc* (рис. 9.11), характеризующей зависимость деформации образца Δ от статической нагрузки F, действующей на этот образец, появляется участок *ab*, так называемая *площадка текучести*, соответствующий пределу текучести $\sigma_т$. Дальнейшее растяжение образца происходит по закону пластической деформации.

Если же прочность поверхностных слоев зерен меньше прочности их тела, то площадка текучести возникает за счет перемещения одного зерна относительно другого, которое происходит до тех пор, пока зерна не заклинятся. При равной прочности поверхностных слоев и тела зерна пластическая де-

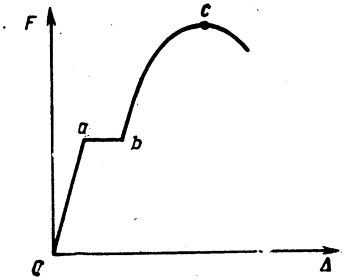


Рис. 9.11. Диаграмма растяжения металла

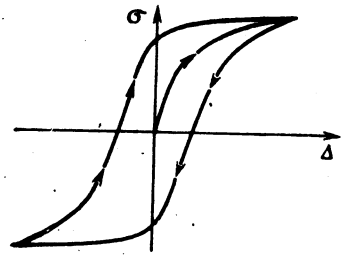


Рис. 9.12. Гистерезис при циклическом нагружении металла

формация возникает одновременно как в поверхностных слоях, так и в теле зерна; площадка текучести на диаграмме растяжения не появляется.

Неоднородность строения металла, разброс прочностных свойств отдельных зерен и на их границах приводят к тому, что уже на ранних стадиях деформирования образца возникают пластические деформации, сопровождающиеся невосполнимыми потерями энергии. Характеристика $\sigma(\Delta)$ при этом имеет вид петли гистерезиса (рис. 9.12), так как работа деформации, затрачиваемая при нагружении образца, больше работы деформации, возвращаемой образцом при его разгружении. Это значит, что часть работы деформации переходит в теплоту и вызывает повышение температуры металла. Площадь петли гистерезиса характеризует собой энергию, которая необратимо поглощается металлом за цикл изменения нагрузки. Способность металлов поглощать энергию при воздействии циклических нагрузок называют *циклической вязкостью*, площадь петли гистерезиса определяет значение циклической вязкости.

Прочностные характеристики некоторого объема металла, представляющего собой конгломерат зерен со случайными свойствами, также являются случайными. В общем случае вероятностные свойства прочностных характеристик можно определить, если известны распределения этих характеристик для отдельных зерен и пленок, а также законы, которым подчиняется их взаимодействие. Последние в физике твердого тела изучены еще недостаточно. Поэтому описание вероятностных свойств прочностных характеристик выполняют на основе различных гипотез. Наиболее интересные результаты получены на основе гипотезы слабого звена, которую применяют для описания вероятностных свойств предела текучести и кривой усталости.

Гипотеза слабого звена основана на том, что статическое напряжение, при котором появляется площадка текучести, равно, как и начало развития усталостной трещины, определяется слабейшей совокупностью зерен. На основе этой гипотезы сделан вывод о том, что распределения характеристик прочности σ_R, предела прочности, предела текучести и предела выносливости подчиняются закону Вейбулла:

$$f(\sigma_R)=\frac{\alpha}{q}\left(\frac{\sigma_R-\sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha-1}\exp\left[-\left(\frac{\sigma_R-\sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha}\right]; \qquad (9.36)$$

$$F(\sigma_R)=1-\exp\left[-\left(\frac{\sigma_R-\sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha}\right], \qquad (9.37)$$

где σ_R — прочностная характеристика материала (предел текучести $\sigma_т$ или предел прочности $\sigma_в$): — случайная величина; σ_{RM} — минимальное возможное значение случайной величины — параметр положения; q и α — параметры распределения.

Величины σ_{RM}, q и α определяют по известным числовым характеристикам распределения на основе следующих соотношений:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_R = qK_{\alpha 1} + \sigma_{RM}; \\ S(\sigma_R) = qC_\alpha; \\ Sk(\sigma_R) = \dfrac{1}{C_\alpha^3}(K_{\alpha 3} - 3K_{\alpha 1}K_{\alpha 2} + 2K_{\alpha 1}^2). \end{cases} \tag{9.38}$$

Здесь $K_{\alpha 1} = \Gamma(1+1/\alpha)$; $K_{\alpha 2} = \Gamma(1+2/\alpha)$; $K_{\alpha 3} = \Gamma(1+3/\alpha)$; $C_\alpha = \sqrt{K_\alpha - K_{\alpha 1}^2}$, где $\Gamma(U)$ — гамма-функция.

Среднее значение $\bar{\sigma}_R$, стандарт $S(\sigma_R)$ и асимметрия $Sk(\sigma_R)$ распределения $f(\sigma_R)$, вычисляемые на основе результатов экспериментального определения прочностных характеристик однотипных образцов:

$$\bar{\sigma}_R = \frac{1}{N}\sum_i \sigma_{Ri};\quad S(\sigma_R) = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_i \overset{\circ}{\sigma}{}_{Ri}^2};\quad Sk(\sigma_R) = \frac{1}{S^2(\sigma_R)}\sum_i \overset{\circ}{\sigma}{}_{Ri}^3,$$

где σ_{Ri} — значение прочностной характеристики, полученное при испытаниях i-го образца; $\overset{\circ}{\sigma}{}_{Ri}$ — центрированное значение этой характеристики i-го образца: $\overset{\circ}{\sigma}{}_{Ri} = \sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_{Ri}$.

Экспериментальная проверка применимости распределения (9.36) подтвердила, что для сглаживания распределений предела выносливости рам тележек локомотивов, а также пределов прочности литых деталей этих тележек и образцов из стали ВСт3сп5, широко применяемой для изготовления рам тележек и других сварных деталей механической части, следует принимать закон Вейбулла.

§ 9.6. ВИДЫ ОТКАЗОВ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ

Постановка задачи и методы прогнозирования надежности. В несущих деталях механической части локомотивов возможно появление постепенных и внезапных отказов. Постепенные отказы возникают вследствие накопления усталостных повреждений. За внезапные отказы будем принимать отказы, связанные со снижением коэффициента запаса длительной (статической) или ударной прочности ниже допустимой величины.

Первые работы по прогнозированию надежности несущих деталей при внезапных отказах были выполнены Н. С. Стрелецким в 40-х и А. Р. Ржаницыным в 50-х годах. Согласно этим работам вероятность внезапного отказа определяется как вероятность превышения случайной величиной действующего статического напряжения σ случайной величины некоторой характеристики прочности металла σ_R, под которой понимается предел текучести $\sigma_т$ или предел прочности $\sigma_в$.

Вероятность выполнения этого условия характеризуется заштрихованной площадью на рис. 9.13. Если, следуя А. Р. Ржаницыну, предположить, что распределения $f(\sigma)$ и $f(\sigma_R)$ могут быть описаны нормальным законом, то вероятность безотказной работы можно вычислить по формуле

$$P_в = 0{,}5 + \Phi\left(\frac{\mu - 1}{\sqrt{\nu_R^2\mu^2 + \nu_\sigma^2}}\right).$$

Здесь $\Phi(x)$ — функция Лапласа: $\Phi(x) = \int_{-\infty}^{x} \exp(-0{,}5\ u^2)\,du$; $\mu = \bar{\sigma}_R/\bar{\sigma}$; $\nu_\sigma = S_\sigma/\bar{\sigma}$; $\nu_R = S_R/\bar{\sigma}_R$, где $\bar{\sigma}$, $\bar{\sigma}_R$, S_σ, S_R — средние и средние квадратич-

ные отклонения действующих напряжений и характеристик прочности.

Эта методика не получила широкого распространения, так как не учитывает фактор времени; в ней предполагается, что σ_R и σ являются случайными величинами, в то время как для деталей механической части локомотивов напряжения $\sigma(t)$ представляют собой случайные процессы.

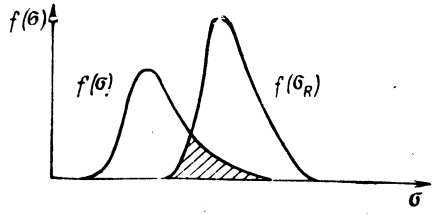


Рис. 9.13. К определению вероятности внезапного отказа

Вероятность безотказной работы несущих деталей, нагруженных случайными динамическими напряжениями, по предложению В. В. Болотина [4], можно оценить по среднему числу положительных пересечений случайным процессом $\sigma(t)$ уровня σ_R в единицу времени. Учитывая, что уровень σ_R является случайным, распределенным по закону $f(\sigma_R)$, вероятность безотказной работы следует рассматривать как условную

$$P_{\text{в}}(t/\sigma_R) = 1 - t f_e \exp\left[-(\sigma_R - \bar{\sigma})^2/(2S_\sigma^2)\right]. \qquad (9.39)$$

Для перехода от условной вероятности к полной воспользуемся известной формулой

$$P_{\text{в}}(t) = \int_{\sigma_{RM}}^{\infty} P_{\text{в}}(t/\sigma_R)\, f(\sigma_R)\, d\sigma_R.$$

Подставив сюда выражение для условной вероятности и принимая в качестве закона распределения $f(\sigma_R)$ закон Вейбулла (9.36), получим

$$P_{\text{в}}(t) = 1 - t f_e \frac{\alpha}{q} \int_{\sigma_{RM}}^{\infty} \left(\frac{\sigma_R - \sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha-1} \exp\left\{-\frac{(\sigma_R - \bar{\sigma})^2}{2S_\sigma^2} - \left(\frac{\sigma_R - \sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha}\right\} d\sigma_R. \qquad (9.40)$$

Таким образом, вероятность появления внезапных отказов обусловлена случайным характером действующих напряжений и прочностных свойств деталей. Аналогично определяют вероятность возникновения постепенных отказов. Предложено [4] определять эту вероятность на основе представления выражения (9.27) для наработки t детали, нагруженной стационарным случайным процессом $\sigma(t)$, как функции одного случайного аргумента — предела выносливости $\sigma_{-1\text{к}}$

$$f(t) = f[\sigma_{-1\text{к}} = \varphi(t)] \frac{d\varphi(t)}{dt},$$

где $\sigma_{-1\text{к}} = \varphi(t)$ — функция, обратная зависимости $t = \psi(\sigma_{-1\text{к}})$, согласно выражению (9.27); $f(\sigma_{-1\text{к}})$ — плотность вероятностей, определяемая выражением (9.36).

Представим функцию $\sigma_{-1\text{к}} = \varphi(t)$ на основе выражения (9.27) в виде

$$\sigma_{-1\text{к}} = \varphi(t) = \sqrt[m]{ct},$$

где $c = t_e J_1 \left(aN_0 \varphi_\sigma^m\right)^{-1}$.

В этом случае $\dfrac{d\varphi}{dt} = \dfrac{\sqrt[m]{c}}{m\sqrt[m]{t^{m-1}}} = \dfrac{\sqrt[m]{c}}{m} t^{1-m/m}$.

Тогда

$$f(t)=\frac{\alpha\sqrt[m]{c}}{mq}\,t^{(1-m)/m}\left(\frac{\sqrt[m]{t}-t_{\text{м}}}{q_t}\right)^{\alpha-1}\exp\left[-\left(\frac{\sqrt[m]{t}-t_{\text{м}}}{q_t}\right)^{\alpha}\right].$$

Вероятность безотказной работы определится выражением

$$P(t)=\int_t^{\infty} f(t)\,dt=\exp\left[-\left(\frac{\sqrt[m]{t}-t_{\text{м}}}{q_t}\right)^{\alpha}\right],$$

где $t_{\text{м}}=\sigma_{-1\text{км}}/\sqrt[m]{c}$; $q_t=q/\sqrt[m]{c}$.

Однако, как известно, случайные процессы нагружения несущих деталей локомотивов не являются стационарными не только вследствие зависимости средних квадратичных отклонений, эффективной частоты и коэффициента широкополосности от скорости движения, но и вследствие влияния изменения кривизны и уклона пути, а главное изменения характеристик пути, определяемых его конструкцией и техническим состоянием. Штриховые линии на рис. 9.10 определяют 99,7 % диапазона разброса зависимостей $S_\sigma(v)$, $f_e(v)$ и $\vartheta(v)$, подчиняющихся нормальному закону распределения. Отмеченная особенность приводит к необходимости разработки специфических методов прогнозирования надежности деталей подвижного состава железных дорог.

Прогнозирование безотказности деталей механической части локомотивов при внезапных отказах. Как было показано в § 8.3, длительную статическую и ударную прочность деталей принято оценивать коэффициентом запаса. Будем считать, что внезапному отказу этих деталей соответствует коэффициент запаса $n_{\text{ст}}$ или $n_{\text{уд}}$, меньший допустимого значения $[n_{\text{ст}}]$ или $[n_{\text{уд}}]$. Коэффициент запаса $n_{\text{ст}}$ будем рассматривать как отношение двух случайных величин

$$n_{\text{ст}}(L)=\sigma_R/\sigma_{\text{эст}}(L)\geqslant[n_{\text{ст}}],\qquad(9.41)$$

где σ_R определяется выражением (9.36); $\sigma_{\text{эст}}$ — выражением (8.16).

Плотность распределения случайной величины $\sigma_{\text{эст}}$ определяется законом распределения абсолютных максимумов с учетом разброса значений S_σ, f_e, σ_m, вызванного нестационарным характером действующих напряжений.

Таким образом, коэффициент запаса $n_{\text{ст}}$ можно рассматривать как детерминированную функцию двух случайных аргументов: σ_R и $\sigma_{\text{эст}}$. Функцию и плотность распределения $n_{\text{ст}}$ можно найти на основе общей формулы. Если y — функция независимых случайных аргументов z_i, то

$$F(y)=\int_{\Omega}\dots\int f(z_1)f(z_2)\dots f(z_n)\,dz_1\,dz_2\dots dz_n,$$

где $f(z_i)$ — плотность распределения случайных величин Z_i; Ω — область, определяющая соответствие между возможными значениями Y, а также $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$.

В рассматриваемом случае для функции двух случайных аргументов

$$F(n_{\text{ст}};\,L)=\int_{\Omega}\int f(\sigma_R)f(\sigma_{\text{эст}};\,L)\,d\sigma_R\,d\sigma_{\text{эст}}.\qquad(9.42)$$

Область интегрирования Ω установим из следующих соображений. Допустим, что эквивалентное действующее напряжение может изменяться от

0 до ∞, тогда в соответствии с выражением (9.41) σ_R может изменяться от 0 до $n_{ст}\sigma_{эст}$ и двойной интеграл в формуле (9.42) можно заменить повторным:

$$F(n_{ст};\ L)=\int_0^{\infty} f(\sigma_{эст};\ L)\int_0^{n_{ст}\sigma_{эст}} f(\sigma_R)\,d\sigma_R\,d\sigma_{эст}. \qquad (9.43)$$

Внутренний интеграл в этом выражении представляет собой значение функции распределения характеристики прочности при $\sigma_R = n_{ст}\sigma_{эст}$, т.е.

$$\int_0^{n_{ст}\sigma_{эст}} f(\sigma_R)\,d\sigma_R = F(\sigma_R = n_{ст}\sigma_{эст}).$$

С учетом этого выражение (9.43) перепишем в виде

$$F(n_{ст};\ L)=\int_0^{\infty} f(\sigma_{эст};\ L)\,F(\sigma_R = n_{ст}\sigma_{эст})\,d\sigma_{эст}.$$

Поскольку за отказ принято снижение коэффициента запаса прочности ниже допустимого значения (9.41), то вероятность появления отказа

$$F(L)=F(n_{ст} < [n_{ст}];\ L)=\int_0^{\infty} f(\sigma_{эст};\ L)\,F(\sigma_R=[n_{ст}]\sigma_{эст})\,d\sigma_{эст};$$

вероятность безотказной работы как вероятность противоположного события определится выражением

$$P(L)=1-F(L)=1-\int_0^{\infty} f(\sigma_{эст};\ L)\,F(\sigma_R=[n_{ст}]\sigma_{эст})\,d\sigma_{эст}.$$

Учитывая, что $F(\sigma_R = [n_{ст}]\sigma_{эст})$ в соответствии с выражением (9.37) можно описать законом распределения Вейбулла

$$F(\sigma_R)=[n_{ст}]\sigma_{эст}=1-\exp\left\{-\left(\frac{[n_{ст}]\sigma_{эст}-\sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha}\right\},$$

окончательно получим

$$P(L)=\int_0^{\infty}\exp\left\{-\left(\frac{[n_{ст}]\sigma_{эст}-\sigma_{RM}}{q}\right)^{\alpha}\right\} f(\sigma_{эст};\ L)\,d\sigma_{эст}. \qquad (9.44)$$

Аналогично можно определить вероятность безотказной работы при внезапном отказе, связанном с нарушением условия ударной прочности,

$$n_у=\sigma_т/\sigma_{эу}\geqslant[n_{уд}]. \qquad (9.45)$$

При этом следует иметь в виду, что закон распределения величины $\sigma_{эу}$ определяется формулой

$$f(\sigma_{эу})=\int_{\sigma_{стм}}^{\sigma_{стб}} f(\sigma_{ст})\int_{\sigma_{ум}}^{\sigma_{уб}} f(\sigma_у)\,d\sigma_{ст}\,d\sigma_у,$$

где $f(\sigma_у)$ — плотность вероятностей ударных напряжений, которая в первом приближении может быть принята нормальной; индексы «б» и «м» означают наибольшие и наименьшие значения соответствующих случайных величин.

Прогнозирование надежности при внезапных отказах может быть вы-

Таблица 9.1

Материал	Моменты распределения		
	$S(z_i)$	$\mu_3(z_i)$	$\mu_4(z_i)$
Прокат	$0{,}07\,\bar{z}_i$	$0{,}395\,S^3(z_i)$	$3\,S^4(z_i)$
Литье	$0{,}043\,\bar{z}_i$	$0{,}248\,S^3(z_i)$	$3\,S^4(z_i)$

полнено и с помощью метода теории чувствительности [28]. При этом моменты распределения $f(\sigma_{эст})$ или $f(\sigma_{эу})$ могут быть определены расчетным путем по выражениям (9.41) и (9.45), а моменты распределения $\sigma_т$ и $\sigma_в$ — по экспериментальным данным или в соответствии с табл. 9.1.

Функции чувствительности $n_{ст}$ и $n_{уд}$ к разбросу случайных аргументов могут быть определены из формул (9.41) и (9.45):

$$\frac{\partial n(\bar{\sigma}_R, \bar{\sigma}_э)}{\partial \sigma_R} = \frac{1}{\bar{\sigma}_э}; \quad \frac{\partial^2 n(\bar{\sigma}_R, \bar{\sigma}_э)}{\partial \sigma_R^2} = 0; \tag{9.46}$$

$$\frac{\partial n(\bar{\sigma}_R, \bar{\sigma}_э)}{\partial \sigma_э} = -\frac{\bar{\sigma}_R}{\bar{\sigma}_э^2}; \quad \frac{\partial^2 n(\bar{\sigma}_R, \bar{\sigma}_э)}{\partial \sigma_э^2} = \frac{2\bar{\sigma}_R}{\bar{\sigma}_э^3}. \tag{9.47}$$

В качестве примера рассмотрим результаты прогнозирования надежности боковины рамы и надрессорной балки тележки одного из типов подвижного состава по наиболее нагруженным сечениям. Как видно, графики законов распределения $f(\sigma_{эст})$ для этих сечений, соответствующие пробегу за срок службы (рис. 9.14, *а*), несимметричны и в боковине рамы действуют более высокие напряжения, чем в надрессорной балке. График закона распределения $f(\sigma_т)$, приведенный на рис. 9.14, *б*, соответствует стали, из которой изготовлены эти детали, и построен по экспериментально найденным моментам распределения, для которых по формулам (9.38) определены параметры распределения Вейбулла: $\sigma_{тм} = 333{,}6$ МПа; $q_т = 64{,}2$ МПа; $\alpha_т = 2{,}42$.

Вероятность безотказной работы боковины рамы и надрессорной балки была определена на основе метода теории чувствительности. Согласно этому методу по значениям моментов распределения $\sigma_{эст}$ и $\sigma_т$ и функций чувствительности, найденным по формулам (9.46) и (9.47), были определены моменты распределений коэффициента запаса статической прочности по отношению к пределу текучести $n_{ст}^т$.

По значениям моментов распределения $n_{ст}^т$ был выбран подходящий закон распределения $f(n_{ст}^т)$. В качестве таких законов целесообразно использовать многопараметрические распределения Пирсона, Джонсона, Вейбулла и т. п. Оказалось, что удовлетворительные результаты дает применение

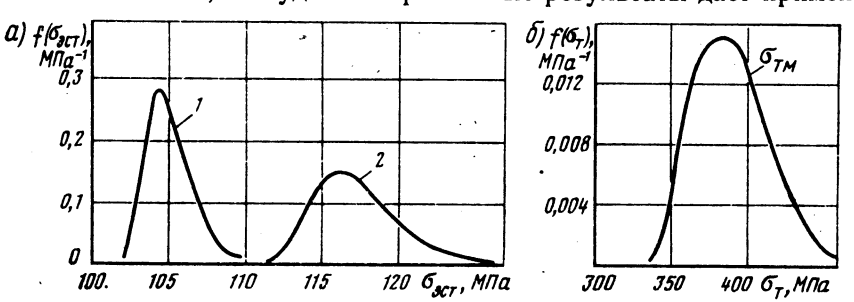


Рис. 9.14. Графики законов распределения действующих напряжений $f(\sigma_{эст})$ (*а*) в наиболее нагруженных сечениях деталей тележки и закона распределения предела текучести $f(\sigma_т)$ этих деталей (*б*):

1 — для надрессорной балки; *2* — для боковины рамы

закона распределения Вейбулла [см. выражения (9.36) и (9.37)]. Значения моментов распределения $n^{т}_{ст}$ и параметров $n^{т}_{ст\,м}$, q_n и α_n соответствующих законов распределения Вейбулла для боковины рамы и надрессорной балки приведены в табл. 9.2, графики $f(n^{т}_{ст})$, построенные для этих узлов, — на рис. 9.15.

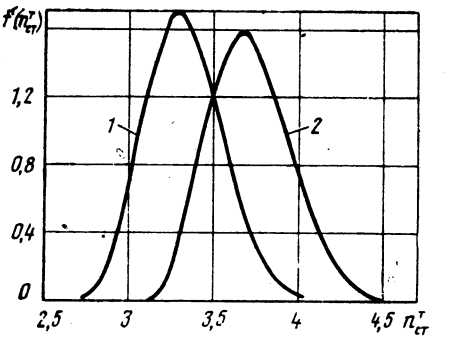


Рис. 9.15. Графики законов распределения коэффициентов запаса статической прочности для боковины рамы (кривая *1*) и надрессорной балки (кривая *2*) тележки

Значение вероятности безотказной работы можно определить на основе следующего соотношения:

$$P_в(L) = 1 - \int_{[n^{т}_{ст}]}^{\infty} f(n; L)\, dn = 1 - F\left([n^{т}_{ст}]; L\right).$$

Подставляя в это выражение значение $F(n, L)$ при $n = [n^{т}_{ст}]$, которое в соответствии с (9.37) записывается как

$$F\left([n^{т}_{ст}]; L\right) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{[n^{т}_{ст}] - n^{т}_{ст\,м}}{q_n}\right)^{\alpha_n}; L\right\},$$

окончательно получаем

$$P_в(L) = \exp\left\{-\left(\frac{[n^{т}_{ст}] - n^{т}_{ст\,м}}{q_n}\right)^{\alpha_n}; L\right\}. \qquad (9.48)$$

По-видимому, полученный вывод о возможности применения закона Вейбулла для сглаживания распределения коэффициента запаса статической прочности может быть распространен и на другие несущие детали локомотивов. В этом случае вероятность безотказной работы можно будет определять по выражению (9.48), что по сравнению с формулой (9.44) значительно упрощает выполнение расчетов.

Прогнозирование безотказности несущих деталей механической части локомотивов при постепенных отказах. При решении этой задачи наработку L или коэффициент запаса усталостной прочности $n_{ус}$, определяемые выражениями (9.34) или (9.35), следует рассматривать как детерминированные функции случайных аргументов $\sigma_{-1к}$, a, m, σ_{-1}, σ_0, $\sigma_в$, $\sigma_{ст}$, $S_\sigma(v)$, $f_e(v)$ и $\vartheta(v)$. При этом разбросы значений $\sigma_{-1к}$, a, m, σ_{-1}, σ_0 и $\sigma_в$ учитывают влияние разброса характеристик материала и отклонений в технологии изготовления деталей. Разброс значений $\sigma_{ст}$, $S_\sigma(v)$, $f_e(v)$ и $\vartheta(v)$ учитывает влияние разброса характеристик пути и рессорного подвешивания, отклонений в размерах детали, а также влияние климатических факторов. Кроме того, разброс

Таблица 9.2

Детали тележки	Моменты и параметры закона Вейбулла для распределения $n^{т}_{ст}$						
	$\bar{n}^{т}_{ст}$	$S^2(n^{т}_{ст})$	$\mu_3(n^{т}_{ст})$	$\mu_4(n^{т}_{ст})$	$n^{т}_{ст\,м}$	q_n	α_n
Боковина рамы	3,33	0,0523	0,00369	0,00806	2,778	0,627	2,619
Надрессорная балка	3,712	0,0610	0,00539	0,00110	3,13	0,655	2,509

значений $\sigma_{ст}$ учитывает влияние уклонов и кривизны пути, а также режимов трогания и торможения.

Считая перечисленные случайные аргументы независимыми, плотность вероятностей наработки до отказа можно определить по общей формуле (9.42), а вероятность безотказной работы при постепенных отказах — по формулам:

$$P(L)=\int_{L}^{\infty} f(L)\,dL; \tag{9.49}$$

$$P(L)=\int_{[n_{ус}]}^{\infty} f(n_{ус};\ L)\,dn_{ус}. \tag{9.50}$$

Поскольку зависимости L и n от рассматриваемых случайных аргументов являются трансцендентными, то вычисление $f(L)$ и $f(n_{ус};\ L)$ может быть выполнено с помощью методов статистических испытаний (Монте-Карло) и теории чувствительности. В связи с большим количеством случайных аргументов, определяющих разброс L и n, решать поставленную задачу целесообразно методом теории чувствительности.

При использовании этого метода моменты распределения случайных аргументов $\sigma_{ст}$, $S_\sigma(v)$, $f_e(v)$ и $\vartheta(v)$ следует определять расчетным способом или по результатам испытаний локомотивов; для случайных аргументов $\sigma_{-1к}$, σ_{-1}, σ_0, $\sigma_в$, a и m — экспериментально. Для ориентировочных расчетов моменты распределений $\sigma_т$, σ_{-1}, σ_0 и $\sigma_в$ могут быть приняты в соответствии с табл. 9.1, а для $\sigma_{-1к}$, a и m — по табл. 9.3. При этом средние значения случайных аргументов a и m принимаются $\overline{a}=1{,}296$ и $\overline{m}=3\div9$.

Для рам тележек целесообразно принимать $\overline{m}=3\div4$, для деталей с меньшей концентрацией напряжений — более высокие значения m. В вагоностроении рекомендуют определять $\overline{m}$ как $\overline{m}=16/\kappa_\sigma$, где κ_σ — коэффициент концентрации.

В качестве примера рассмотрим результаты прогнозирования надежности по условию обеспечения заданного значения коэффициента запаса усталостной прочности рамы тележки электровоза ВЛ10 в узле примыкания поперечной балки к боковине по данным о нагруженности этого узла, приведенным на рис. 9.10. Расчеты надежности были выполнены для значений $\overline{m}=4$; $\sigma_в=417{,}1$ МПа; $\overline{\sigma}_{ст}=60$ МПа; $S(\sigma_{ст})=12$ МПа; $\overline{\sigma}_{-1к}=40$, 45, 50, 55 и 60 МПа.

Таблица 9.3

Изделия	Случайный аргумент	Моменты распределения		
		$S(z_i)$	$\mu_3(z_i)$	$\mu_4(z_i)$
Сварные	$\sigma_{-1к}$	$0{,}18\,\overline{\sigma}_{-1к}$	$0{,}136\,S^3(\sigma_{-1к})$	$2{,}72\,S^4(\sigma_{-1к})$
Литые	$\sigma_{-1к}$	$0{,}2\,\overline{\sigma}_{-1к}$	$0{,}248\,S^3(\sigma_{-1к})$	$3S^4(\sigma_{-1к})$
Любые	a	$0{,}525\,\overline{a}$	$7{,}933\,S^3(a)$	$11{,}96\,S^4(a)$
	m	$0{,}1\,\overline{m}$	0	$3S^4(m)$

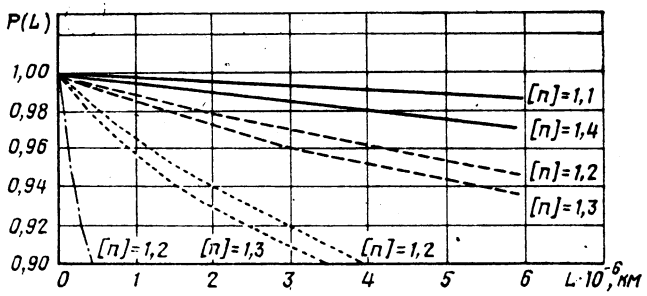


Рис. 9.16. Графики вероятности безотказной работы узла примыкания поперечной балки к боковине рамы тележки электровоза ВЛ10 для $\sigma_{-1к}$=60 МПа (сплошные кривые), 55 МПа (штриховые) 50 МПа (пунктирные) и 40 МПа (штрихпунктирные)

Как видно из рис. 9.16, уровень надежности рамы тележки зависит от выбранных значений $[n_{ус}]$ и $\sigma_{-1к}$. Допустимый уровень надежности, установленный нормативными документами, $[P(L_р)] = 0{,}97$. При этом соответствующий наработке $T_р$ технический ресурс $L_р = T_р L_г$, где $L_г$ — годовой пробег электровоза. Считая, что $L_г = 200\,000$ км/год и $T_р = 30$ лет, получим $L_р = 6 \cdot 10^6$ км.

В соответствии с рис. 9.16 допустимый уровень надежности рассматриваемого узла обеспечивается при значениях $[n_{ус}] = 1{,}4$ и $\sigma_{-1к} = 60$ МПа, что подтверждается опытом эксплуатации, свидетельствующим об отсутствии усталостных трещин в рамах тележек электровозов ВЛ10 и аналогичных им по конструкции рамах тележек электровозов ВЛ80.

Прогнозирование безотказности несущих деталей механической части с учетом процесса возобновления их работы. Несущие детали механической части (оси колесных пар, рамы тележек, пружины и т. п.) являются неремонтируемыми изделиями. Это означает, что каждая такая деталь после отказа должна быть заменена новой. Однако каждая новая деталь также может отказать. Процесс замены отказавшей неремонтируемой детали называют *процессом возобновления*, характеризуют его такими показателями, как ведущая функция потока отказов $\Omega(t)$ и параметр потока отказов $\omega(t)$. Рассмотрим способы определения этих показателей для несущих деталей механической части.

Аналитические выражения для $\omega(t), \Omega(t)$ или $\omega(L), \Omega(L)$ могут быть найдены для изделий, у которых плотность вероятности времени безотказной работы может быть описана простейшими законами распределения: экспоненциальным, нормальным, гамма-распределением. Поскольку для рассматриваемых деталей механической части в качестве $f(L)$ следует принимать закон распределения Вейбулла (9.36), то для определения $\omega(L)$ и $\Omega(L)$ необходимо выполнить разложение функции (9.42) в ряд Тейлора или в ряды по ортогонально нормированным функциям. В данном случае оказалось, что аналитическое выражение для $\omega(L)$ и $\Omega(L)$ может быть получено только при разложении функции $f(L)$ в ряд Тейлора с использованием первых членов разложения, т. е. при кусочно-линейной аппроксимации этой функции. При этом функция $f(L)$ разбивается на b участков, в пределах каждого из которых аппроксимируется выражением

$$f_i(L) = a_i + \kappa_i L \quad \text{при } i = 1, 2, \ldots, b,$$

где a_i — начальное значение $f(L)$ для i-го участка: $a_i = \sum_{r=0}^{i-1} a_r + \kappa_r L$; κ_i — угловой коэффициент i-го участка: $\kappa_i = \dfrac{f_i(L) - f_{i-1}(L)}{\Delta L_i}$

Количество участков разбиения (величина b) выбирают исходя из заданной (например, 5 %) точности аппроксимации функции $f(L)$, а угловой коэффициент κ_b последнего участка определяют на основе выполнения усло-

вия $\int_{-\infty}^{\infty} f(L)\,dL = 1$, что для аппроксимирующей функции можно записать как

$$\sum_{i=1}^{b} \int_{L_{i-1}}^{L_i} (a_i + \kappa_i L)\,dL = 1.$$

В этом случае можно определить аналитические выражения $\omega(L)$ и $\Omega(L)$. С этой целью запишем изображение по Лапласу для $f_i(L)$

$$f_i(p) = a_i/p + \kappa_i/p^2 = (a_i p + \kappa_i)/p^2.$$

Тогда изображение параметра потока отказов примет вид

$$\omega_i(p) = [f_i(p)]/[p - f_i(p)] = (a_i p + \kappa_i)/(p^2 - a_i p - \kappa_i). \qquad (9.51)$$

Для перехода от изображения $\omega_i(L)$ к оригиналу воспользуемся формулой разложения. С этой целью найдем корни полинома знаменателя

$$p_{i1,2} = a_i/2 \pm \sqrt{a_i^2/4 + \kappa_i}. \qquad (9.52)$$

Эти корни будут вещественными, если $\kappa_i > 0$, т. е. на участке $f(L)$, где $\frac{d}{dL} f(L) > 0$. Для этого участка $f(L)$ выражения для интенсивности и функции возобновления имеют вид:

$$\omega_i(L) = \sum_{r=1}^{2} \frac{a_i p_{ir} + \kappa_i}{2p_{ir} - a_i} e^{p_{ir}L}; \qquad (9.53)$$

$$\Omega_i(L) = \sum_{r=1}^{2} \frac{a_i p_{ir} + \kappa_i}{(2p_{ir} - a_i)\,p_{ir}} \left(e^{p_{ir}L_i} - e^{p_{ir}L_{i-1}}\right). \qquad (9.54)$$

Для участка $f(L)$, где $\frac{d}{dL} f(L) < 0$ и $\kappa_i < 0$, корни уравнения (9.51) будут комплексными сопряженными. Перепишем уравнение (9.52), введя новые обозначения:

$$p_{i1,2} = c_i \pm j\omega_i,$$

где $c_i = a_i/2$; $\omega_i = \sqrt{c_i^2 + \kappa_i}$.

В этом случае выражение (9.51) для $\omega_i(p)$ можно преобразовать к виду

$$\omega_i(p) = a_i \frac{p_i + d_i}{(p_i - c_i)^2 + \omega_i^2}. \qquad (9.55)$$

Аналитические выражения для $\omega_i(L)$ и $\Omega_i(L)$ получим через затухающие периодические функции:

$$\omega_i(L) = a_i A_i e^{c_i L} \sin(\omega_i L + \alpha_i); \qquad (9.56)$$

$$\Omega_i(L) = \frac{a_i A_i}{c_i^2 + \omega_i^2} \{e^{c_i L_i}[c_i \sin(\omega_i L_i + \alpha_i) - \omega_i \cos(\omega_i L_i + \alpha_i)] -$$

$$- e^{c_i L_{i-1}}[c_i \sin(\omega_i L_{i-1} + \alpha_i) - \omega_i \cos(\omega_i L_{i-1} + \alpha_i)]\}, \qquad (9.57)$$

где

$$A_i = \frac{1}{\omega_i} \sqrt{(d_i + c_i)^2 + \omega_i^2}; \quad d_i = \kappa_i/a_i;$$

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \left| \frac{\omega_i}{c_i + d_i} \right|.$$

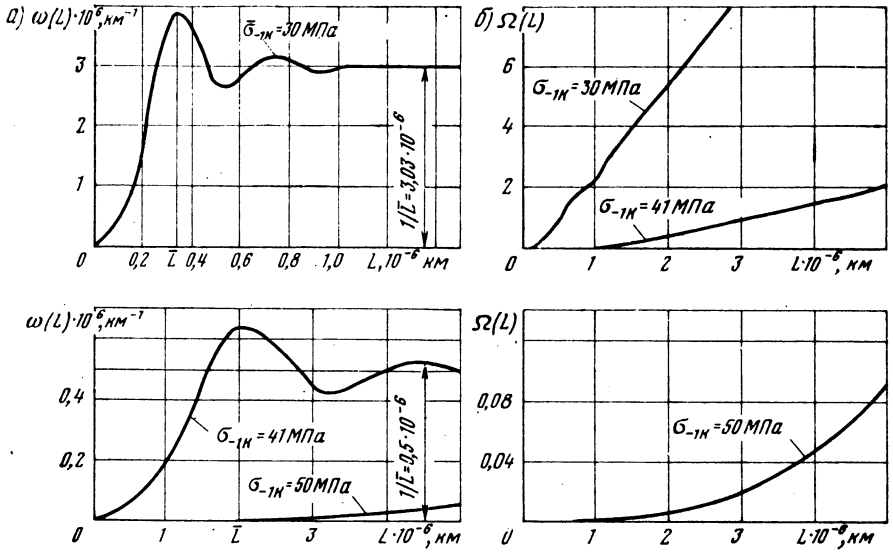


Рис. 9.17. Графики параметров потока отказов (*а*) и ведущей функции потока отказов (*б*) для фланца верхнего моторного кронштейна рамы тележки вагона метрополитена

Для примера приведем результаты расчета показателей процесса возобновления применительно к одной из ранее выпускавшихся модификаций рамы тележки. Как видно из рис. 9.17, при малых средних значениях предела выносливости ($\overline{\sigma}_{-1к} < 50$ МПа) график параметра потока отказов является колебательным в интервале наработки $0 < L \leqslant 6 \cdot 10^6$ км. Максимум этой функции соответствует среднему значению $\overline{L}$, а $\omega(L)$ имеет установившееся значение $\omega(\infty) = \overline{L}^{-1}$.

Процесс возобновления называют стационарным, если на определенном интервале наработки $\omega(L) = \text{const}$. Например, процесс, график $\omega(L)$ которого приведен на рис. 9.17, *а*, стационарен при $L \geqslant 1 \cdot 10^6$ км. Участку стационарности на графике функции $\Omega(L)$ соответствует наклонная прямая при $\sigma_{-1к} \leqslant 41$ МПа на рис. 9.17, *б*.

При высоких средних значениях предела выносливости ($\overline{\sigma}_{-1к} < 41$ МПа) процессы возобновления оказались нестационарными.

Отказ любого из элементов приводит к отказу всей рамы; поскольку отказы ее элементов независимые, то раму тележки с точки зрения надежности можно считать состоящей из последовательно включенных элементов. Ведущая функция потока отказов для такой системы

$$\Omega(L) = \sum_{k=1}^{n} \Omega_k(L).$$

В рассматриваемой раме тележки можно выделить две группы элементов (по четыре в каждой), в которых часто возникают усталостные трещины (в других элементах этой рамы они возникают во много раз реже). В соответствии с этим ведущая функция потока отказов рамы

$$\Omega_р(L) = 4\Omega_1(L) + 4\Omega_2(L),$$

где $\Omega_1(L)$ и $\Omega_2(L)$ — соответственно ведущие функции потока отказов первой и второй групп элементов.

Как видно из рис. 9.18, существующий уровень усталостной прочности рассмотренных элементов рам приведет к необходимости 25 раз заменять каждую раму за срок службы вагона. Повышение усталостной прочности ведет к резкому снижению числа таких замен: уже при $\bar{\sigma}_{-1к} = 50$ МПа потребуется одна замена, а при более высоких значениях $\bar{\sigma}_{-1к}$ — менее одной.

Технико-экономическое обоснование выбора уровня надежности несущих деталей. Эти детали можно разделить на две группы. К первой из них отнесем высоконадежные детали, т. е. такие, появление отказов в которых недопустимо за весь срок службы, так как их отказы ведут к аварии локомотива. К ним относятся колесные пары, рамы тележек, рессорные подвески, надрессорные брусья, поддоны и т.п. За критерий отказа этих деталей можно принимать снижение коэффициента запаса усталостной прочности ниже допустимого значения $[n_{ус}]$, и безотказность следует определять на основе формулы (9.50). Допустимое значение коэффициента $[n_{ус}]$ на основе рассмотренных результатов расчета безотказности рамы тележки электровоза ВЛ10 можно принять равным 1,4.

Ко второй группе отнесем такие несущие детали, отказ которых вызывает экономический ущерб, например детали кузова, пружины, детали гасителей колебаний, несущие детали тяговых двигателей, электрических аппаратов и т. п. За отказ этих деталей можно принимать появление усталостной трещины конечной длины и их безотказность следует определять на основе формулы (9.49).

Для деталей второй группы характеристики усталостной прочности, определяющие уровень их надежности, следует выбирать, производя технико-экономические расчеты. При этом необходимо иметь в виду, что повышение надежности любого изделия приводит к дополнительным затратам при его изготовлении и в то же время к экономии средств при его эксплуатации. Для предприятия-изготовителя повышение затрат на изготовление более надежной продукции обусловлено более тщательным выполнением научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, введением дополнительных упрочняющих технологических процессов, общим улучшением технологии, применением материалов более высокого качества. Все эти мероприятия обеспечат экономию от снижения брака и внутризаводских потерь на выполнение гарантийных ремонтов и рекламаций.

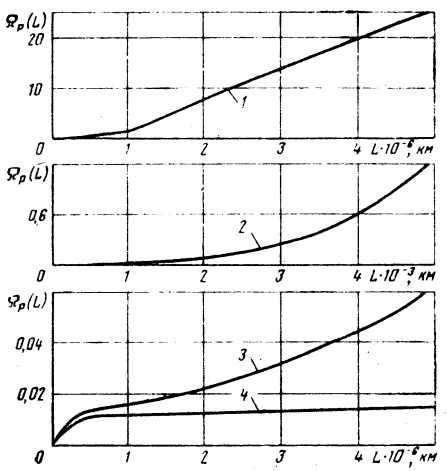


Рис. 9.18. Графики ведущей функции потока отказов рамы тележки вагона метрополитена:

1 — для технологических и параметрических отказов; *2, 3, 4* — для значений $\bar{\sigma}_{-1к}$, соответственно равных 50, 60 и 70 МПа

Для организации-потребителя продукции (локомотивные депо) повышение надежности ведет к уменьшению количества необходимых изделий, сокращению простоев, снижению затрат на выполнение планово-предупредительных и случайных ремонтов. Таким образом, уровень безотказности изделий функционально связан с затратами на их производство и эксплуатацию, в связи с чем возникает задача выбора экономически обоснованного уровня надежности.

Каждое возобновление работы изделия (замена отказавшего изделия но-

вым) сопровождается затратами, определяемыми следующим образом:

$$\mu = \mu_и + \mu_з + \mu_т,$$

где $\mu_и$ — стоимость изделия, зависящая от уровня его надежности; $\mu_з$ — стоимость работ по замене отказавшего изделия новым, включая потери от внепланового ремонта и простоя; $\mu_т$ — средние транспортные расходы на доставку новых изделий взамен отказавших.

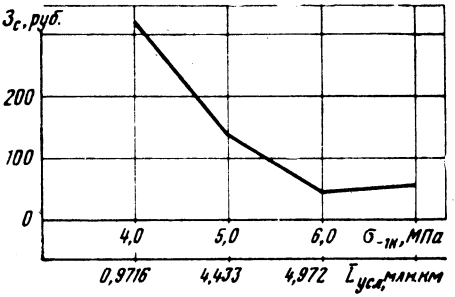


Рис. 9.19. К определению экономически обоснованного уровня надежности рамы тележки вагона метрополитена

За нормируемый показатель надежности несущих деталей механической части локомотивов для деталей второй группы как неремонтируемых возобновляемых изделий следует принимать условную среднюю наработку до отказа $\bar{L}_{усл}$ [28]. С учетом процесса возобновления условная средняя наработка до отказа

$$\bar{L}_{усл} = \int_0^{L_р} P_в(L)\, dL,$$

где $L_р$ — технический ресурс: $L_р = T_с L_г$; $P_в(L)$ — вероятность безотказной работы восстанавливаемого изделия:

$$P_в(L) \cong \exp\{-[\Omega(L+dL) - \Omega(L)]\}.$$

В формулах $T_с$ — срок службы локомотива или его узла; $L_г$ — годовой пробег локомотива в эксплуатации.

Для выбора экономически обоснованного уровня надежности необходимо определить значение $\bar{L}^*_{усл}$, при котором суммарные затраты на производство и эксплуатацию изделия будут минимальными. Эти затраты, приведенные к начальному моменту эксплуатации,

$$З_с = \mu N \sum_{q=1}^{Ц[\bar{T}_{усл}]} \frac{\Omega(qL_г) - \Omega[(q-1)L_г]}{(1+E_н)^q} (1-\lambda)^q, \qquad (9.58)$$

где $\bar{T}_{усл}$ — условная средняя наработка до отказа в годах: $\bar{T}_{усл} = \bar{L}_{усл}/L_г$; $Ц[\bar{T}_{усл}]$ — целая часть (в годах) условной средней наработки до отказа; $E_н$ — нормативный коэффициент экономической эффективности ($E_н = 0{,}12$); λ — среднегодовой темп снижения затрат на производство и транспортировку в расчете на одно изделие.

Количество изделий N данного типа, находящихся в эксплуатации, определяется по среднегодовому объему производства и среднему сроку выпуска изделия данного типа, который составляет обычно 7 лет.

В числителе формулы (9.58) стоит разность значений функции возобновления для текущего и предшествующего годов, что определяет количество замен отказавших изделий новыми, выполненное за данный год.

Для примера на рис. 9.19 приведены результаты расчета суммарных затрат на производство и эксплуатацию рамы тележки вагона метрополитена в зависимости от нормируемого показателя надежности $\bar{L}_{усл}$. При этом предполагалось, что мероприятия по повышению уровня надежности сводятся к увеличению среднего значения предела выносливости $\bar{\sigma}_{-1к}$ и не изменяют коэффициента его вариации, асимметрии и эксцесса, а также характеристик

эксплуатационного нагружения. Как видим, наименьшее значение суммарных затрат получается при среднем значении предела усталости 60 МПа. Соответствующую этому условную среднюю наработку до отказа ($4{,}972 \cdot 10^6$ км) следует считать экономически обоснованным уровнем надежности.

Глава 10

УПРУГИЕ И ДИССИПАТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

§ 10.1. ПРУЖИНЫ И ТОРСИОНЫ

В рессорном подвешивании локомотивов применяют цилиндрические винтовые пружины из прутков круглого поперечного сечения. Материал прутков — горячекатаная кремнистая сталь марки 55С2 или 60С2 (60С2А, 60С2ВА) (ГОСТ 14959—79). После термической обработки (закалка в масле при температуре 870 °С и отпуск при 460 °С) предел текучести должен составлять $\sigma_т = 1200$ МПа, а твердость по Бринеллю НВ 375—444 (ГОСТ 1452—86). Механические характеристики рессорно-пружинной стали приведены в табл. 10.1.

Термически обработанные пружины должны быть упрочнены наклепом дробью или заневоливанием, которое производится либо нагружением пружины до создания в ней напряжений выше предела текучести и выдержкой при этих напряжениях в течение длительного времени (не менее 12 ч), либо многократным (не менее 10 раз) обжатием пружины с созданием в ней напряжений выше предела текучести.

При дробеструйном наклепе улучшаются механические характеристики материала и устраняются мелкие дефекты на поверхности. При заневоливании в результате пластических деформаций в наружном слое прутка образуются остаточные напряжения, по знаку противоположные напряжениям при нагрузке. Поэтому суммарные напряжения при нагрузке меньше, чем были бы без заневоливания. Заневоливание позволяет уменьшить размеры пружин без снижения их прочности.

В некоторых случаях для повышения предела выносливости заготовки для пружин перед навивкой шлифуют (например, для тепловоза ТЭП70). Опорные поверхности пружины должны быть плоскими и расположены перпендикулярно оси пружины. Перед навивкой концы прутка оттягивают для образования опорного витка пружины на длине в $^3/_4$ витка. Поэтому число рабочих витков n, определяющих жесткость пружины, на полтора витка меньше их общего числа n_0.

Геометрические параметры пружины (рис. 10.1) — это диаметр прутка d, средний диаметр пружины D, высота пружины в свободном состоянии $h_{св}$, число рабочих витков пружины n, шаг витков $a_ш$, угол подъема витков α, $m = D/d$ — индекс пружины. Прогиб пружины f от действия сжимающей силы P можно определить по формуле Мора (см. § 8.2), считая, что он происходит благодаря кручению прутка пружины. В этом случае формула (8.10) принимает вид

$$f = \int_l \frac{M_{xк}\,\overline{M}_{xк}}{GJ_p}\,dx.$$

Таблица 10.1

Марка стали	Временное сопротивление, МПа		Предел текучести, МПа		Предел выносливости, МПа	
	$\sigma_в$	$\tau_в$	$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_{-1}	τ_{-1}
55С2	1300	900	1200	700	480	360
60С2	1300	850	1200	650	450	300

Так как крутящий момент $M_{кр} = PD/2$, единичный крутящий момент при $P = 1$ будет $\overline{M}_{кр} = D/2$, то

$$f = \int_0^l \frac{PD^2\,dx}{4GJ_p} = \frac{PD^2 l}{4GJ_p} = \frac{8D^3 nP}{Gd^4}, \quad (10.1)$$

где G — модуль упругости при сдвиге; J_p — полярный момент инерции сечения прутка.

Основной характеристикой пружины является жесткость, которая численно равна нагрузке, вызывающей прогиб пружины на единицу длины:

$$ж = P/f = Gd^4/(8D^3 n). \quad (10.2)$$

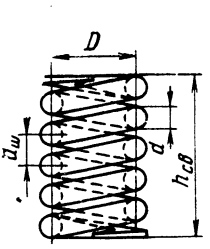


Рис.10.1

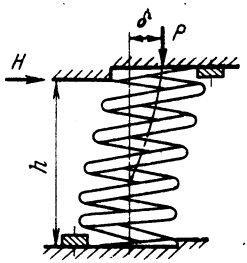


Рис. 10.2

Рис. 10.1. Цилиндрическая пружина

Рис. 10.2. Положение цилиндрической пружины при действии вертикальной и горизонтальной нагрузок

При определении напряжения в поперечных сечениях прутка принимают во внимание, что обычно применяющиеся в рессорном подвешивании локомотивов пружины имеют малый шаг витка и можно считать, что витки расположены в плоскостях, перпендикулярных оси пружины. Исходя из этого принимают, что в плоскости поперечного сечения витка возникают касательные напряжения от сдвига силой P и кручения моментом $M_к = PD/2$:

$$\tau = \frac{M_к}{W_p} + \frac{P}{S} = \frac{8PD}{\pi d^3}\left(1 + \frac{d}{2D}\right).$$

Более точные расчеты показывают, что напряжения во внутренних точках пружины возрастают вследствие кривизны витка по сравнению с напряжениями в прямом стержне, закручиваемом моментом $PD/2$. Наибольшие напряжения во внутренних точках витков

$$\tau_{max} = \kappa_к \frac{8PD}{\pi d^3}, \quad (10.3)$$

где $\kappa_к$ — коэффициент концентрации напряжений:

$$\kappa_к = 1 + 1{,}25/m + 0{,}875/m^2 + 1/m^3.$$

При расчете пружин на прочность исходят из того, что максимальное касательное напряжение τ_{max} от статического действия нагрузки не должно превышать допускаемое касательное напряжение $[\tau]$, деленное на коэффициент запаса κ_τ, т. е. $\tau_{max} \leqslant [\tau]/\kappa_\tau$.

Коэффициент κ_τ рекомендуется принимать не менее 1,7—1,8 для буксовой ступени подвешивания и не менее 1,5—1,6 для кузовной [19]; $[\tau] = 750$ МПа.

В кузовной ступени рессорного подвешивания локомотивов часто витые пружины используют в качестве упругого элемента, работающего не только в продольном, но и в поперечном (относительно оси пружины) направлении (так называемая система «Флексикойл»).

В этом случае горизонтальный прогиб δ при параллельном смещении опорных плоскостей (рис. 10.2)

$$\delta = H\left\{\frac{1}{P}\left[\frac{2}{\varkappa}\operatorname{tg}\frac{\varkappa h}{2} - h\right] + \frac{h}{S}\right\} = \frac{H}{ж_г}, \quad (10.4)$$

где H — горизонтальная сила; $ж_г$ — боковая жесткость пружины; h — высота пружины, сжатой под действием силы P, определяемая как $h = h_{св} - d - f_{ст}$ ($f_{ст}$ — прогиб пружины от действия силы P);

$$\varkappa = \sqrt{\frac{PS}{B(S-P)}}.$$

Здесь $B = EJ_x/\xi$; $S = 8EJ_x \operatorname{tg}\alpha/D^2$; $\xi = (2 + \mu\cos^2\alpha)/(2\sin\alpha)$,

где J_x — осевой момент инерции сечения прутка пружины; α — угол подъема винтовой линии пружины, определяемый из условия $\operatorname{tg}\alpha = h/(Dn\pi)$.

При действии силы H касательные напряжения

$$\tau_г = \left(\frac{5H}{\varkappa d^3}\operatorname{tg}\frac{\varkappa h}{2}\right)\eta_г, \qquad (10.5)$$

где $\eta_г$ — коэффициент концентрации напряжений:

$$\eta_г = 1 + 0{,}63/m + 0{,}35/m^2.$$

Напряжения $\tau_г$ складываются с напряжениями τ_{max} от вертикальной нагрузки.

Уменьшить габаритные размеры однорядной пружины можно, заменив ее многорядной с меньшими диаметрами навивки прутков и пружин. В этом случае во внутренней полости наружной пружины концентрически располагаются вторая, а иногда еще и третья пружины. Чтобы предотвратить соприкосновение витков пружин и попадания витков одной пружины между витками другой, пружины навивают в разные стороны. Кроме того, обеспечивают достаточный зазор (3—5 мм) между пружинами.

Рассмотрим комплект из двух пружин, нагруженный силой P. Обозначим диаметры наружной и внутренней пружин соответственно D_1 и D_2, диаметры прутков d_1 и d_2, числа рабочих витков n_1 и n_2, нагрузки на каждую из них P_1 и P_2, прогибы f_1 и f_2, наибольшие напряжения τ_1 и τ_2.

Обычно пружины устанавливают так, чтобы их прогибы были одинаковы: $f_1 = f_2$. Отсюда следует (для пружин с одинаковым модулем сдвига)

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{D_2^3 n_2 d_1^4}{D_1^3 n_1 d_2^4}.$$

В рационально спроектированных пружинах наибольшие напряжения одинаковы: $\tau_{1max} = \tau_{2max}$. Их этого условия следует

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{D_2 d_1^3 \kappa_{к2}}{D_1 d_2^3 \kappa_{к1}}.$$

Соотношение между параметрами пружин, соответствующее указанным выше условиям,

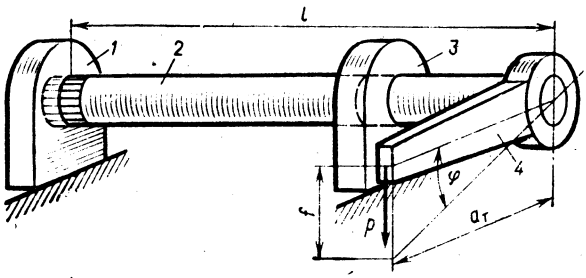
$$\frac{D_1^2 n_1}{d_1 \kappa_{к1}} = \frac{D_2^2 n_2}{d_2 \kappa_{к2}}.$$

Если обе пружины имеют одинаковые индексы $m_1 = m_2$, то $\kappa_{к1} = \kappa_{к2}$ и это соотношение примет вид

$$n_1/n_2 = D_2/D_1, \text{ или } D_1 n_1 = D_2 n_2.$$

При проектировании пружин с малыми индексами внутренние пружины, имеющие малый диаметр и большую высоту, необходимо проверять на устойчивость. В нормах для расчетов на прочность [26] приведены соотношения

Рис. 10.3. Торсионная рессора



между высотой ненагруженной пружины $h_{св}$ и ее средним диаметром D при которых обеспечивается ее устойчивость: для шарнирного закрепления опорных витков $h_{св}/D < 1{,}75$; при жестком защемлении концевых витков $h_{св}/D < 3{,}5$.

Двойные пружины, например, используются в рессорном подвешивании (буксовом) электровозов ВЛ8, ВЛ23, тройные — в унифицированной тележке тепловозов ТЭ10М, 2ТЭ116, 2ТЭ10В, 2М62, ТЭМ3. Характеристики пружин буксового подвешивания приведены в табл. 10.2.

В некоторых конструкциях используются торсионные рессоры (рис. 10.3), в которых в качестве упругого элемента используется стержень *2* с прямой осью, работающий на кручение (торсион). Стержень закреплен неподвижно во втулке *1* и может свободно поворачиваться относительно подшипника *3*, являющегося его второй опорой. К свободному концу стержня прикреплен рычаг *4*, к которому приложена нагрузка P.

Условие прочности торсиона диаметром d следующее:

$$\tau = 16Pa_т/(\pi d^3) \leqslant [\tau],$$

где $a_т$ — длина рычага, подвески.

Вертикальное перемещение точки приложения силы

$$f = a_т\varphi = Pa_т^2 l/(GJ_p),$$

где l — длина рабочей части торсиона; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения торсиона; $ж$ — жесткость торсиона: $ж = P/f = GJ_p/(a_т^2 l)$.

Таблица 10.2

Локомотив	Пружина	Диаметр прутка, мм	Диаметр пружины, мм	Число рабочих витков	Статическая нагрузка, кН	Жесткость, (Н/м) 10^{-4}	Статический прогиб, мм
ВЛ8	Наружная	33	120	4	30,3	171	17,7
	Внутренняя	19	65	7,5	10,7	63,5	16,7
ВЛ23	Наружная	36	138	4	28,1	159	17,7
	Внутренняя	22	76	7,25	12,9	73	17,7
ВЛ60	Одинарная	40	160	3,5	41,6	179	23,3
ВЛ80	»	42	160	2,5	46,7	275	17
ЧС2	»	40	160	3	41,2	208	19,8
ТЭ3, 2ТЭ10Л, ТЭ7	»	40	200	4,5	43,0	107	40
2ТЭ116, 2ТЭ10В	Наружная	36	224	5,5	30,9	24,5	126
	Средняя	23	193	—	11,0	8,7	126
	Внутренняя	16	136	—	5,65	4,5	126

Так как рабочая часть торсиона испытывает только деформацию кручения, материал используется лучше, чем в пружинах, однако стоимость изготовления торсионов и их креплений выше, чем пружин.

§ 10.2. ЛИСТОВЫЕ РЕССОРЫ

Рессоры в соответствии с ГОСТ 1425—76 изготавливают из листов рессорно-пружинной кремнистой стали марок 55С2 и 60С2. Часть листов имеют одинаковую длину (верхний лист называется коренным, а расположенные под ним — подкоренными). Остальные (наборные) листы имеют разные длины. Для предотвращения поперечного сдвига листы обычно выполняют из желобчатой стали.

В горячем состоянии листы изгибают так, что более короткие листы имеют бо́льшую кривизну, что обеспечивает их плотное прилегание. В результате термообработки (закалка при температуре 870 °С в масле и отпуск при вторичном нагреве до 470 °С) механические характеристики стали должны соответствовать указанным в табл. 10.1.

После термообработки листы рессоры подвергают дробеструйному наклепу, чтобы повысить предел выносливости. Для повышения чувствительности рессоры к изменению нагрузки и уменьшения износа листов их поверхности смазывают смесью машинного масла (25%), солидола (25%) и графита (50%). На пакет листов в средней части надевают хомут в горячем состоянии и обжимают его одновременно со всех сторон на прессе. Материал хомута: углеродистая сталь 10 или Ст3. Для снижения концентрации напряжений кромки листов у торцов закругляют. После изготовления или ремонта рессоры испытывают на изгиб нагрузкой, соответствующей расчетному напряжению 1000 МПа. Остаточные деформации после испытания рессоры не допускаются.

За *длину рессоры* (рис. 10.4) принимают расстояние L между центрами отверстий коренного листа. Так как оно изменяется в зависимости от нагрузки, то различают длину рессоры в свободном состоянии (без нагрузки) и расчетную длину (при расчетной нагрузке).

Стрелой прогиба рессоры называют расстояние от прямой, соединяющей центры отверстий в верхнем листе, до его поверхности в средней части рессоры. Для рессоры в свободном состоянии (незагруженной) это расстояние называют *фабричной стрелой*, или *стрелой прогиба в свободном состоянии*.

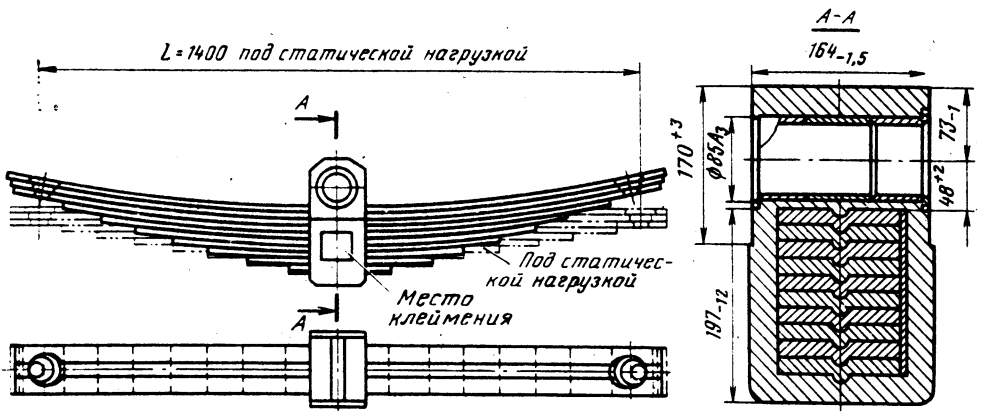


Рис. 10.4. Листовая рессора

Разность стрел прогиба без нагрузки и под нагрузкой равна *прогибу рессоры*. *Статическим* $f_{ст}$ называют *прогиб* рессоры под статической нагрузкой $P_{ст}$.

Рессору можно рассматривать как балку длиной L, нагруженную по концам и опирающуюся посередине (рис. 10.5). Наименьший вес при наибольшем прогибе имеет балка равного сопротивления изгибу, т. е. такая, наибольшие напряжения в любом сечении которой одинаковы и равны допускаемому $[\sigma]$. Этому условию соответствует балка постоянной высоты h, ширина b_x которой меняется по линейному закону. Если наибольшая ширина балки посередине равна b_0, то в сечении на расстоянии x от опоры $b_x = 2b_0x/L$. В том же сечении изгибающий момент M_y, момент инерции сечения $J_y^{(x)}$ относительно горизонтальной поперечной центральной оси y и момент сопротивления $W_y^{(x)}$ будут соответственно:

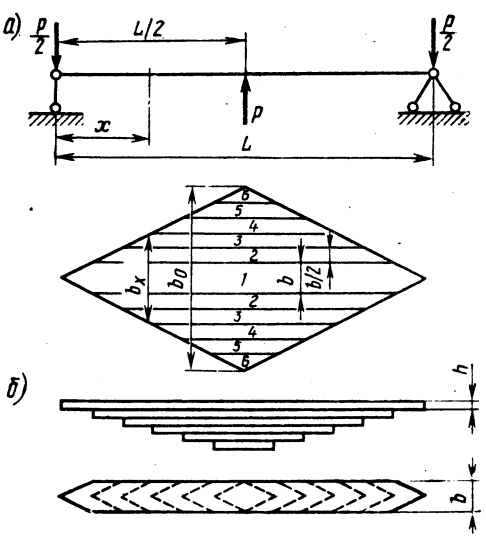


Рис. 10.5. Схема рессоры как бруса равного сопротивления

$$M_y = \frac{P}{2}x; \quad J_y^{(x)} = \frac{b_0 h^3}{12}\frac{2x}{L} = J_0\frac{2x}{L};$$

$$W_y^{(x)} = \frac{b_0 h^2}{6}\frac{2x}{L} = W_0\frac{2x}{L},$$

где J_0 — момент инерции при $x = L/2$.

Наибольшее напряжение σ_{max} при изгибе в сечении с координатой x

$$\sigma_{max} = \frac{M_y}{W_y^{(x)}} = \frac{PL\cdot 6}{4b_0 h^2} = \frac{M_{max}}{W_0},$$

т. е. σ_{max} не зависит от положения сечения и постоянно по длине балки.

Для определения прогиба среднего сечения используем формулу Мора

$$f_1 = \int_l \frac{M_y \overline{M}_1}{EJ_y^{(x)}}\,dx,$$

где $\overline{M}_1$ — единичный изгибающий момент от силы $P = 1$, т. е. $\overline{M}_1 = 0{,}5x$; E — модуль упругости при растяжении.

Прогиб бруса равного сопротивления изгибу

$$f_1 = 2\int_0^{L/2} \frac{Px^2 L}{8EJ_0 x}\,dx = \frac{PL^3}{32EJ_0} = \frac{3PL^3}{8Eb_0 h^3}.$$

Для бруса постоянного сечения прогиб среднего сечения

$$f_2 = \frac{PL^3}{48EJ_0} = \frac{1}{4}\frac{PL^3}{Eb_0 h^3}.$$

Соответствующие величины жесткостей:

$$ж_1 = \frac{P}{f_1} = \frac{8Eb_0h^3}{3L^3}; \quad ж_2 = \frac{P}{f_2} = \frac{4Eb_0h^3}{L^3}.$$

Сравнение полученных величин показывает, что жесткость балки равного сопротивления изгибу в 1,5 раза меньше, чем балки постоянного поперечного сечения той же прочности, а вес в 2 раза меньше.

Если разрезать лист, изображенный на рис. 10.5, *а*, на полосы и соединить части, обозначенные одинаковыми цифрами *1—6*, то получим теоретическую рессору (рис. 10.5, *б*) в виде набора отдельных полос с заостренными концами шириной $b = b_0/n_0$, где n_0 — число листов. Из-за наличия перерезывающей силы $Q = P/2$ устанавливают несколько листов полной длины (коренных и подкоренных). Влияние хомута учитывают, вычитая треть его длины из длины рессоры. Жесткость рессоры, имеющей m коренных и n наборных листов, можно получить, складывая жесткости каждой части:

$$ж_р = ж_1 + ж_2 = \frac{8Ebh^3}{3\,(L - a/3)^3}\,(n + 1{,}5m),$$

где a — ширина хомута.

Наибольшие напряжения при изгибе рессоры при статической нагрузке

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_y} = \frac{PL}{4}\,\frac{6}{(m+n)\,bh^2} = \frac{3}{2}\,\frac{PL}{(m+n)\,bh^2}. \qquad (10.6)$$

Прочность рессоры оценивают коэффициентом запаса $n_\sigma = [\sigma]/\sigma_{max}$. По данным ВЭлНИИ в качестве наименьшего допускаемого следует принимать $n_\sigma = 1{,}6$ [19].

Характеристики рессор некоторых локомотивов приведены в табл. 10.3.

Между листами рессоры действуют силы трения, пропорциональные нажатиям листов один на другой. Эти силы зависят от нагрузки на рессору и сжатия листов хомутом. Так как последняя величина мала по сравнению с первой, то ее влиянием обычно пренебрегают и считают, что силы трения в рессоре пропорциональны нагрузке на нее.

Из-за действия сил трения линия нагрузки *OB* и линия разгрузки *OC* рессоры на диаграмме зависимости прогиба от нагрузки (рис. 10.6, *а*) не совпадают. При отсутствии трения характеристика рессоры определяется прямой *OK*, соответствующей ее жесткости $ж = P_{ст}/f_{ст}$, где $P_{ст}$ — статическая нагрузка на рессору; $f_{ст}$ — статический прогиб рессоры.

Сила трения рессоры $F = \varphi_{тр}P$, где $\varphi_{тр}$ — коэффициент относительного трения рессоры.

Таблица 10.3

Локомотив	Число листов		Сечение листов (ширина × × толщина), мм	Рабочая нагрузка, кН	Статический прогиб, мм	Длина рессоры под нагрузкой, мм	Жесткость рессоры, (Н/мм) × $\times 10^{-4}$
	коренных	наборных					
ВЛ22	4	10	100×13	81,4	51,8	1100	157
ВЛ60	3	7	120×16	84,2	69,3	1400	122
ВЛ80	3	7	120×16	87,3	71,8	1400	122
ВЛ10	3	7	120×16	84,6	69,5	1400	122
ЧС2	3	6	120×16	83,3	46,5	1200	179
ТЭ3, ТЭ7, ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ10Л, 2ТЭ40	2	6	120×16	86,0	50	1150	173
ТЭП60	2	6	120×16	97,0	39,3	1050	246

Нагрузка на рессору $P = жf$, где f — прогиб рессоры. При нагружении рессоры сила $P_н$, необходимая для ее прогиба на величину f,

$$P_н = жf + F = жf(1 + \varphi_{тр});$$

при разгрузке рессоры

$$P_р = жf - F = жf(1 - \varphi_{тр}).$$

Коэффициент относительного трения

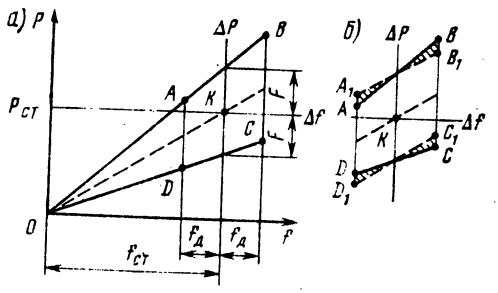


Рис. 10.6. Зависимости приложенной силы от прогиба рессоры

$$\varphi_{тр} = 2\mu_{тр}(n + m - 1)h/L,$$

где $\mu_{тр}$ — коэффициент трения между листами рессоры, зависящий от наличия смазки ($\mu_{тр} = 0{,}2 \div 0{,}4$); $n + m$ — число листов рессоры; h — толщина листа рессоры; L — длина рессоры.

При колебаниях подрессоренной массы с амплитудой $f_д$ рессора работает в пределах части диаграммы $ABCD$ (рис. 10.6, *б*).

Площадь четырехугольника $ABCD$ характеризует работу сил трения при колебаниях подрессоренной массы с амплитудой $f_д$ или рассеиваемую механическую энергию за один период колебаний. Так как площади четырехугольника $ABCD$ и параллелограмма $A_1B_1C_1D_1$ равны, то часто силу трения в процессе колебаний считают постоянной $F = P_{ст}\varphi_{тр}$.

Для того чтобы обеспечить гашение колебаний и не уменьшить существенно гибкость рессоры, рекомендуется принимать $\varphi_{тр} = 5 \div 6\%$.

§ 10.3. РЕЗИНОВЫЕ И РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Резиновые и резинометаллические несущие детали находят широкое применение в качестве упругих элементов и подвижных соединений на подвижном составе.

Благодаря сравнительно высоким допустимым относительным деформациям и наличию внутреннего трения удается создавать компактные упругие элементы, реализующие также рассеивание энергии, что позволяет, например, обходиться при их применении без гасителей колебаний в буксовой ступени подвешивания. Внутреннее трение в резине особенно эффективно способствует подавлению высокочастотных вибраций — шумов. Разумеется, рассеивание энергии приводит к повышению температуры материала резины, что в отдельных случаях может оказаться нежелательным.

Высокие допустимые относительные деформации сдвига позволяют создавать сферические и цилиндрические шарниры — сайлент-блоки, многослойные подвижные опоры и другие подвижные соединения, в которых не возникает поверхностное трение, а следовательно, не происходит изнашивание и нет необходимости в применении смазки.

Резинометаллические несущие детали (часто называемые амортизаторами) выполняют в виде прямоугольных пластин либо в виде круглых сплошных или кольцевых шайб (в маятниковой подвеске тяговых электродвигателей), в виде полых конусов (в центральных маятниковых опорах кузова на тележки локомотивов ВЛ60, ТЭП60) и втулок (в буксовых поводках в цилиндрических буксовых направляющих). В таких амортизаторах резина испытывает деформации сжатия, сдвига, а также сложного сопротивления.

В качестве материала для перечисленных деталей применяют морозостойкие резины, физико-механические характеристики которых приведены в табл. 10.4. Твердость резины определяется с помощью твердомера Шора по глубине внедрения в резину конического наконечника, нагружаемого пружиной.

Опыты показывают, что при деформации резины объем ее практически не изменяется [27]. При малых деформациях коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}5$, модули упругости первого и второго родов связаны зависимостью

$$G = E/[2(1 + \mu)] = E/3.$$

Модули упругости определяются твердостью резины. Статический модуль упругости при сдвиге в зависимости от твердости приближенно может быть определен по формуле, МПа,

$$G = h^2/3800,$$

где h — твердость по Шору.

При динамической нагрузке модули упругости $E_д$ и $G_д$ выше, чем при статической: $E_д = \kappa_д E$; $G_д = \kappa_д G$.

Изменение частоты в диапазоне 10—200 Гц мало влияет на значение $\kappa_д$, которое существенно зависит от твердости резины. Так, при твердости h, равной 50, 60 и 70, коэффициент $\kappa_д$ соответственно равен 1,27; 1,6 и 2,2.

Допускаемые напряжения для резины с пределом прочности при разрыве 10—20 МПа и относительном удлинении 400—500% рекомендуются [19]: при длительной динамической нагрузке на сжатие 1,0 — 1,5 МПа, на сдвиг — 0,3—0,5 МПа.

Рассмотрим расчет амортизаторов сжатия. Сжимающие напряжения

$$\sigma = P/S_a \leqslant [\sigma],$$

где P — сжимающая сила; S_a — площадь поперечного сечения амортизатора.

Так как объем резины при деформации практически не меняется, и она является несжимаемой, то для того, чтобы был прогиб у амортизатора, резина должна иметь возможность выпучиваться. Деформация сжатия амортизатора зависит не только от значений упругих постоянных E и G, но и от формы и условий закрепления торцов резиновой детали на опорных поверхностях. Если перемещения резины относительно опорных поверхностей стеснены (резина к ним привулканизирована или действуют силы трения), то это приводит к повышению жесткости резиновых деталей при сжатии.

Таблица 10.4

Механические характеристики	Значения показателей резины марки		
	7-1847	7-2959	7-2462
Твердость по Шору	42,5	52,5	67,5
Модуль упругости, МПа	1,7	2,3	5,7
Модуль упругости при сдвиге, МПа	0,48	0,67	1,5
Коэффициент Пуассона	0,492	0,487	0,482
Сопротивление разрыву, МПа	18,0	18,0	7,5
Относительное удлинение при разрыве, %	675	550	325
Температурный интервал работоспособности, °С	—50÷+80	—50÷+80	—50÷+80

Для учета влияния формы резинового элемента и условий на торцах вводят условный модуль упругости $E_у$ при сжатии:

$$E_у = E(1 + m_ф \kappa_ф) = \beta E,$$

где $m_ф$ — коэффициент, учитывающий влияние размеров, формы и способа закрепления торцов резинового элемента; $\kappa_ф$ — коэффициент формы, который равен отношению площади нагружения S к площади выпучивания $S_в$.

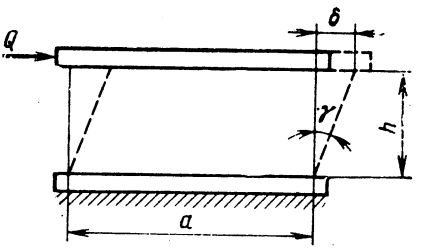


Рис. 10.7. Деформация сдвига призматической резиновой пластинки

Для резины амортизационных марок с привулканизированными поверхностями при $\kappa_ф = 1{,}0 \div 1{,}25$ принимают $m_ф = 2$.

Прогиб Δ и жесткость $ж$ резинового элемента:

$$\Delta = Ph/(E_у S); \quad ж = P/\Delta = \beta ES/h.$$

Рекомендуется для цилиндрических резиновых элементов с радиусом r и высотой h, с закрепленными торцами при $\Delta/h < 0{,}2$ принимать $\beta = 1$ при $\alpha_r = r/h < 0{,}6$; $\beta = 0{,}667 + 0{,}5\alpha_r^2$ при $0{,}6 < \alpha_r < 0{,}7$; $\beta = 0{,}5\alpha_r^2$ при $\alpha_r > 0{,}7$.

Для прямоугольного призматического резинового элемента длиной a, шириной b и высотой h с привулканизированными к металлическим пластинам торцами при малых деформациях ($\Delta/h < 0{,}2$) рекомендуется определять коэффициент β в зависимости от значений отношений $\alpha_1 = a/h$ и $\alpha_2 = b/h$:

$$\beta = 1 \text{ при } \alpha_1 < 1,\ \alpha_2 < 1;$$

$$\beta = 2/3 + 1/6\alpha_1^2 \text{ при } \alpha_1 = \alpha_2;$$

$$\beta = 1 + \alpha_1^2/3 \quad \text{при } \alpha_2 \gg \alpha_1;$$

$$\beta = 1 + \frac{\alpha_2^2}{3} - \frac{(2+\alpha_2)^2}{3\left(4+\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)} \quad \text{при } \alpha_1 > 1,\ \alpha_2 > 1.$$

Для расчета жесткости полного цилиндрического элемента, наружный и внутренний радиусы которого соответственно r_2 и r_1, рекомендуется определять коэффициент β в зависимости от отношений $\rho = r/h$ и $\kappa = r_1/r_2$ (значение κ берется в пределах 0,3—0,8):

$$\beta = 1 \text{ при } \rho < 2;$$

$$\beta = 0{,}5\rho^2\left[1 + \kappa^2 + \left(\frac{\ln\kappa}{1-\kappa^2} - \frac{2}{3\kappa^2\rho^2}\right)^{-1} + \frac{4}{3\rho^2}\right] \text{ при } 2 < \rho < 6;$$

$$\beta = 0{,}5\rho^2\left(1 + \kappa^2 + \frac{1-\kappa^2}{\ln\kappa}\right) \text{ при } \rho > 6.$$

При расчете на сдвиг силой Q призматической пластинки длиной a, шириной b и высотой h (рис. 10.7) касательные напряжения

$$\tau = Q/S = Q(ab).$$

Условие прочности: $\tau \leqslant [\tau]$.

При расчете на кручение цилиндрической резиновой шайбы диаметром D и высотой h максимальные касательные напряжения τ_{max} и жесткость шайбы на кручение $ж_\varphi$ соответственно:

$$\tau_{max} = \frac{16M_к}{\pi D^3}; \quad ж_\varphi = \frac{M_к}{\varphi} = \frac{GJ_p}{h},$$

где $M_к$ — крутящий момент; φ — угол закручивания.

На локомотивах широко используют поводковые буксы. В этой конструкции буксы связаны с рамой тележки упруго двумя поводками. Каждый из поводков имеет по концам упругие элементы, состоящие из двух торцовых резинометаллических шайб и резиновой втулки. В процессе эксплуатации втулки испытывают деформации сдвига, кручения, перекоса, сжатия радиальной силой P_1. Основные размеры втулки: длина l, наружный радиус r_2, внутренний r_1.

Наибольшие напряжения и жесткость при действии осевой силы P_2 соответственно:

$$\tau_{max} = \frac{P_2}{2\pi r_1 l}; \quad ж_0 = \frac{2\pi Gl}{\ln r_2/r_1};$$

при действии крутящего момента M_1:

$$\tau_{max} = \frac{M_1}{2\pi r_1^2 l}; \quad ж_\varphi = \frac{M_1}{\varphi} = \frac{4\pi Gl r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Жесткость втулки при действии радиальной силы

$$ж_р = \frac{3}{2}\frac{\pi Gl}{\delta^3}(r_1 + r_2)\beta,$$

где $\beta = 1$ при $l > 6(r_1 + r_2)$,

$$\beta = \frac{l^2 + 6\delta^2}{l^2 + 3(r_1 + r_2)^2} \quad \text{при } l \leqslant 6(r_1 + r_2).$$

Жесткость втулки при перекосе моментом M_2

$$ж_\psi = ж_р l^2/12.$$

Жесткости такого соединения шарнира из резиновой втулки и двух резинометаллических шайб при следующих перемещениях:

осевых

$$ж_о = 2ж_{шо} + ж_{во};$$

радиальных

$$ж_р = 2ж_{шр} + ж_{вр};$$

кручении

$$ж_\varphi = 2ж_{ш\varphi} + ж_{в\varphi};$$

перекосе в плоскости продольной оси

$$ж_\psi = 2ж_{ш\psi} + 0{,}5b_ш^2 ж_{шр} + ж_{в\psi},$$

где $ж_{шо}$, $ж_{во}$, $ж_{шр}$, $ж_{вр}$ — жесткость соответственно шайбы и втулки при осевом и радиальном перемещениях; $ж_{ш\varphi}$, $ж_{в\varphi}$ $ж_{ш\psi}$, $ж_{в\psi}$ — то же при кручении и перекосе; $b_ш$ — расстояние между резинометаллическими шайбами.

При повороте поводка относительно буксы или рамы тележки в плоскости, перпендикулярной оси шарнира, резинометаллические шайбы испытывают обычное кручение, а втулка — соосное (коаксиальное) кручение, при котором внутренняя ее поверхность поворачивается относительно внешней.

§ 10.4. ПНЕВМОРЕССОРЫ

В пневматических виброизолирующих элементах упругим телом является сжатый воздух, заполняющий резино-кордную оболочку. Преимущество таких рессор — возможность обеспечения сравнительно простыми средствами большого статического прогиба, а также стабильного и надежного демпфирования колебаний. Последнее достигают, устраивая специальные отверстия и каналы — дроссели, связывающие пневмобаллоны с дополнительными резервуарами. Кроме того, изменяя давление, с помощью таких рессор можно поддерживать постоянную высоту пола кузова над головками рельсов независимо от загрузки вагона пассажирами.

Баллонные пневморессоры (рис. 10.8, *а*, табл. 10.5) работают только в вертикальном направлении, подушечные (рис. 10.8, *в*, см. табл. 10.5) — в вертикальном и продольном, диафрагменные (рис. 10.8, *б*, см. табл. 10.5) — в вертикальном и горизонтальном. Комбинированные пневморессоры (рис. 10.8, *г*) допускают повышенные вертикальные перемещения по сравнению с диафрагменными. Сопротивление диафрагменной рессоры поперечной деформации возникает вследствие изменения площади и формы поверхности контакта оболочки с поршнем пневморессоры и частично за счет жесткости оболочки.

Для снижения вертикальной жесткости пневморессоры соединяют с дополнительным резервуаром большого объема, в качестве которого используют обычно внутренние полости отдельных балок рамы тележки. Соединяют пневморессоры с дополнительным резервуаром трубопроводами, которые используют в качестве дросселей, обеспечивающих требуемый демпфирующий эффект.

Для описания упругих свойств пневморессор обычно используют уравнение состояния газа при постоянной температуре:

$$p_0 V_0^n = p_0 V^n \text{ или } p = p_0 (V_0/V)^n,$$

где n — показатель политропы (при медленном статическом деформировании пневморессоры $n = 1$, а при динамическом $n = 1{,}3 \div 1{,}4$); p_0 и V_0 — соответственно давление и объем воздуха в исходном положении статического равновесия.

Таблица 10.5

Тип пневморессоры	Нагрузка P, кН	Внутреннее рабочее давление, МПа	Максимальный прогиб, мм	Диаметр наружный, мм	Высота, мм	Объем оболочки, 10^3 см
Баллонная	150	0,52	40	672	162	37
	100	0,50	50	572	152	26
	45	0,70	40	338	135	6
Диафрагменная	100	0,50	50	371	168	31
	100	0,50	30	570	165	22
	150	0,518	50	682	180	58
Подушечная	90	0,70	40	1100×244	110	15,5

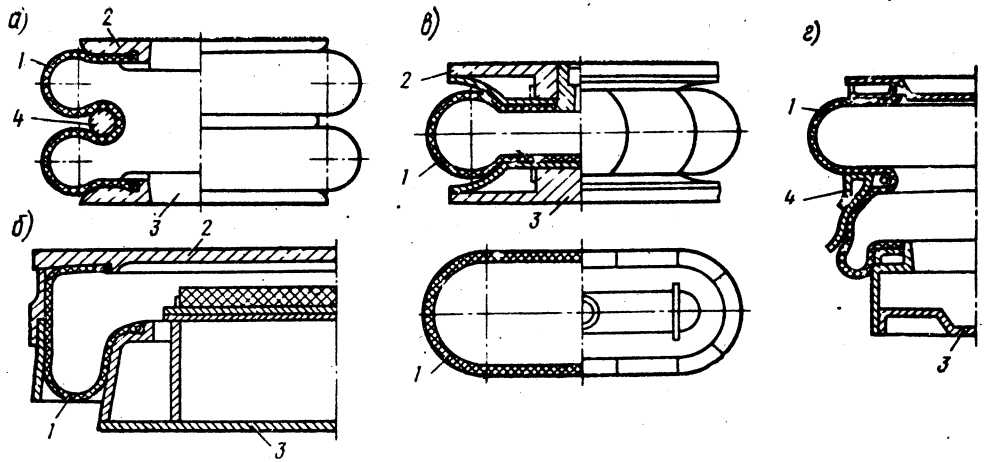


Рис. 10.8. Баллонная (*а*), диафрагменная (*б*), подушечная (*в*) и комбинированная (*г*) пневморессоры:

1 — резино-кордная оболочка; *2* — поршень; *3* — основание рессоры; *4* — стяжка

Текущее давление p и объем V воздуха соответственно:

$$p = p_и - p_а;$$

$$V = V_0 - S_э\Delta,$$

где $p_а$ и $p_и$ — соответственно атмосферное и избыточное давление воздуха; $S_э$ — эффективная (несущая) площадь пневморессоры; Δ—деформация пневморессоры.

Преобразуем уравнение деформации газа к виду

$$p = p_0\left(\frac{V_0}{V}\right)^n = \frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - S_э\Delta)^n}. \qquad (10.7)$$

Нагрузка на рессоры определяется как сумма нагрузок, воспринимаемых оболочкой и воздухом:

$$P = P_{об} + P_в = ж_{об}\Delta + p_и S_э = ж_{об}\Delta + (p + p_а)S_э.$$

Заменив здесь p в соответствии с выражением (10.7), получим

$$P = ж_{об}\Delta + \left[\frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - S_э\Delta)^n} + p_а\right] S_э. \qquad (10.8)$$

Жесткость пневморессоры находят как производную от нагрузки по деформации:

$$ж = \frac{dP}{d\Delta} = ж_{об} + S_э\frac{d(p + p_а)}{d\Delta} + (p + p_а)\frac{dS_э}{d\Delta},$$

или

$$ж = ж_{об} + \frac{np_0 S_э^2 V_0^n}{(V_0 - S_э\Delta)^{n+1}} + (p + p_а)\frac{dS_э}{d\Delta}.$$

Обычно жесткость $ж_{об}$ мала по сравнению со вторым слагаемым этой формулы. Кроме того, площадь $S_э$ при деформации рессоры изменяется так, что $\frac{dS_э}{d\Delta} \approx 0$. Поэтому в первом приближении можно принять

$$ж = \frac{np_0 S_э^2 V_0^n}{(V_0 - S_э \Delta)^{n+1}} = \frac{nS_э^2 p_0}{(1 - S_э \Delta / V_0)^{n+1} V_0}. \qquad (10.9)$$

Если рессора соединена с дополнительным резервуаром значительного объема $V_д \gg V_0$, то это приводит к снижению влияния $S_э\Delta$ и уменьшению жесткости пневмоподвешивания. Например, статическая характеристика пневморессоры баллонного типа, представляющая собой жесткую нелинейную характеристику (рис. 10.9), при увеличении объема $V_д$ вследствие снижения жесткости приближается к линейной. Последнее объясняется тем, что при увеличении $V_0 + V_д$ влияние $S_э\Delta$ снижается.

Кроме того, пневмоэлементы, применяемые на подвижном составе, имеют такую конструкцию, что при их деформации площадь $S_э$ меняется незначительно.

С учетом этого из выражения (10.9) можно получить приближенную формулу жесткости для комплекта пневмоподвешивания, состоящего из пневморессоры с дополнительным резервуаром, заменив V_0 на $V_0 + V_д$ и опустив малую величину $S_э\Delta$,

$$ж = nS_э^2 p_0/(V_0 + V_д).$$

Формулы (10.8) и (10.9) являются приближенными, так как в них не учтено рассеивание энергии, связанное с теплообменом с окружающей средой и потерями энергии при истечении газа из пневмоэлемента в дополнительный резервуар и обратно. Обычно теплообменом с окружающей средой пренебрегают. Рассмотрим рассеяние энергии, связанное с истечением газа из пневмобаллона в дополнительный объем. В этом случае состояние системы «пневмоэлемент и резервуар» описывается тремя уравнениями:

для пневмоэлемента

$$p_0 V_0^n = p_1 (V_0 - S_э\Delta - \varkappa/\rho)^n;$$

для дополнительного резервуара

$$p_0 V_д^n = p_2 (V_д - \varkappa/\rho)^n; \qquad (10.10)$$

для расхода воздуха $\varkappa$ через дроссель из пневмоэлемента в соединительную трубку

$$R \frac{d\varkappa}{dt} = p_1 - p_2, \qquad (10.11)$$

где p_1 — текущее давление в пневмоэлементе при его деформации на величину Δ; p_2 — то же в дополнительном резервуаре; $\varkappa$ — расход воздуха (по массе) через дроссельное отверстие; ρ — плотность воздуха (приближенно считаем, что плотности воздуха во всех элементах системы одинаковы); R — константа, зависящая от параметров дросселя и воздуха.

Формула (10.11) записана в линейном приближении, поскольку разности давлений $p_1 - p_2$ и скорости протекания воздуха считаются малы-

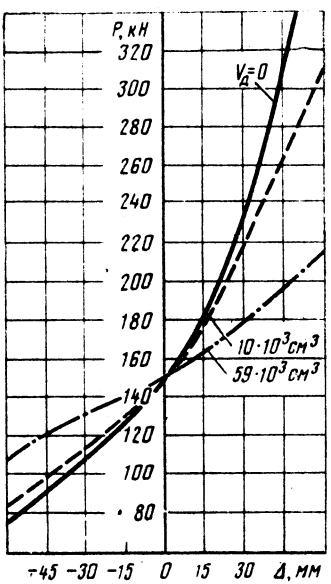


Рис. 10.9. Статические характеристики баллонной рессоры грузоподъемностью 150 т при различном объеме дополнительного резервуара

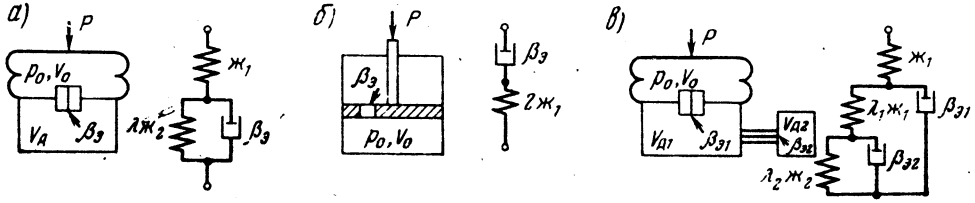


Рис. 10.10. Структурные схемы (слева) и механические модели (справа) пневморессоры с одним дополнительным резервуаром (*а*), пневмогасителя (*б*) с двумя дополнительными резервуарами, включенными последовательно (*в*)

ми. Дальнейшее упрощение задачи связано с линеаризацией уравнений состояния, что можно выполнить в связи с тем, что $S_э\Delta \ll V_0$. Разлагая правые части уравнений (10.10) и (10.11) по формуле бинома Ньютона и ограничиваясь первой степенью $\varkappa$ и Δ, получим:

$$\rho p_1 V_0 + n p_0 \varkappa = \rho n p_0 S_э \Delta; \tag{10.12}$$

$$0 = p_2 \rho V_д - p_0 n \varkappa. \tag{10.13}$$

Перепишем выражение для грузоподъемности с учетом введенных обозначений

$$P = (p_0 + p_1 - p_a) S_э. \tag{10.14}$$

Рассматривая уравнения (10.11)—(10.13) совместно с выражением (10.14) и исключая из них p_1 и $\varkappa$, получим:

$$\begin{cases} P = S_э (p_0 - p_1) + n S_э^2 \dfrac{p_0}{V_0} \Delta - S_э \dfrac{V_д}{V_0} p_2; \\ S_э R \dfrac{V_д}{n} \dfrac{\rho}{p_0} \dfrac{dp_2}{dt} + S_э \left(1 + \dfrac{V_д}{V_0}\right) p_2 = n \dfrac{p_0}{V_0} S_э^2 \Delta. \end{cases} \tag{10.15}$$

Введя дополнительную обобщенную координату $\Delta_д = S_э p_2/(ж_1 \lambda)$, запишем систему уравнений (10.15) в виде уравнений движения безынерционной механической модели:

$$\begin{cases} P = P_{ст} + ж_1 (\Delta - \Delta_д); \\ \beta_э \dot{\Delta} + \lambda ж_1 \Delta_д = ж_1 (\Delta - \Delta_д). \end{cases} \tag{10.16}$$

Статическая грузоподъемность пневморессоры,

$$P_{ст} = S_э (p_0 - p_a);$$

коэффициент затухания эквивалентного вязкого трения пневморессоры

$$\beta_э = R S_э^2 \rho;$$

жесткость пневмобаллона в состоянии статического равновесия

$$ж_1 = n S_э^2 p_0 / V_0;$$

отношение объемов $\lambda = V_0/V_д$.

Уравнения (10.16) также описывают движение механической системы, нагруженной силой $P_{ст}$ и состоящей из пружин и элемента вязкого трения (рис. 10.10, *а*). Таким образом, пневморессору с упругодиссипативными свойствами, определяемыми ее уравнениями деформации, можно представить чисто механической моделью из упругих и диссипативных элементов, параметры которых однозначно определяются параметрами пневморессоры.

С помощью уравнений (10.15) или их механического аналога (10.16) можно получить выражение для динамической жесткости пневмоэлемента при колебаниях относительно положения статического равновесия. Предполагая, что Δ и $\Delta_д$ изменяются по гармоническому закону $1e^{j\omega t}$, можно найти динамическую жесткость как комплексную амплитуду соответствующей силы P

$$ж(j\omega) = \frac{ж_1}{1 + 1/(\lambda + j\omega\tau)}, \qquad (10.17)$$

где τ — постоянная времени:

$$\tau = \beta_э / ж_1 = RPV_0/(np_0). \qquad (10.18)$$

Таким образом, постоянная времени, характеризующая затухание колебаний, кроме параметров p_0, n и V_0, входящих в характеристику жесткости рессоры, определяется еще грузоподъемностью рессоры P и постоянной R. Последнюю необходимо определять экспериментально для дросселей разных типов. Вместе с тем некоторые оценки величины R можно получить и теоретически.

В рассматриваемом линейном приближении

$$R = 1/(B\rho),$$

где B — величина, зависящая от геометрических характеристик дросселя: длины и площади поперечного сечения, а также от динамической вязкости воздуха $\mu_д$.

Если предположить, что истечение воздуха происходит при ламинарном режиме, то для цилиндрического дросселя типа капилляр диаметром d

$$B = \frac{\pi d^4}{128\mu_д l};$$

для дросселя в виде прямоугольной щели высотой $a_р$ и шириной $b_р$

$$B = \frac{a_р^3 b_р}{12\mu_д l}.$$

Динамическая вязкость воздуха, Па·с, зависит от температуры:

$$\mu_д = 1{,}71 \cdot 10^{-5} + 4{,}94 \cdot 10^{-8} T,$$

где 4,94 — коэффициент, Па·с/°С; T — температура воздуха, °С.

Эти формулы дают при определении B и $\mu_д$ достаточно точные результаты в рассматриваемом случае малых колебаний, когда $S_э\Delta \gg V_0$ и при $l/d \geqslant 10$.

§ 10.5. ДИССИПАТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Гасители вязкого трения. В гасителях колебаний (демпферах) вязкого трения силы сопротивления создаются в процессе движения поршня с отверстиями в цилиндре, заполненном вязкой жидкостью. При протекании жидкости через отверстия малого сечения (дроссельные отверстия) возникают силы неупругого сопротивления, используемые для гашения колебаний. При малых относительных скоростях считают, что сила сопротивления F пропорциональна первой степени скорости перемещения поршня v относительно цилиндра $F = \beta v$. Коэффициент пропорциональности β называют *коэффициентом вязкого сопротивления*, или *параметром сопротивления демпфера*.

В гасителе колебаний (рис. 10.11) при перемещении поршня вниз (ход сжатия) верхний клапан 7 поднимается, и часть жидкости из полости под

поршнем перетекает в полость над поршнем. Другая часть жидкости из полости под поршнем перетекает через дроссельное отверстие нижнего клапана *8* в резервуар *5*, создавая сопротивление перемещению поршня.

При перемещении поршня вверх (ход растяжения) верхний клапан *7* закрыт и жидкость из полости над поршнем через дроссельные отверстия этого клапана перетекает в полость под поршнем, создавая силу сопротивления перемещению поршня. Одновременно в полость под поршнем поступает жидкость и из резервуара *5* через открытый клапан *8*. Характеристика демпфера может быть симметричной, если силы сопротивления при ходе растяжения и ходе сжатия одинаковы, несимметричной, если эти силы различны. Демпферы с симметричной характеристикой обычно устанавливают в подвешивании между кузовом и тележкой. В буксовой ступени рессорного подвешивания целесообразно применять гасители с несимметричной характеристикой, так как при движении колеса по выпуклой неровности возникают большие усилия, чем при движении его по впадине. Рассеивание энергии происходит при относительных перемещениях поршня и цилиндра в обоих направлениях.

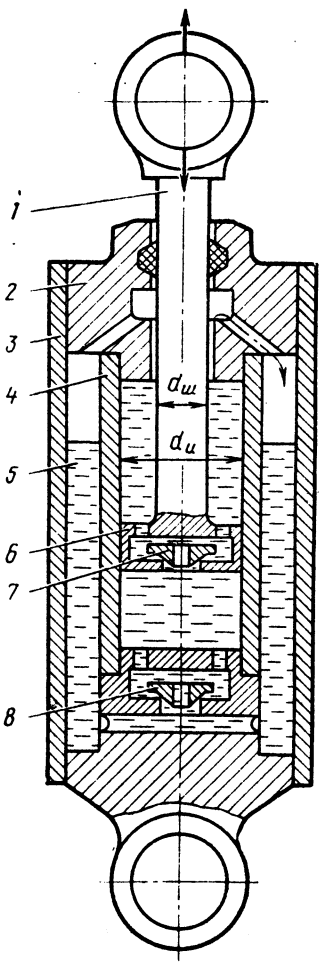


Рис. 10.11. Принципиальная схема гидравлического гасителя колебаний:

1 — шток; *2* — направляющая втулка; *3* — корпус; *4* — рабочий цилиндр; *5* — резервуар; *6* — поршень; *7* — верхний клапан; *8* — нижний клапан

Однако гаситель, установленный в буксовой ступени, как известно, передает возмущающее усилие на раму тележки. Особенно неблагоприятна ситуация при подъеме колеса, так как в этом случае возмущающие силы, передающиеся на раму тележки через упругие элементы и гаситель, складываются.

Кроме того, скорость подъема колеса может быть выше скорости опускания, так как в первом случае оно определяется формой неровности, а во втором ограничено упругой силой буксовых пружин. В связи со сказанным гаситель выполняют с асимметричными характеристиками на сжатие и «отдачу». В первом направлении параметр демпфирования принимается значительно меньшим, главная часть энергии рассеивается при ходе на «отдачу».

Гидравлические гасители обеспечивают эффективное демпфирование колебаний, однако существенным их недостатком является достаточно быстрый износ уплотнительных устройств и утечки рабочей жидкости, что приводит к уменьшению силы сопротивления или к выходу демпфера из строя.

Гасители сухого трения. В гасителях сухого трения (фрикционных демпферах) сопротивление движению создается вследствие действия сил сухого трения между их деталями.

Используются фрикционные демпферы с постоянной силой трения и с переменной (как в листовой рессоре), т. е. с силой трения, пропорциональной перемещению.

Фрикционные демпферы с постоянной силой трения установлены в первой ступени рессорного подвешивания унифицированной тележки тепло-

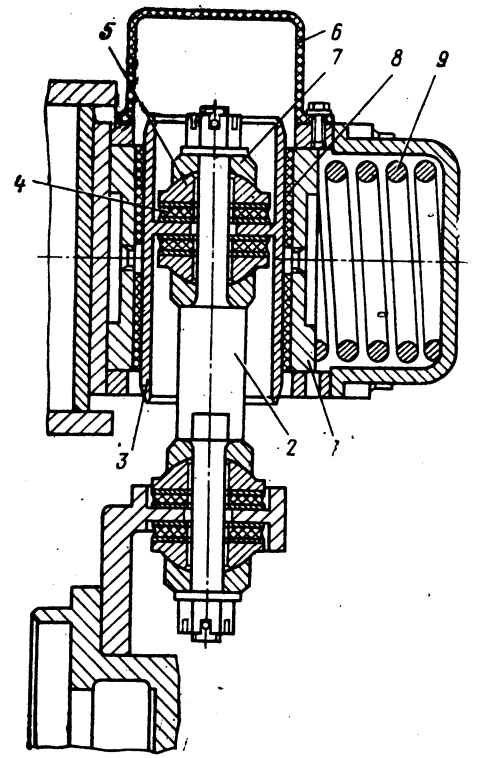
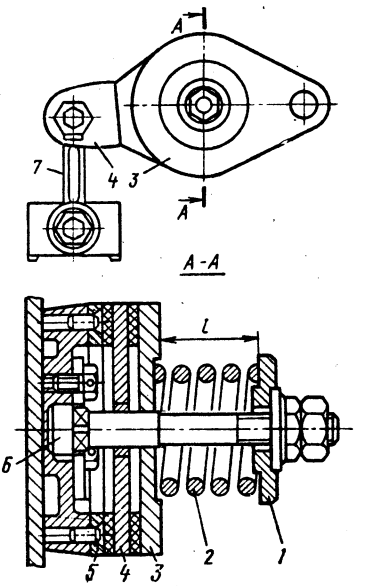


Рис. 10.12. Фрикционный гаситель колебаний тепловоза 2ТЭ116

Рис. 10.13. Фрикционный гаситель колебаний моторных вагонов электропоездов



возов 2ТЭ116, ТЭ10М и др. В корпусе *1* демпфера (рис. 10.12), который укреплен на раме тележки, установлен стальной поршень *3*. Поршень расположен между двумя вкладышами *8*, которые прижимаются к нему с помощью пружины *9*. Поверхности вкладышей, примыкающие к поршню, имеют накладки из вальцованной тормозной ленты. Поршень *3* связан с кронштейном буксы при помощи штока *2* и резинометаллических прокладок *4*. Возможность поперечных перемещений концов штока *2* обеспечивается наличием сухарей *5*, которые закреплены в обоймах *7*. Механизм демпфера сверху закрыт кожухом *6*.

При вертикальных перемещениях рамы тележки, на которой укреплен корпус демпфера, относительно буксы поршень *3* перемещается относительно вкладышей *8*. Сила трения между поршнем и вкладышами создает сопротивление движению и рассеивает энергию колебаний. При коэффициенте трения вальцованной ленты по стали около 0,4 и силе нажатия пружины 5 кН суммарная сила трения демпфера составляет 4 кН.

Фрикционные демпферы поворотного типа устанавливаются в первой ступени подвешивания моторных вагонов электропоездов ЭР1, ЭР2 и др. Основой демпфера (рис. 10.13) является неподвижный диск *5*, который приваривают к раме тележки. С неподвижным диском связана ось *6*, на которую устанавливают поворотный рычаг *4*, крышку *3* и нажимную пружину *2* с фигурной шайбой *1*. Обе поверхности поворотного рычага, обращенные к неподвижному диску и крышке, имеют фрикционные диски. Удлиненная часть поворотного рычага связана поводком *7* с буксой. В шарнирах поводка установлены резиновые втулки, компенсирующие поперечные перекосы концов поводка.

При вертикальном перемещении рамы тележки относительно буксы и угловом смещении поворотного диска возникает момент сил трения, препятствующий этому перемещению. Силы трения определяются нормальной силой, действующей между фрикционными дисками, которая зависит от затяжки нажимной пружины. При жесткости нажимной пружины 425 кН/м и сжатии на 27 мм сила трения, приведенная к поводку, составляет примерно 5,2 кН.

Фрикционные демпферы используют также для гашения колебаний виляния тележек относительно кузова, в поглощающих аппаратах автосцепки и др. Достоинством фрикционных демпферов является простота конструкции. К их недостаткам относится нестабильность во времени значения коэффициента трения, определяющая большой разброс характеристик демпферов и появление значительных сил трения, которые в ряде случаев блокируют рессорное подвешивание. Недостатком фрикционных демпферов является также значительный износ поверхностей трения в процессе эксплуатации.

Глава 11

УЗЛЫ СОЕДИНЕНИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР С РАМОЙ ТЕЛЕЖКИ

§ 11.1. ТРЕБОВАНИЯ К СОЕДИНЕНИЯМ МЕЖДУ КОЛЕСНЫМИ ПАРАМИ И РАМОЙ ЭКИПАЖА

Требования, предъявляемые к соединениям колесных пар с рамами экипажа, можно подразделить на обязательные и дополнительные. К обязательным, очевидным, требованиям, без обеспечения которых колесная пара не сможет выполнить роль движителя с функциями опирания и поперечного направления в колее, а экипаж — функции транспортного средства, относятся следующие: беспрепятственное вращение колесной пары относительно невращающихся частей рамы экипажа, а также передача веса экипажа на колесную пару, сил тяги, торможения и сил поперечного направления с колесной пары на экипаж.

Дополнительные требования, обусловленные преимущественно кинематическим характером возмущения и большой массой экипажа, без обеспечения которых экипаж может выполнять функции тягового транспортного средства, но только в узком диапазоне скоростей и нагрузок от колесных пар на рельсы, сводятся к следующему: разделение масс колесной пары и экипажа в вертикальном и поперечном направлениях с помощью упругих связей; выбор характеристик упругих и диссипативных соединений по координатам Z, Y и X, удовлетворяющих требованиям воздействия на путь и плавности хода в заданном диапазоне скоростей движения.

Все это должно достигаться средствами, которые лимитировали бы возможные перемещения экипажа по высоте и в поперечном направлении в соответствии с габаритными ограничениями. Практически необходимо ввести вертикальные упругие соединения с гибкостью, обеспечивающей с учетом характеристик кузовной ступени подвешивания снижение собственных частот колебаний кузова по координате Z до значений, приближающихся к 1 Гц, а также устройству беззазорных продольных соединений высокой жесткости колесной пары с рамой экипажа и упругих поперечных соединений ограниченной жесткости, выбираемых компромиссно с учетом порой противоречивых требований с точки зрения плавности хода и поперечного воздействия на путь.

Для ограничения резонансных колебаний необходимо предусматривать рассеивание энергии колебаний, либо используя внутреннее трение в материалах деформируемых элементов соединений, либо вводя специальные гасители колебаний в связи по всем или некоторым координатам.

Соединение колесных пар с рамой тележки конструктивно реализуется в виде *буксового узла*, который должен отвечать определенным технико-экономическим требованиям как производства, так и эксплуатации. Среди них особенно важны надежность, низкая трудо- и материалоемкость в эксплуатации и ремонте. В идеале современный буксовый узел не должен требовать вмешательства обслуживающего или ремонтного персонала в период между двумя заводскими ремонтами.

В соответствии с возложенными на него функциями буксовый узел включает в себя в том или ином конструктивном воплощении следующие основные элементы:

1. *Подшипниковый узел*, обеспечивающий механическую связь невращающихся конструкций экипажа с вращающейся колесной парой. В него входят собственно подшипники (на современных локомотивах — подшипники качения) и несущий корпус буксы с крышками и уплотняющими устройствами, служащий как для передачи сил на подшипники, так и для предотвращения попадания в них различных загрязнений. На корпусе буксы предусматривают посадочные места и крепления для элементов, через которые будет осуществляться силовая связь колесной пары с рамой экипажа.

2. *Упругий элемент* вертикальной связи, через который экипаж опирается на буксу (так называемая *буксовая ступень рессорного подвешивания*). В качестве упругого элемента могут применяться витые и торсионные пружины, листовые рессоры, резинометаллические или пневматические упругие элементы.

3. *Устройства продольного и поперечного соединений буксы с рамой экипажа*. Особенностью этих соединений является то, что они должны осуществляться в условиях взаимных вертикальных перемещений буксы и рамы экипажа, обусловленных вертикальными деформациями буксовой ступени рессорного подвешивания.

Современная теория механизмов и машин предлагает ряд схем и конструктивных решений, которые могут быть использованы для этого. Можно выделить три основные группы буксовых устройств, в основу конструкции которых положены следующие механизмы: с поступательной кинематической парой, рычажный и шарнирно-поводковый.

§ 11.2. БУКСОВЫЙ УЗЕЛ С ПЛОСКИМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ

Исторически одной из первых конструкций буксового узла, в котором использована поступательная пара с плоскими направляющими, является так называемый челюстной буксовый узел, в котором роль направляющих выполняют «челюсти» рамы тележки, а роль ползуна — корпус буксы.

Упругие элементы вертикальной связи могут опираться на верхнюю часть корпуса буксы, подбуксовый или надбуксовый балансир.

На электровозе ВЛ8 в челюстном буксовом узле (рис. 11.1) комплект пружин *1* опирается на верхнюю часть корпуса буксы *2* через опору *3*. Продольная и поперечная силы передаются через термообработанные сменные наличники *6* и *7*, к которым из резервуара *4* по фитилю *5* подается жидкая смазка. Поскольку последовательно с пружинами включены листовые рессоры, специального гасителя колебаний не предусмотрено.

На электропоездах ЭР1, ЭР2 пружины *3* опираются на подбуксовый балансир *2* (рис. 11.2). Резиновый амортизатор *6* служит для предотвращения передачи высокочастотных колебаний звукового диапазона с колесной пары на раму тележки с целью снижения шума. Для гашения колебаний надрессорного строения тележки предусмотрен фрикционный гаситель.

Челюстной буксовый узел имеет ряд недостатков, из-за чего сфера его применения непрерывно сужается. Среди них — наличие поверхностного трения в буксовых направляющих, необходимость их постоянного смазывания и тем не менее быстрый износ трущихся поверхностей, рост продольных и поперечных зазоров, невозможность реализовать беззазорную упругую продольную и поперечную связи с нужными характеристиками жесткости, загрубление вертикальной упругой связи вследствие трения в буксовых направляющих при реализации сил тяги и торможения.

В первые десятилетия отечественного локомотивостроения буксовый узел этого типа в силу конструктивной простоты широко применяли не только на тепловозах (ТЭ2, ТЭ3, 2ТЭ10Л), электровозах (ВЛ19, ВЛ22^{м}, ВЛ8) и электропоездах ($С^{2}_{3}$, ЭР1, ЭР2), но и вагонах метро (А, Б, Г). Однако перечисленные недостатки, трудо- и материалоемкость в эксплуатации предопределили отказ от этой конструкции. Совершенствование узла идет в двух направлениях: стремятся полностью исключить поверхностное трение и применять в трущихся парах синтетические антифрикционные, не требующие смазки материалы с большой стойкостью к истиранию.

Примером конструкции, в которой поверхности буксы и челюстей разделены плоскими резинометаллическими блоками типа «сэндвич» (рис. 11.3), исключающими поверхностное трение, являются буксовые узлы электропоездов фирмы Sumitomo FS-518 (пригородные линии г. Осака), FS-520 (линия «Гинза», метрополитен г. Токио), FS-512 (метрополитен г. Нью-Йорка). Эта конструкция обеспечивает беззазорную продольную и поперечную связи без поверхностного трения. Ввиду высокой жесткости на сжатие и малой на сдвиг резинометаллические блоки создают продольную жесткость 8—10 кН/мм и поперечную 2—4 кН/мм в расчете на одну буксу. Резинометаллические

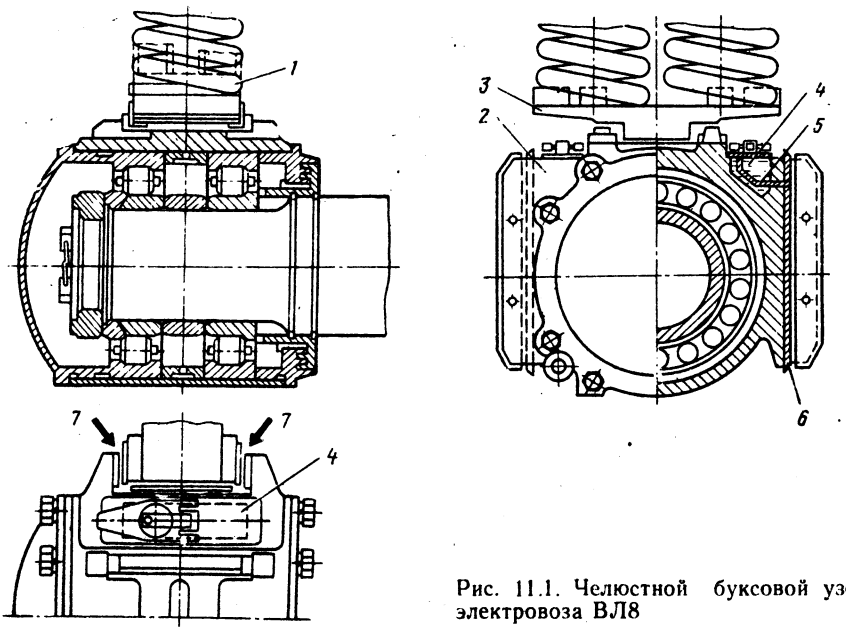
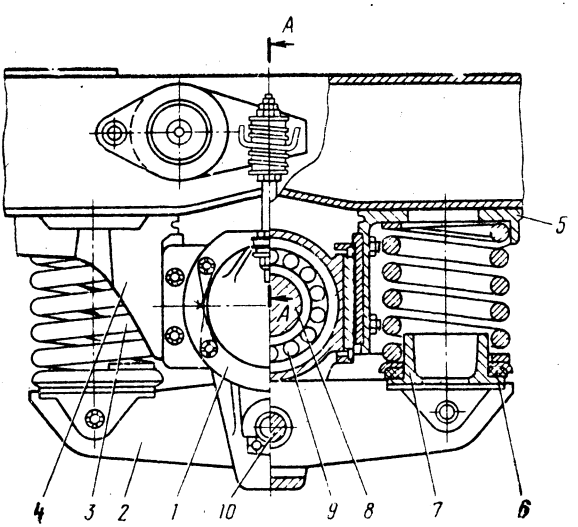


Рис. 11.1. Челюстной буксовой узел электровоза ВЛ8



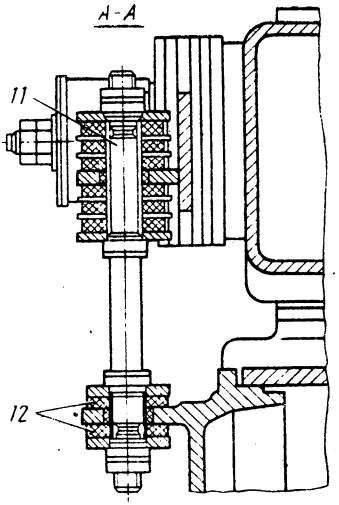


Рис. 11.2. Буксовое подвешивание моторных вагонов электропоездов ЭР2:

1 — корпус буксы; *2* — балансир; *3* — пружина; *4* — буксовая направляющая; *5* — чашка буксовой направляющей; *6* — резиновый амортизатор; *7* — опорный стакан; *8* — ось колесной пары; *9* — роликовый подшипник; *10* — валик; *11* — поводок гасителя; *12* — шайбы-амортизаторы резиновые

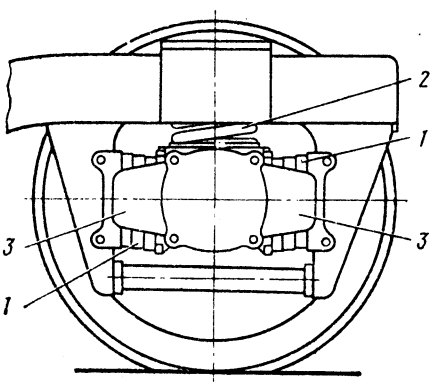


Рис. 11.3. Модификация челюстного буксового узла с плоскими вертикальными резинометаллическими блоками

блоки *1* работают параллельно с основным упругим элементом — пружиной *2*, принимая на себя часть вертикальной нагрузки. Если применить заневоленные пружины с повышенной несущей способностью, то можно обойтись одной группой пружин вместо обычных двух, что упрощает сам узел, а также позволяет упростить и облегчить раму тележки. Во избежание чрезмерных поперечных смещений колесной пары относительно рамы тележки в аварийных ситуациях на буксе предусмотрены упоры-закрылки *3*.

Высокая энергоемкость резиновых блоков ведет к тому, что они рассеивают достаточно энергии и нет необходимости устанавливать в буксовом узле специальные гасители колебаний.

В приведенных примерах описаны конструкции, в которых функции вертикальной, поперечной и продольной связей полностью или частично разделены между различными элементами, а на резинометаллические блоки, если и действует, то не основная часть вертикальной нагрузки, так как они работают на сдвиг, т. е. в режиме, в котором жесткость и несущая способность резины малы. Если выполнить блоки так, что резина будет полностью или хотя бы частично работать на сжатие, можно создать конструкцию, в которой резинометаллические блоки воспримут всю вертикальную нагрузку и от буксовой пружины можно будет отказаться.

На этом принципе построены конструкции с шевронным расположением плоских резинометаллических блоков (рис. 11.4). Каждый комплект рессор состоит из двух одинаковых пакетов резиновых прокладок, армированных металлическими фасонными листами, симметрично расположенных по обе стороны буксы. К металлическим листам рессорных пакетов привулканизированы слои резины. Пакеты устанавливаются наклонно к вертикальной плоскости. При таком расположении резиновая прокладка под действием вертикальной нагрузки на буксу одновременно испытывает напряжения сжатия и сдвига. Металлические листы, будучи прочно сцепленными с резиной, затрудняют ее выпучивание в поперечном направлении, что значительно повышает сопротивление сжатию, не влияя при этом на сопротивление сдвигу. Этот эффект при расчетах учитывается коэффициентом формы (см. § 10.3). В буксовом узле предусматривают возможность регулировки положения тележки по высоте, к чему приходится прибегать для компенсации пластических деформаций от ползучести резины.

Благодаря принятой форме упругих элементов жесткость рессорного подвешивания в поперечном направлении в 3—5 раз, а в продольном в 10—30 раз больше, чем в вертикальном. Недостатком такого подвешивания является зависимость упругих и механических характеристик от температуры окружающей среды и возможное увеличение жесткости в 2—3 раза при отрицательных температурах — 40 ÷ — 50 °С (для обычных, а не специальных морозостойких резин).

Тем не менее резиновые рессоры широко используют на подвижном составе не только в странах с умеренным климатом, но и в Финляндии, Швеции, Канаде. В опытном порядке они испытываются на Московском метрополитене. Спецификой такого буксового узла являются значительные продольные распорные усилия, действующие на челюсти рамы тележки, и выделение тепла в резине при динамическом режиме работы, вызванное интенсивным рассеиванием энергии колебаний.

При проектировании резиновых пакетов для рессорного подвешивания из-за трудностей учета нестабильностей и влияния формы резиновых элементов используют расчетно-экспериментальные методы. Обычно проводят приближенный расчет рессоры в пределах действия закона Гука и затем экспериментально доводят конструкцию.

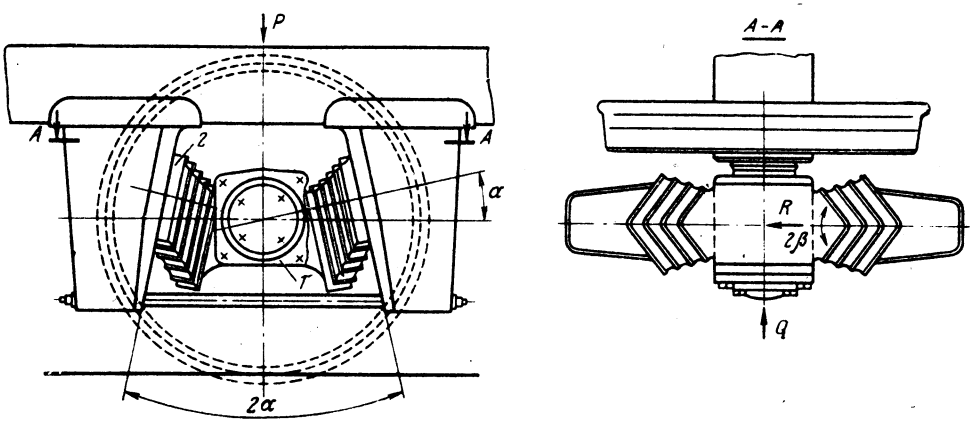


Рис. 11.4. **Шевронные резинометаллические рессоры в буксовом подвешивании тележки вагона метрополитена:**

1 — букса; *2* — шевронный резинометаллический блок (пакет)

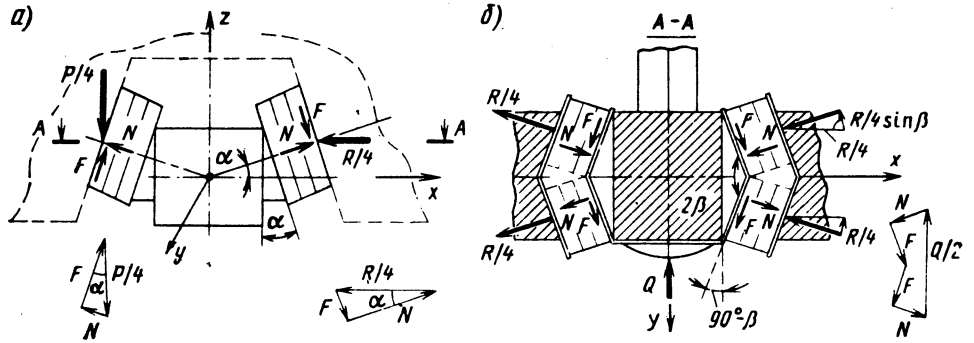


Рис. 11.5. Расчетные схемы шевронных резинометаллических элементов при действии вертикальных (*а*) и поперечных (*б*) сил

Пользуясь расчетной схемой, приведенной на рис. 11.5, *а*, составим уравнение равновесия сил, действующих на один пакет рессор,

$$P/4 = F\cos\alpha + N\sin\alpha, \qquad (11.1)$$

где α — угол установки пакетов рессор; $P/4$ — сила, приходящаяся на один пакет.

Если перемещение от силы P равно Δ, то деформация $\Delta\cos\alpha$ вызовет реакцию F, а деформация $\Delta\sin\alpha$ — реакцию N.

Обозначив жесткости пакета на сжатие $ж_n$, на сдвиг — $ж_f$, выразим силы $F = ж_f\Delta\cos\alpha$ и $N = ж_n\Delta\sin\alpha$. Подставив их в уравнение равновесия, после преобразований получим выражение для жесткости рессорного подвешивания одной буксы при действии вертикальной силы P

$$ж_z = P/\Delta = 4(ж_f\cos^2\alpha + ж_n\sin^2\alpha). \qquad (11.2)$$

Выполнив аналогичные преобразования, получим жесткость рессорного подвешивания одной буксы в продольном направлении (см. правый шеврон на рис. 11.5, *а*)

$$ж_x = 4(ж_f\sin^2\alpha + ж_n\cos^2\alpha). \qquad (11.3)$$

При чистом сдвиге и относительной деформации $\Delta/h = 0{,}5$ жесткость пакета из n элементов толщиной h

$$ж_f = GS/nh,$$

где S — средняя площадь сечения слоя резины; G — модуль упругости резины при сдвиге.

При чистом сжатии

$$ж_n = E_y S/nh.$$

Модуль упругости на сжатие с учетом коэффициента формы (см. § 10.2), называемый условным модулем упругости,

$$E_y = 6(1 + \kappa_ф^2)G.$$

Коэффициент формы для детали прямоугольного сечения

$$\kappa_ф = ab/[2h(a + b)],$$

где a, b — соответственно длина и ширина резинового слоя в пакете; h — толщина резинового слоя.

Для расчетов жесткости рессорного подвешивания формулу (11.2) удобно представить в следующем виде:

$$ж_z = 4\frac{S}{nh}(E_y \sin^2\alpha + G\cos^2\alpha) = 4ж_f(E_y/G\sin^2\alpha + \cos^2\alpha). \qquad (11.4)$$

Формулу жесткости рессорного подвешивания в поперечном направлении $ж_y$ можно получить, используя схему на рис. 11.5, *б* и формулу (11.4), предварительно заменив α на $90° - \beta$.

Расчетные жесткости буксового подвешивания, представленного на рис. 11.4, имеющего характеристики $\alpha = 11°$; $\beta = 53°$; $n = 4$; $S = (11{,}5 \times \times 21{,}5)$ см^2; $h = 2{,}2$ см; $G = 8 \cdot 10^5$ Па, при твердости по Шору 55 ед., равны $ж_z = 1330$ кН/м, $ж_y = 7900$ кН/м, $ж_x = 12\,700$ кН/м.

Из сопоставления перечисленных жесткостей видно, что при низкой вертикальной удается получить высокую продольную и умеренную поперечную составляющие жесткости связей в буксовом узле.

§ 11.3. БУКСОВЫЙ УЗЕЛ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ

Буксовый узел может быть выполнен с использованием поступательной пары с цилиндрическими направляющими — так называемые буксовые узлы с цилиндрическими направляющими. Кинематическая пара представляет собой две вертикальные цилиндрические направляющие (шпинтоны) и две скользящие по ним втулки (стаканы). Как правило, шпинтоны закреплены в раме тележки, а стаканы — на буксе (рис. 11.6).

Такие буксовые узлы позволили преодолеть некоторые недостатки, присущие челюстным буксовым узлам. Прежде всего конструктивно простыми средствами оказалось возможным изолировать от внешней среды пару с поверхностным трением и обеспечить подачу на нее жидкой смазки. Это

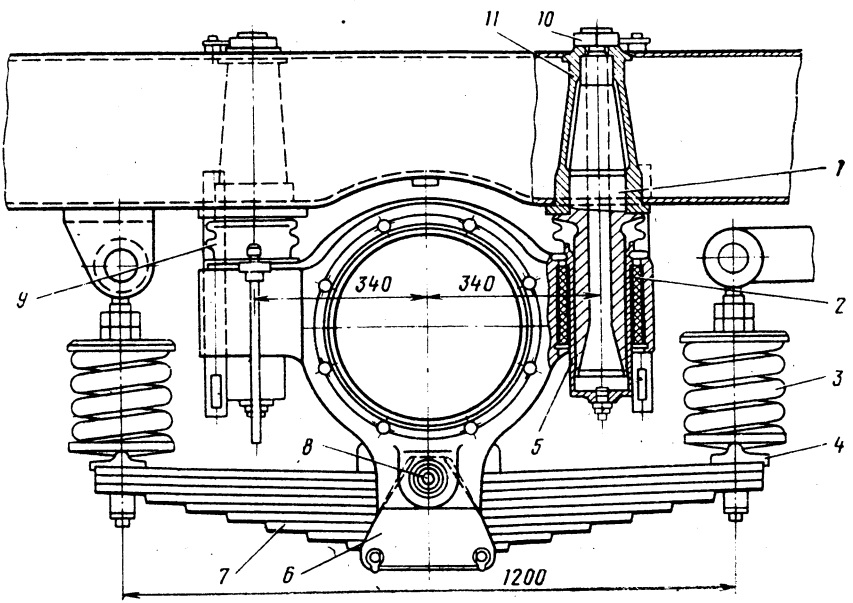


Рис. 11.6. Буксовый узел с цилиндрическими несоосными направляющими электровоза ЧС2

резко улучшило условия ее работы, сократило износ рабочих поверхностей, чему способствует также выполнение стаканов из антифрикционной бронзы. Технологическая простота обработки цилиндрических поверхностей позволила обеспечить скользящую посадку шпинтона и стакана и, как следствие, беззазорное ведение колесной пары, что в свою очередь способствует высокой устойчивости движения тележки.

Установка стаканов в буксовых кронштейнах на резиновых втулках обеспечила некоторую гибкость продольной и поперечной связей колесной пары с рамой тележки, что способствует снижению поперечного воздействия на путь. Низкий коэффициент трения, обусловленный хорошими условиями смазки, способствует снижению эффекта «загрубления» гибкости вертикальной связи колесной пары с рамой тележки при реализации сил тяги и торможения.

К недостаткам этой конструкции можно отнести необходимость применения дефицитной бронзы и периодического добавления смазки. Последнее допустимо на локомотиве, но в условиях моторвагонного подвижного состава из-за большого числа букс практически нецелесообразно.

Ввиду полной симметрии свойств коаксиальных резиновых втулок возможности выбора оптимальных жесткостей продольной и поперечной связей ограничены единственным вариантом $ж_x = ж_y$, что нельзя считать оптимальным по условиям движения.

Буксовые узлы с несоосными цилиндрическими направляющими применяют, в частности, на электровозах ЧС1, ЧС2, ЧС3, ЧС6, ЧС7, ЧС8, ЧС200.

В буксовом узле электровоза ЧС2 (см. рис. 11.6) имеются два шпинтона *1*, запрессованные в цилиндрические посадочные места литого основания *11*, шпинтоны крепятся гайками *10*. Рабочая цилиндрическая поверхность шпинтона свободно, с минимальными зазорами входит в бронзовый стакан *5*, являющийся одновременно скользящей втулкой и резервуаром жидкой смазки для трущейся пары. Стакан связан с приливом буксы с помощью цилиндрического резинометаллического блока *2*. Для герметизации трущейся пары стакан соединен пыленепроницаемой резиновой гармошкой *9* с буртом шпинтона.

Вертикальная нагрузка на буксу передается через нижнюю рессору *7*, щеки *6* и валик *8*. Последовательно с рессорой включены витые пружины *3*, опирающиеся на нее призматическими опорами *4*.

При проходе односторонней вертикальной неровности ось колесной пары поворачивается относительно рамы тележки и буксовых направляющих в поперечной относительно пути плоскости; применение сферических буксовых подшипников предотвращает возможность защемления роликов в этой ситуации.

Буксовый узел с несоосными цилиндрическими направляющими при пружинном подвешивании применен на электровозе ЧС7 (рис. 11.7). В нем крылья буксы не только несут резинометаллические втулки *5* и воспринимают горизонтальные силы, но на них, кроме того, опираются пружины буксовой ступени рессорного подвешивания. Комплект из двух цилиндрических пружин *1* опирается на поддон *3*, который в свою очередь через резиновую шайбу *4* установлен на площадке крыла буксы. Рама тележки опирается на пружины верхней чашкой *9*, служащей одновременно несущей деталью для крепления верхнего конца гасителя колебаний. Нижний конец гасителя крепится к кронштейну корпуса буксы. Конструкция трущейся пары шпинтон *2* — стакан *8* мало отличается от принятой на электровозе ЧС2, за исключением сальникового устройства *10*, заменившего пылезащитную гармошку.

Буксовый узел электровозов ЧС6, ЧС8, ЧС200 имеет аналогичную конструкцию.

Буксовые узлы с несоосными цилиндрическими направляющими традиционны для локомотивостроения Швейцарии и ЧСФР.

Буксовые узлы с соосными цилиндрическими направляющими применяли на электровозах ФРГ в первые послевоенные годы. Однако сложность конструкции, связанная с передачей продольных усилий через съемную нижнюю струнку буксового узла, привела к отказу от дальнейшего развития этого направления.

От недостатков классической конструкции, вызванных наличием поверхностного трения, свободен буксовый узел с цилиндрическими направляющими, в котором соосные перемещения буксы вдоль направляющих осуществляются за счет деформаций сдвига многослойного цилиндрического резинометаллического блока (рис. 11.8). Такие буксовые узлы применены на тележках (Y-230, Y-231) французского скоростного электропоезда TGV. Основная часть вертикальной нагрузки воспринимается витой пружиной, расположенной над буксой. Резинометаллический блок частично выполняет также функции гасителя колебаний. Для обеспечения оптимального сочетания продольной и поперечной жесткостей соединения колесной пары с рамой тележки этот блок выполнен в виде двух продольно ориентированных секторов.

Оригинальное сочетание традиционной схемы с современными техническими тенденциями представляет собой модифицированный буксовый узел электровоза ЧС7, в котором цилиндрическая пара трения заменена резинометаллическим блоком с концентрическими коническими резинометаллическими элементами (рис. 11.9). Эти элементы выполняют три функции: создают беззазорную упругую продольную и поперечную связи без поверхностного трения в условиях взаимных вертикальных перемещений буксы и шпинтона, воспринимают часть вертикальной нагрузки параллельно с пружиной, рассеивают энергию колебаний в материале резины.

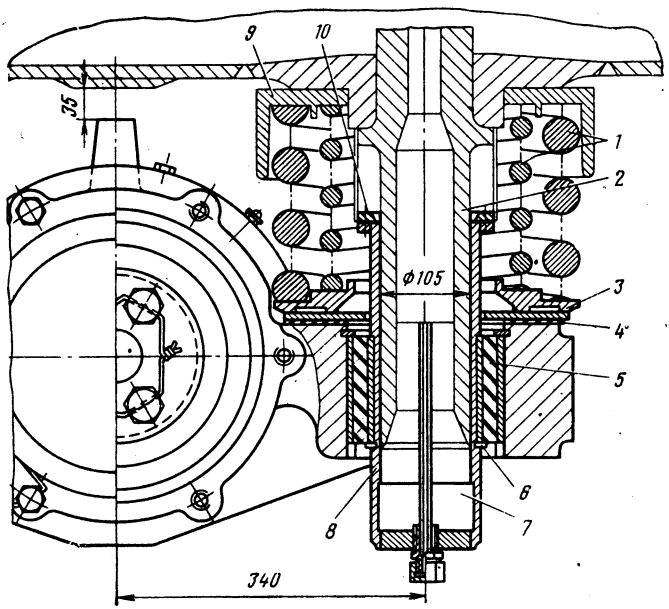
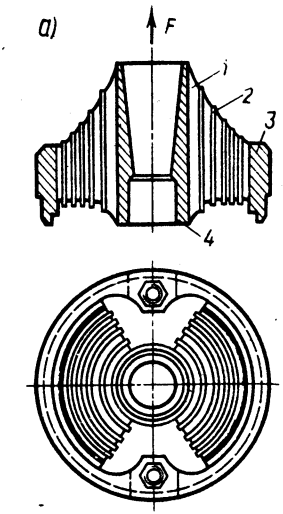


Рис. 11.7. Буксовый узел электровозов ЧС7, ЧС8 с цилиндрическими направляющими:

1 — внешняя и внутренняя пружины; *2* — шпинтон; *3* — поддон; *4* — резиновая шайба; *5* — резинометаллическая втулка; *6* — опорное кольцо; *7* — полость для масла; *8* — стакан; *9* — верхняя опорная чашка; *10* — сальниковое устройство



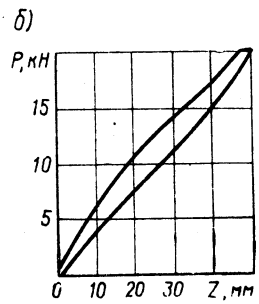


Рис. 11.8

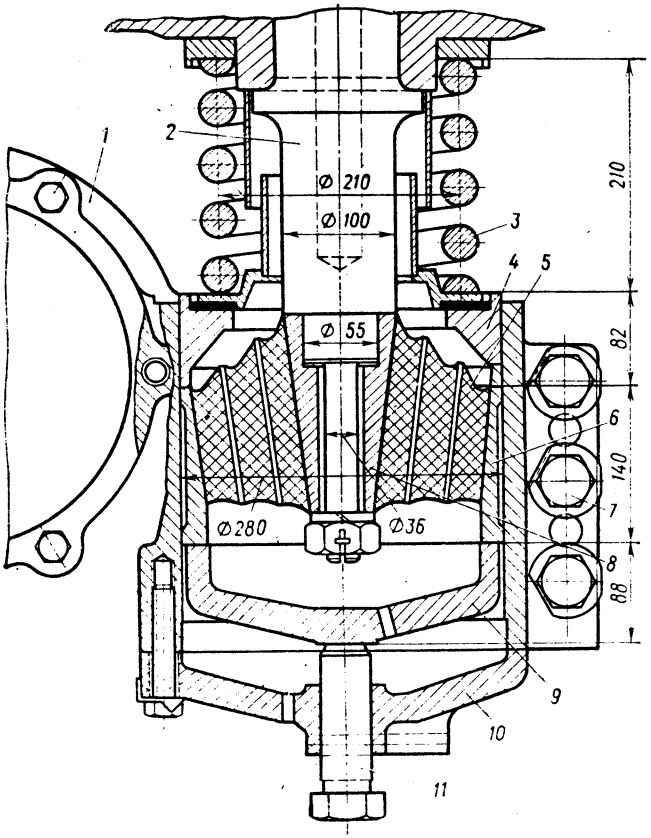


Рис. 11.9

Рис. 11.8. Резинометаллический блок (*а*) буксового узла тележек Y2-30 скоростного электропоезда TGV (Франция) и его характеристика (*б*):

1 — резина; *2* — стальная армирующая пластина; *3* — внешняя втулка; *4* — внутренняя втулка

Рис. 11.9. Модифицированный буксовый узел электровоза ЧС7 с резинометаллическими блоками:

1 — корпус буксы; *2* — шпинтон; *3* — буксовая пружина; *4* — опора пружины; *5* — резинометаллический блок; *6* — обойма резинометаллического блока; *7* — болты; *8* — внутренняя обойма резинометаллического блока; *9* — подвижная опора; *10* — неподвижная опора; *11* — винт, регулирующий высоту пружины

Частичная разгрузка пружинного комплекта позволила перейти к схеме с одной пружиной *3* (вместо двух) на каждое крыло и уменьшить диаметры прутка и навивки. Высота опорной поверхности пружины устанавливается регулирующим винтом *11*, после чего положение наружного кольца РМБ фиксируется тремя болтами.

В последние годы в Японии созданы узкоколейные моторвагонные тележки, буксовые узлы которых имеют цилиндрические направляющие, выполненные из высокополимерных антифрикционных материалов, не требующих смазки. Однако опыт их эксплуатации пока недостаточен для суждений о перспективах широкого применения.

Буксовый узел с цилиндрическими направляющими и парой трения сталь — антифрикционный полимер (полиацетат СТД), разработанный ВНИИЖТом, применен на выпускаемых с 1988 г. тележках моторных вагонов метрополитена.

§ 11.4. БУКСОВЫЕ УЗЛЫ С ШАРНИРНО-ПОВОДКОВЫМ И РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМАМИ

Буксовый узел с шарнирно-поводковым механизмом. Массовое применение шарнирно-поводкового механизма в буксовых узлах началось после создания резинометаллических шарниров (сайлент-блоков), позволивших избавиться от поверхностного трения и связанных с ним износов.

Наибольшее распространение получил буксовый узел, примененный впервые фирмой Alsthom с поводками, расположенными в разных уровнях и установленными по схеме антипараллелограмма (рис. 11.10). В пределах относительных перемещений колесной пары и рамы тележки, возникающих в эксплуатации (±20 мм), механизм обеспечивает практически прямолинейное поступательное движение корпуса буксы. Поводки, соединяющие буксу с рамой тележки, имеют по два резинометаллических шарнира, в которые входят цилиндрические сайлент-блоки, передающие продольные силы, и торцовые резинометаллические шайбы — амортизаторы, воспринимающие преимущественно поперечные усилия. Оси шарниров по концам обрабатывают под клин, что обеспечивает их беззазорную посадку в соответствующие пазы кронштейнов рамы. Выбирая размеры резиновых деталей и материал резины, можно получать различные значения жесткости связи буксы с рамой по разным координатам. В типовых буксовых узлах грузовых электровозов $ж_x$ = 1680 кН/м, $ж_y$ = 785 кН/м, $ж_z$ = 45,6 кН/м в расчете на буксу.

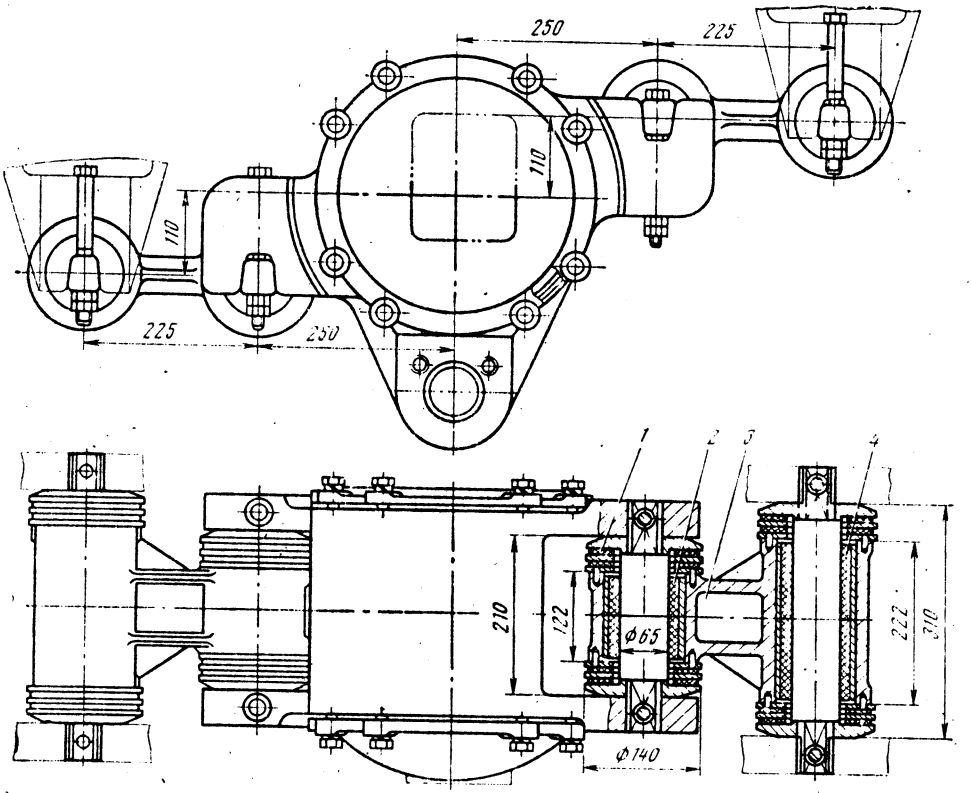


Рис. 11.10. Поводковая букса электровозов ВЛ80, ВЛ10, ВЛ60:
1 — амортизатор; *2, 4* — сайлент-блоки; *3* — поводок

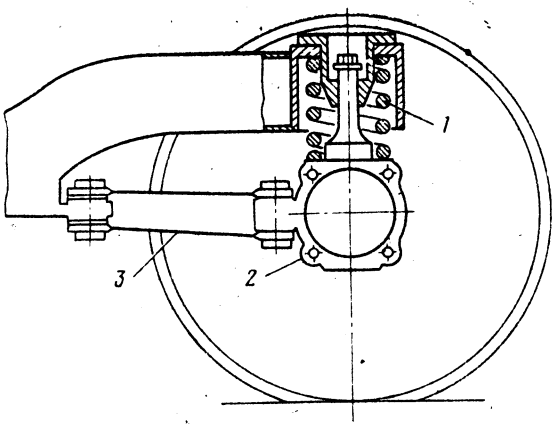


Рис. 11.11. Буксовый узел типа S моторвагонной тележки (фирмы «Сумитомо», Япония): *1* — буксовая пружина; *2* — корпус; *3* — пластинчатые поводки

К недостатку узла надо отнести значительную приведенную вертикальную жесткость связи, обусловленную коаксиальным скручиванием сайлент-блоков, что особенно нежелательно на моторвагонном подвижном составе. Ее значение определяется как

$$ж_z = 2(\lambda_1 + \lambda_2)/L_п^2,$$

где λ_1, λ_2 — угловые жесткости на коаксиальное скручивание соответственно первого и второго шарниров одного поводка; $L_п$ — длина поводка.

Значительное расстояние между кронштейнами рамы не позволяет увеличивать длину поводка, что могло бы снизить $ж_z$.

Вследствие симметрии расположения буксовых поводков при поперечных смещениях буксы по координате Y не происходит перекоса буксы, что является необходимым условием нормальной работы буксовых подшипников.

В последние годы в Японии интенсивно расширяется применение на моторвагонном подвижном составе буксового узла с односторонней установкой поводков по схеме параллелограмма (рис. 11.11). В этом случае удается укоротить и облегчить раму тележки. Поводки выполняются в виде плоских гибких пластин.

При вертикальных деформациях буксовых пружин от изменения веса пассажиров и колебаний тележки поводки изгибаются, а при тяге и торможении испытывают растяжение и сжатие. Наибольшую опасность в отношении прочности поводков представляют вертикальные перемещения, имеющие высокую частоту повторяемости. Для снижения вертикальных деформаций пружин жесткость буксовой ступени подвешивания делают высокой, что допустимо вследствие большой гибкости кузовной ступени, в которой использовано пневмоподвешивание. Одновременно применением упругих элементов «Элиго» (витая пружина, залитая в резиновую оболочку) с повышенной несущей способностью достигается эффективное демпфирование колебаний галопирования тележки.

При вертикальной деформации буксовых пружин поводки обеспечивают практически поступательное перемещение буксы в результате собственного изгиба. Поводки создают продольную жесткость в расчете на буксу 294 кН/мм, поперечную 19,1 кН/мм и вертикальную 0,44 кН/мм. Асимметричное расположение поводков при действии поперечных сил создает предпосылки для перекоса буксы и неравномерного нагружения подшипников. Поэтому требуется применять подшипники с роликами специальной формы, имеющие повышенную работоспособность в условиях перекоса. Для

условий работы на путях со значительным уровнем геометрических неровностей разработан вариант такого узла, в котором концы поводков заделаны в U-образные резиновые блоки, что снижает моменты в заделке пластин и поперечную жесткость узла в целом. Модификацией этого типа буксового узла можно считать достаточно простую конструкцию с одним поводком, шарнирно связанным с буксой и рамой тележки; его применение возможно при высокой жесткости буксовых пружин на сдвиг и сжатие (электропоезд ICE, тепловоз DE-6400).

Поводковый механизм с двусторонним расположением поводков в одном уровне вертикальную подвижность буксы не обеспечивает. Для этого необходимо, чтобы хотя бы один из поводков имел продольную податливость. Этого можно достичь либо креплением одного из поводков к упругой в продольном направлении пружинной опоре (буксовый узел системы «Minden-Deutz», рис. 11.12), либо присоединением к раме обоих поводков через сайлент-блоки, хотя бы один из которых имеет повышенную радиальную гибкость (буксовой узел IS скоростных японских электропоездов, рис. 11.13).

Узел обеспечивает продольную жесткость связи $3 \cdot 10^7$ Н/м и поперечную $1{,}5 \cdot 10^7$ Н/м в расчете на буксу. Следует подчеркнуть, что высокая долговечность пластинчатых поводков может быть обеспечена только при выполнении условий, способствующих снижению динамических напряжений в материале поводка вообще и в зоне, прилегающей к заделке, особенно. Это может быть достигнуто понижением уровня вертикальных деформаций буксовой ступени подвешивания (за счет повышения ее жесткости и эффективного гашения колебаний галопирования) и снижением угловой жесткости заделки за счет исполнения крепления поводков через устройство, обладающее угловой податливостью. К примеру, невыполнение этих условий в конструкции тележки вагонов метро типа Е обусловило преждевременный выход из строя буксовых поводков вследствие появления усталостных трещин.

Буксовый узел с рычажным механизмом. В основу кинематической схемы узла положено свойство горизонтально расположенного рычага, шарнирно закрепленного одним концом, обеспечивать жесткую продольную связь и вертикальную подвижность за счет поворота в шарнире. Резинометалличес-

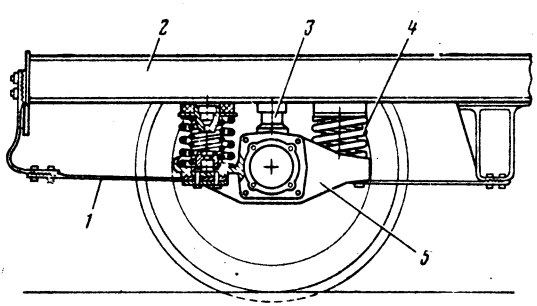


Рис. 11.12

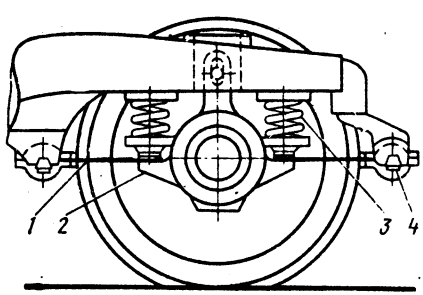


Рис. 11.13

Рис. 11.12. Буксовый узел вагона метрополитена типа Е:

1 — пластинчатый поводок; *2* — рама тележки; *3* — ограничительный шпинтон; *4* — буксовая пружина; *5* — корпус

Рис. 11.13. Буксовый узел типа IS тележек DT9004, DT200 скоростного поезда линии Нью-Токайдо:

1 — пластинчатый поводок; *2* — букса; *3* — буксовая пружина; *4* — сайлент-блок

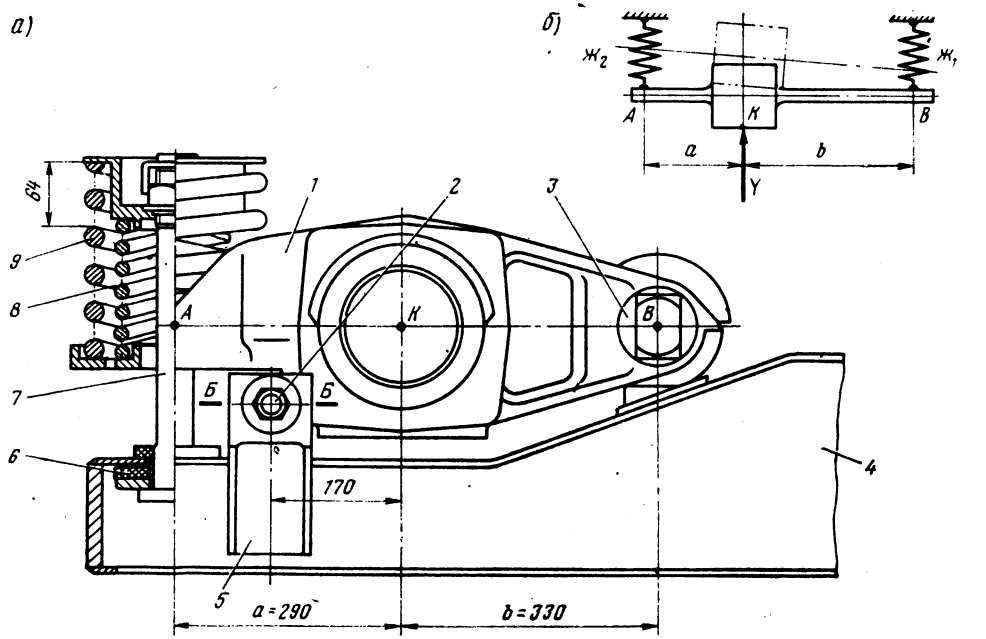


Рис. 11.14. Конструкция буксового узла моторной тележки дизель-поезда ДР1, автомотрисы АР1 (*а*) и схема нагружения рычажного буксового узла (*б*):

1 — корпус буксы; *2* — поводок; *3* — сайлент-блок; *4* — рама тележки; *5* — кронштейн поводка на раме тележки; *6* — резиновый амортизатор; *7* — болт; *8* — пружина внутренняя; *9* — пружина наружная

кий шарнир исключает поверхностное трение и делает узел неприхотливым в эксплуатации, а простота кинематической схемы приводит к уменьшению числа деталей, веса и стоимости узла.

Такой буксовой узел использован на дизель-поезде ДР1 (рис. 11.14, *а*). Корпус буксы *1* расположен почти в середине рычага, который закреплен шарнирно на раме тележки с помощью сайлент-блока *3*. На противоположном конце рычага находится комплект многорядных винтовых пружин *8*, *9*, которые болтом *7* крепятся к раме тележки *4*.

Эквивалентная жесткость такого рессорного подвешивания, приведенная к буксе, без учета влияния сайлент-блока $ж_{экв} = (1 + a/b)^2 ж$, где $ж$ — жесткость комплекта пружин; a и b — плечи рычага (рис. 11.14, *б*). Для реализации той же жесткости подвешивания необходимы пружины в несколько раз меньшей жесткости (обычно примерно в 4 раза), чем в обычном буксовом подвешивании. Это заставляет применять многовитковые пружины большого диаметра, которые не всегда просто вписать в габарит ходовых частей.

Высокие требования предъявляются к сайлент-блоку, воспринимающему основную часть продольных и поперечных сил и испытывающему коаксиальное скручивание и перекосы. Если не принять специальных мер, при передаче поперечных сил может произойти перекос буксы и защемление подшипников. Действительно, поперечная жесткость сайлент-блока, как правило, выше жесткости пружины, а расстояния от оси колесной пары до конечных точек опоры (сайлент-блок и пружина) различны (см. рис. 11.14, *б*).

Для того чтобы букса под действием поперечных сил перемещалась поступательно, без перекосов, деформации в обеих точках опоры должны быть

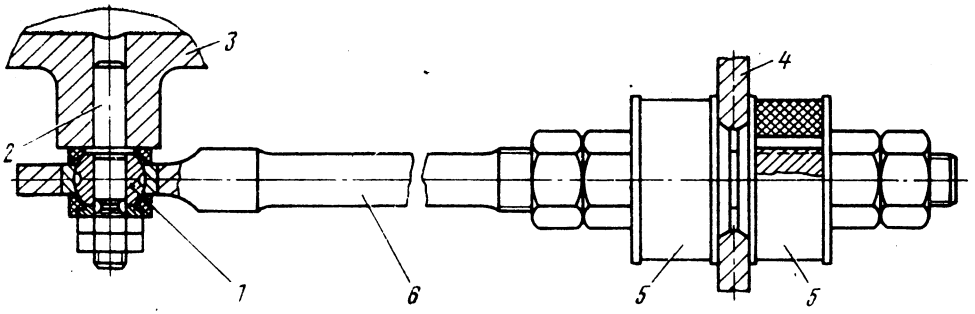


Рис. 11.15. Конструкция поводка в буксовом подвешивании с рычажной буксой тележки дизель-поезда ДР1, автомотрисы АР1:

1 — шарнир ШС17; *2* — палец; *3* — корпус буксы; *4* — кронштейн рамы тележки; *5* — шайба резинометаллическая; *6* — тяга

равны, а это достигается только при выполнении условия $ж_1/ж_2 = a/b$. Для выполнения этого условия устанавливают специальные упругие элементы, повышающие поперечную жесткость со стороны, противоположной сайлент-блоку. Например, применяют специальный поводок (рис. 11.15), предназначенный для ограничения угла поворота рычага буксы дизель-поезда ДР1 в поперечном направлении.

Длину тяги *6* поводка выбирают такой, чтобы жесткость резинометаллических шайб *5* не влияла значительно на вертикальную жесткость буксового подвешивания.

Сложным режимом нагружения для буксового подвешивания является также проход односторонней вертикальной неровности. В этом случае происходит перекос внутренних колец подшипника относительно наружных и, если подшипник не сферический, резко нарушается равномерность распределения нагрузки вдоль образующей ролика. Для снижения негативных последствий этого применяют конические подшипники или цилиндрические с роликами специальной бочкообразной формы, а также принимают меры по снижению угловой жесткости шарнира рычага в поперечной плоскости. С этой целью используются не цилиндрические, а многослойные конические сайлент-блоки, приближающие свойства пары шарниров к шаровому, имеющему минимальную поперечную угловую жесткость.

Из сказанного следует, что в рычажном буксовом узле пружина, резинометаллический шарнир, а если не принять специальных мер, то и подшипники работают в более сложных, чем обычно, условиях. Нагрузка на них действует в нескольких плоскостях, что предъявляет повышенные требования к их несущим способностям.

Вместе с тем простота конструкции, небольшая масса все больше привлекают внимание к такому узлу, в том числе и с целью использования его на скоростном подвижном составе. В частности, такой буксовый узел применен в моторной тележке высокоскоростного электропоезда ETR-450 (Италия) и поддерживающей тележке поезда TGV-A.

Одной из производных схем от рычажного механизма можно считать применение связи двух смежных букс продольным балансиром, на который в средней части опираются пружины буксовой ступени. Эта схема довольно широко применялась на французских локомотивах 50—60-х годов, но впоследствии с ростом скоростей движения от нее отказались из-за значительной неподрессоренной массы, опирающейся на шейку оси. С некоторыми изменениями она возрождена в конструкции тепловоза ТЭП80.

Глава 12

УЗЛЫ СОЕДИНЕНИЙ КУЗОВА С ТЕЛЕЖКАМИ

§ 12.1. КЛАССИФИКАЦИЯ УЗЛОВ СОЕДИНЕНИЙ КУЗОВА С ТЕЛЕЖКОЙ

Требования к соединениям тележки и кузова (см. § 5.4) могут быть конструктивно воплощены различным образом. Многочисленные существующие компоновочные схемы можно свести в ограниченное количество групп.

Возможны три подхода к реализации узлов соединений (связей) кузова с тележкой. Первый основан на многоцелевом использовании одного и того же элемента для осуществления связей по многим координатам; в этом случае узел сравнительно прост, масса его невелика, но достичь оптимальных характеристик связи по всем координатам не удается, приходится ориентироваться на удовлетворение требований по основным связям в ущерб другим. Второй подход предусматривает выделение для связей по каждой из координат отдельного устройства, обладающего оптимальными для данного конкретного случая характеристиками. При этом конструкция получается, как правило, более сложной. На практике часто приходится прибегать к третьему подходу, представляющему собой комбинацию двух первых с преобладанием одного или другого в зависимости от конкретных требований, предъявляемых к подвижному составу.

Некоторые функции связей по отношению к тележке и кузову могут быть реализованы через связи либо с кузовом, либо с колесными парами.

Например, обеспечение продольной устойчивости тележки может быть достигнуто неполным продольным сбалансированием буксовой ступени рессорного подвешивания; в этом случае кузов может опираться на тележку через одну опору. В случае сбалансированного буксового рессорного подвешивания для предотвращения опрокидывания рамы тележки в продольной вертикальной плоскости необходимо иметь минимум две опоры, разнесенные по длине тележки.

Значительная гибкость буксовой ступени рессорного подвешивания может в такой степени обеспечить виброзащиту кузова, что вообще не потребуется вертикальная упругая связь кузова с тележкой; то же можно сказать о связях по координате боковой качки φ_x.

В табл. 12.1 приведена классификация основных типов связей кузовов с тележками. Как видим, совершенствование узла связи (от типа I до типа V) шло от многоцелевого использования простейшей плоской цилиндрической опоры для связи по всем координатам (с плохим соответствием оптимальным требованиям к их характеристикам) до разделения основных функций связи по вертикальным, продольным, поперечным и поперечно-угловым перемещениям между специализированными устройствами, обеспечивающими близкие к оптимальным характеристики связей. Однако это привело к весьма сложной и тяжелой конструкции, трудоемкой в содержании и ремонте.

Дальнейшая эволюция состояла в поиске путей упрощения конструкции путем возврата к многоцелевому использованию малого числа элементов (пружины, пневморессоры), но на новом качественном уровне, со значительным приближением характеристик связей к оптимальным и сокращением числа сочленений с поверхностным трением.

Таблица 12.1

Тип узла	Условное обозначение [1]	Элементы узлов и характер связи по координатам					
		x	y	z	φ_x	φ_y	φ_z
С плоской цилиндрической опорой	Э	Плоская цилиндрическая поворотная опора					
	С	Жесткая			Ограниченно-жесткая		Слабая фрикционная
Со сферической опорой	Э	Сферическая поворотная опора			Боковые упругие опоры	Сферическая поворотная опора	
	С	Жесткая			Упругая	Жесткая	Слабая фрикционная
С двумя маятниковыми опорами	Э	Опорные резиновые конусы	Пружинный возвращающий механизм	Опорные резиновые конусы	Боковые упругие опоры	Опорные резиновые конусы	Пружинный возвращающий механизм
	С	Упругая высокой жесткости	Упругая с предварительным натягом	Упругая высокой жесткости	Упругая	Упругая высокой жесткости	Упругая с предварительным натягом
С люлечной подвеской	Э	Скользящий шкворень с шаровым шарниром, лемнискатный механизм, наклонная или горизонтальная тяга [4]	Люлечный механизм	Рессоры, пружины			Скользуны или гасители колебаний
	С		Квазиупругая	Упругая			Фрикционная
С пружинным возвращающим устройством	Э		Пружинный возвращающий механизм	Пружина			Скользуны
	С	Жесткая или упругая высокой жесткости [4]	Упругая	Упругая			Фрикционная
С пружинами «Флексикойл»	Э		сдвиг [2]	сжатие [2]	Витые пружины, работающие на сжатие (преимущественно) и перекос	перекос (преимущественно) и сжатие	сдвиг и коаксиальное кручение [3]
	С		Упругая				
С пневматическими рессорами	Э		сдвиг [2]	сжатие [2]	Пневмобаллоны, работающие на сжатие (преимущественно) и перекос	перекос	сдвиг и коаксиальное кручение [3]
	С		Упругая				
С резинометаллическими опорами	Э		сдвиг	сжатие	Резинометаллические опоры, работающие на сжатие	сжатие и перекос	сжатие и коаксиальное кручение [3]
	С		Упругая				

[1] Приняты следующие обозначения: Э — элемент; С — связь.

[2] Как правило, в связь вводится гидравлический гаситель с линейной характеристикой.

[3] Как правило, на скоростном подвижном составе в связь вводится гидравлический гаситель с характеристикой фрикционного типа.

[4] Для узлов с люлечной подвеской, с пружинным возвращающим устройством, с пружинами «Флексикойл», с пневматическими рессорами, с резинометаллическими опорами.

§ 12.2. УЗЕЛ СОЕДИНЕНИЯ С ЖЕСТКОЙ ПЛОСКОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОПОРОЙ

В этой группе технических решений узла соединения кузова с тележкой используется простейшая цилиндрическая поворотная пята, имеющая плоскую опорную поверхность. Она представляет собой элемент многоцелевого использования.

Через опору передаются все или основная часть вертикальной нагрузки от веса кузова, продольные силы, поперечные силы взаимодействия кузова и тележки, осуществляется ограниченно жесткая угловая связь по координатам боковой качки и галопирования. Цилиндрическая пята играет роль шкворня, вокруг которого поворачивается в горизонтальной плоскости тележка.

Таким образом, опора обеспечивает связи между тележкой и кузовом по всем координатам. Узлы связи кузова с тележкой этой группы применены на отечественных локомотивах $С^с$, ВЛ19, ВЛ22^м, ВЛ23, ВЛ8 и ряде других, в которых используется аналогичная механическая часть.

Узел (рис. 12.1) представляет собой стальную литую цилиндрическую пяту *9*, плоская нижняя и цилиндрическая боковая рабочие поверхности которой выполнены в виде наваренных стальных термоупрочненных наличников *19*, *20*. Пята с минимальными зазорами входит в стальной литой подпятник, рабочие поверхности которого также выполнены в виде плоских *21* и цилиндрических *17* термоупрочненных наличников. Наличники закаливают до твердости НВ 285÷341 (плоские) или НВ 200÷266 (цилиндрические). Опора работает в масляной ванне; попадание грязи в нее предотвращают щиты *14* и войлочные уплотнения *13*.

При повороте тележки по координате φ_z в опоре возникает момент трения

$$M_{тр} = 0{,}5P_к f \cdot 0{,}25(d_2 + d_1),$$

где $0{,}5P_к$ — вес, приходящийся на опору; f — коэффициент трения; d_1, d_2 — соответственно внутренний и внешний диаметры рабочей поверхности опоры.

Из-за сравнительно малой величины $0{,}25(d_2 + d_1)$ недостаточно значение момента для того, чтобы заметно влиять на виляние тележки.

Если на локомотиве применены две сочлененные тележки, расстояние между геометрическими центрами рам которых меняется при проходе кри-

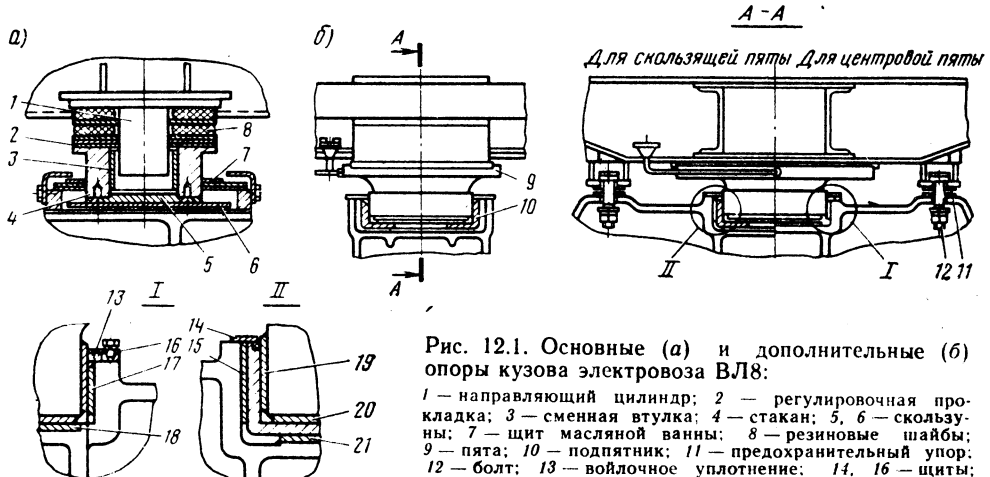


Рис. 12.1. Основные (*а*) и дополнительные (*б*) опоры кузова электровоза ВЛ8:

1 — направляющий цилиндр; *2* — регулировочная прокладка; *3* — сменная втулка; *4* — стакан; *5*, *6* — скользуны; *7* — щит масляной ванны; *8* — резиновые шайбы; *9* — пята; *10* — подпятник; *11* — предохранительный упор; *12* — болт; *13* — войлочное уплотнение; *14*, *16* — щиты; *15*, *18*, *20*, *21* — наличники; *17*, *19* — кольцевые наличники; *I* — для поворотной пяты; *II* — для скользящей пяты

вых, то одна из опор должна иметь скользящую пяту, в которой предусматривается некоторая свобода перемещения вдоль оси тележки. Это достигается опиранием одной из пят на скользящий квадратный подпятник *10*, устанавливаемый в прямоугольном гнезде рамы тележки с большими зазорами в продольном направлении. Разумеется, скользящая пята продольных усилий между кузовом и тележкой не передает.

По координате φ_x в опоре реализуется ограниченно жесткая связь с характеристикой момента, определяемого произведением радиуса пяты на вес, передаваемый через опору (рис. 12.2). При возникновении моментов, бо́льших M_{max}, происходит отрыв одной стороны пяты от подпятника, и кузов при наклоне на угол более φ_{x0} может опрокинуться. Во избежание этого плоские цилиндрические опоры дополняют боковыми предохранительными упорами *11* (см. рис. 12.1) с износостойкими наличниками. Они играют роль ограничителя хода при опрокидывании кузова и вступают в работу только после выбора зазоров 5 мм между верхним и нижним наличниками при поперечном наклоне кузова относительно тележки φ_{x3} (см. рис. 12.2). Раскрытие зазора между наличниками сверх допустимого значения исключается благодаря предохранительным болтам *12* (см. рис. 12.1).

При наличии буксовой ступени, обеспечивающей продольную устойчивость тележек (несбалансированное рессорное подвешивание), достаточно установить по одной опоре на тележку. Однако в этом случае координата положения опоры вдоль оси тележки однозначно определяется из условия равномерного распределения нагрузок по осям локомотива. Она может оказаться в точке, где нельзя установить поперечную балку, и тогда приходится располагать опору между поперечными балками, применив для этой цели специальную продольную балку, опирающуюся на них (электровозы С^{с}, ВЛ22^{м}).

Если буксовое подвешивание полностью сбалансировано (электровозы ВЛ8, ВЛ23), продольная устойчивость тележек должна обеспечиваться связями с кузовом по координате φ_y. Хотя плоская опора и создает некоторый восстанавливающий момент, он недостаточен, чтобы обеспечить продольную устойчивость тележек.

Эффективным и конструктивно простым решением является опирание на две опоры или группы опор, разнесенные по длине тележки, причем принимают специальные меры, обеспечивающие возможность поворота тележки в горизонтальной плоскости относительно кузова. Возможно применять с этой целью комбинацию центральной поворотной опоры описанного типа и дополнительной плоской опоры трения, допускающей поперечные перемещения верхнего скользуна относительно нижнего. Таким образом выполнен узел соединения на электровозах ВЛ8 и ВЛ23, близких по конструкции, основные детали которых унифицированы.

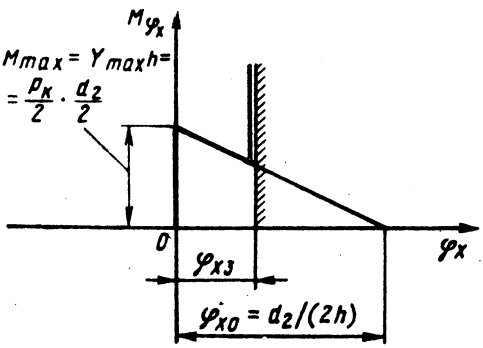


Рис. 12.2. Характеристики связи кузова и тележки по координате φ_x при плоской опоре, где $M_{max} = Y_{max}h$

Центральные пяты расположены на средних поперечных балках, а дополнительные — на концевых. Координата расположения центральной опоры по длине тележки может быть выбрана из конструктивных соображений; необходимое распределение

нагрузок между центральной и дополнительной опорами достигается регулировкой деформации упругого элемента последней. Это возможно вследствие статической неопределимости системы двух опор, одна из которых имеет жесткую плоскую пяту. На электровозе ВЛ23 оказалось возможным не применять продольную балку под опору, как это сделано на электровозах ВЛ22^{м}, и установить опору непосредственно на одной из средних поперечных балок, упростив тем самым конструкцию рамы тележки.

Дополнительная опора (см. рис. 12.1, *б*) имеет нижний стальной *6* и верхний чугунный *5* плоские скользуны. На верхний скользун нагрузка от кузова передается через резиновые шайбы *8* жесткостью 4—6 кН/мм каждая, регулировочные прокладки *2*, стакан с запрессованной в него сменной втулкой *3*. Через эти втулки направляющий цилиндр *1*, установленный на кузове, передает поперечные силы верхней части опоры. Трущаяся пара работает в масляной ванне, закрытой щитом *7*.

У электровоза ВЛ8 дополнительные опоры установлены на наружных поперечных брусьях тележек одной половины электровоза, а у ВЛ23 — на брусьях сочленения.

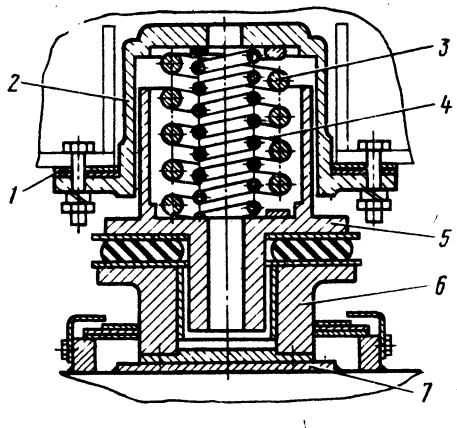
Дополнительная опора при повороте тележки относительно кузова создает момент трения, который способствует повышению критической скорости по виляниию. Его значение зависит от нагрузки опоры и коэффициента трения скользунов. Для повышения момента трения увеличивают нагрузку на дополнительные опоры и применяют пару трения без смазки. Так, на электровозе ВЛ23 на буферных брусьях дополнительно установлены третьи опоры для создания момента сил трения, препятствующего виляниию.

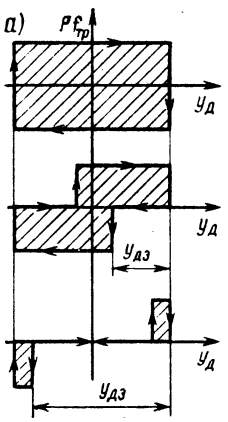
Первоначально третья опора (рис. 12.3) выполнялась аналогично дополнительной на брусьях сочленения; распределение нагрузок между центральной, второй и третьей опорами соответственно 224,6; 32 и 20 кН. Малый момент трения 21,8 кН · м был недостаточно эффективен, в связи с чем изменили распределение нагрузок (163; 63 и 53,6 кН), а также применили скользуны без смазки. Верхний скользун *6* выполнен из износостойкой марганцовистой стали Г13Л, нижний *7* — из стали 45, термически обработанной до твердости НВ 285÷341.

При этом момент трения возрос до 60,2 кН · м, что обеспечило более спокойный ход локомотива и меньшее воздействие его на путь при скоростях, близких к конструкционной.

Последовательно с резиновой шайбой установлены две пружины *3*, *4*, которыми через прокладки *1* регулируется распределение нагрузок между опорами. Значительное превышение прогиба пружин над прогибом резиновых шайб снижает изменение распределения нагрузок между опорами из-за накопления остаточных деформаций в резиновых шайбах.

Поперечные усилия с кузова на тележку через дополнительную опору передаются по цепи, в которую входят наружный *2* и внутренний *5* стаканы опоры, а также цилиндрическая направляющая опоры и сменная втулка. Износ рабочих поверхностей этих пар приводит к появлению зазоров в поперечной связи тележки и кузова через дополнительную опору; при этом не обеспечивается беззазорная связь со скользунами, что снижает энергию, рассеиваемую в опоре за одно колебание. Это тем более существенно, что абсолютные значения максимального угла виляния тележки малы и измеряются тысячными долями радиана, а относительные поперечные перемещения кузова и тележки в точке установки дополнительной опоры $y_д = (\varphi_{zт} - \varphi_{zк})l_д$ (где $l_д$ — расстояние между осями центральной и дополнительных опор, рис. 12.4, *б*) не превышают единиц миллиметров.





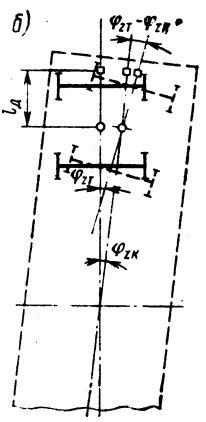


Рис. 12.3 Рис. 12.4

Рис. 12.3. Дополнительная опора кузова электровоза ВЛ23

Рис. 12.4. Влияние боковых зазоров в дополнительной опоре кузова на ее характеристики:

$y_д$ — относительное поперечное смещение кузова и тележки в месте установки дополнительной опоры; $y_{дз}$ — относительное смещение верхней и нижней частей дополнительной опоры в зазоре

По мере роста зазора в связи со скользунами все бóльшая часть хода кузова $y_д$ осуществляется свободно, без перемещения скользунов и рассеиваемая энергия (заштрихованная область) уменьшается (рис. 12.4, *а*).

Узел связи тележки с кузовом, в котором использована плоская цилиндрическая опора, прост по конструкции, однако не отвечает целому ряду требований, сформулированных ранее (см. § 5.4). В частности, он имеет жесткие связи по координатам y, x, z, практически жесткие по φ_x и φ_y. Только связь по координате φ_z имеет качественно требуемую характеристику — фрикционную, но количественно момент трения в опоре слишком мал, чтобы играть заметную роль в подавлении колебаний виляния. Взаимные перемещения контактирующих деталей происходят в условиях поверхностного трения при высоком уровне силы и давлений, а следовательно, и износа.

В силу перечисленных недостатков узел этого типа в последние годы на вновь строящихся магистральных локомотивах не применяют.

Некоторые преимущества перед рассмотренной имеет система с центральной сферической опорой. Благодаря возможности поперечного наклона кузова снижается степень инерционной связи тележки и кузова по координате y, что ведет к снижению воздействия на путь и повышению поперечной плавности хода локомотива. Поскольку сферическая опора не создает поперечного возвращающего момента, ее обязательно дополняют упругими боковыми опорами кузова. Подобная конструкция была, в частности, применена на электровозе Си итальянского производства для участка Сурамского перевала (1932 г.).

§ 12.3. УЗЕЛ СОЕДИНЕНИЯ С МАЯТНИКОВЫМИ ОПОРАМИ

Узел связи кузова с тележками на базе маятниковых опор выполнен по принципу многоцелевого использования малого числа элементов для реализации связей по всем координатам. Впервые такой узел был применен

на электровозе СС7100 французской фирмы Alsthom в 1952 г., впоследствии — на электровозах Ф, Ф^{п}, ВЛ60 (с 1957 г.) и его модификациях, а также на тепловозе ТЭП60.

Характерными для узла являются следующие особенности:

наличие двух разнесенных по длине тележки главных опор, что позволяет полностью сбалансировать буксовое рессорное подвешивание;

реализация в опоре упругих связей кузова с тележкой по координате y, что позволяет избавиться от жесткой связи тележки и кузова в поперечном направлении и тем самым уменьшить массу, взаимодействующую с путем;

то же по координате φ_z; благодаря наличию двух разнесенных по длине опор создается момент упругих сил, стремящийся удержать тележку соосно с кузовом и тем препятствующий вилянию;

передача сил тяги через опоры, что позволяет обойтись без сложного в изготовлении и эксплуатации шкворневого узла;

расположение поперечных балок под главные опоры в местах, удобных по конструктивным соображениям, и выравнивание нагрузок между главными опорами с помощью упругих дополнительных опор; последние, установленные на боковинах рамы тележки, обеспечивают также поперечную устойчивость кузова и упругую связь по координате φ_x;

конструктивное выполнение главных опор, обеспечивающее взаимные перемещения тележки и кузова за счет деформаций промежуточных резиновых деталей, что исключает поверхностное трение в сопряжении тяжело нагруженных кинематических пар и тем самым исключает износ и необходимость смазывания опор.

Рассмотренные особенности не лишены противоречий. Основное из них возникает из-за того, что для оказания заметного влияния на колебание тележки относительно оси z в прямой, характеризующееся углом, не превышающим нескольких тысячных долей радиана, необходима высокая угловая жесткость связи

$$ж_{\varphi_{zт}} = 0{,}5 ж_y L_{оп}^2, \qquad (12.1)$$

где $L_{оп}$ — расстояние между опорами одной тележки; $ж_y$ — поперечная жесткость связи кузова с тележкой в одной опоре.

Для свободного прохождения кривых малого радиуса, в которых угол поворота тележки на два порядка выше, нужна малая угловая жесткость той же связи. При этом нельзя забывать и о важнейшем требовании обеспечения малой жесткости $ж_y$ связи кузова и тележки по координате y, реализуемой все в той же опоре.

Предложено оригинальное техническое решение для опор, позволяющее хотя бы частично удовлетворить эти, казалось бы, непримиримые противоречия. Опора (рис. 12.5) представляет собой вертикальный стержень, шарнирно соединенный с рамами кузова и тележки. Стержень удерживается в центральном положении двумя пружинными аппаратами, но под воздействием поперечных сил может поворачиваться относительно шарниров, обеспечивая упругую связь кузова с тележкой по координате y. Пружины аппарата выполнены с предварительным натягом.

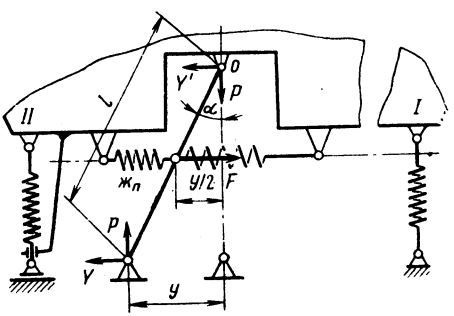


Рис. 12.5. Кинематическая схема маятниковой опоры

Обеспечивающие поперечную устойчивость кузова боковые упругие

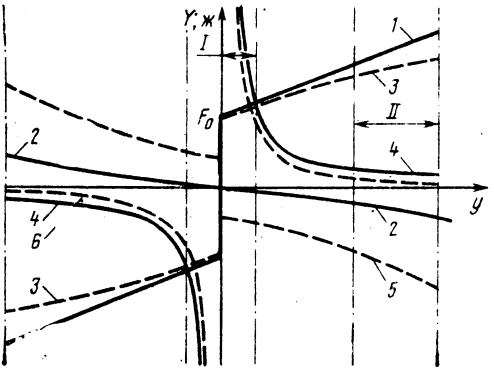


Рис. 12.6. Зависимость составляющих возвращающего усилия Y и поперечной жесткости опоры $ж$ от перемещений y:

1 — возвращающее усилие, создаваемое пружинными аппаратами с предварительным натягом пружин $F_0+yж_п/2$; *2* — отрицательное возвращающее усилие опоры как маятника с нижней точкой закрепления $yP/\sqrt{l^2-y^2}$; *3* — суммарное возвращающее усилие узла опоры Y; *4* — жесткость (интегральная) поперечной связи, создаваемой пружинными аппаратами $F_0/y+ж_п/2$; *5* — отрицательная гравитационная жесткость $P/\sqrt{l^2-y^2}$; *6* — суммарная жесткость поперечной связи узла опоры $ж_{y_0}$

опоры могут иметь шарнирное или скользящее соединение с боковиной рамы тележки (узлы *I* и *II* на рис. 12.5).

Определим возвращающее усилие Y, создаваемое опорой при смещении кузова относительно тележки в точке установки опоры на величину y; для этого запишем уравнение моментов сил, действующих на опору относительно точки O,

$$Y\sqrt{l^2-y^2}+Py-F\sqrt{l^2-y^2}/2=0, \qquad (12.2)$$

где Y — возвращающее усилие, действующее в опорном шарнире; P — вес, передаваемый через опору; l — высота опоры; $0{,}5\,l$ — высота прикрепления возвращающего пружинного механизма.

Усилие пружинных аппаратов

$$F = 2F_0 + 2ж_п y/2, \qquad (12.3)$$

где F_0 — усилие предварительного натяга одного пружинного аппарата; $ж_п$ — жесткость пружины одного аппарата.

Преобразовав выражение (12.2) с учетом (12.3), получим

$$Y = F_0 + y(ж_п/2 - P/\sqrt{l^2-y^2}). \qquad (12.4)$$

Поделив обе части равенства на перемещение y, найдем жесткость опоры в поперечном направлении

$$ж_{y_0} = F_0/y + ж_п/2 - P/\sqrt{l^2-y^2}, \qquad (12.5)$$

где $P/\sqrt{l^2-y^2}$ — отрицательная гравитационная жесткость маятниковой опоры.

Из выражений (12.4), (12.5) и рис. 12.6 видно, что в зоне *I* малых перемещений, характерных для виляния тележки в прямых, опора работает с высокой жесткостью, стремящейся к бесконечности, определяемой в первую очередь предварительным натягом пружин. В зоне *II*, характерной для движения в крутых кривых, опора работает с низкой жесткостью, определяемой «мягкой» нелинейной характеристикой возвращающих устройств и отрицательной гравитационной жесткостью опор, повышающейся с ростом их поперечного смещения.

Конструктивно маятниковые опоры (рис. 12.7) представляют собой стойку *5*, имеющую в верхней и нижней частях гнезда для резиновых конусов *4*, выполняющих роль шарниров. В шкворневой поперечной балке тележки предусмотрено гнездо, в котором установлен опорный конус *10*. Прокладки *11* служат для регулирования высоты опорного конуса, чем обеспечивается горизонтальность рамы тележки, независимо от разброса просадок резиновых конусов. Гнездо защищено от пыли брезентовым чехлом *9*.

В шкворневой поперечной балке кузова также предусмотрено гнездо с верхним опорным конусом *2*, передающим нагрузку на верхний резиновый конус. К верхней части опоры через боковые проушины крепят возвращающий пружинный аппарат *14*. Наружными проушинами через валики и износостойкие втулки он связан с кронштейнами *16* рамы кузова *17*. Пружины механизма всегда работают на сжатие независимо от направления смещения

опоры. Механизм собирают с минимальными зазорами δ и поддерживают их в эксплуатации, так как наличие зазоров резко меняет характеристику опоры (рис. 12.8). Нельзя допустить, чтобы регулировочный упор *1* был не доведен или перетянут, так как в обоих случаях раскроется зазор между чашкой *2* и упором *1* или между корпусом *5* и чашкой *2*.

При наличии зазора на начальной части характеристики появляется участок с нулевой жесткостью и эффект сдерживания виляния резко уменьшается. Так, если зазоры δ_1, δ_2, δ_3 равны 1 мм, то беспрепятственный пово-

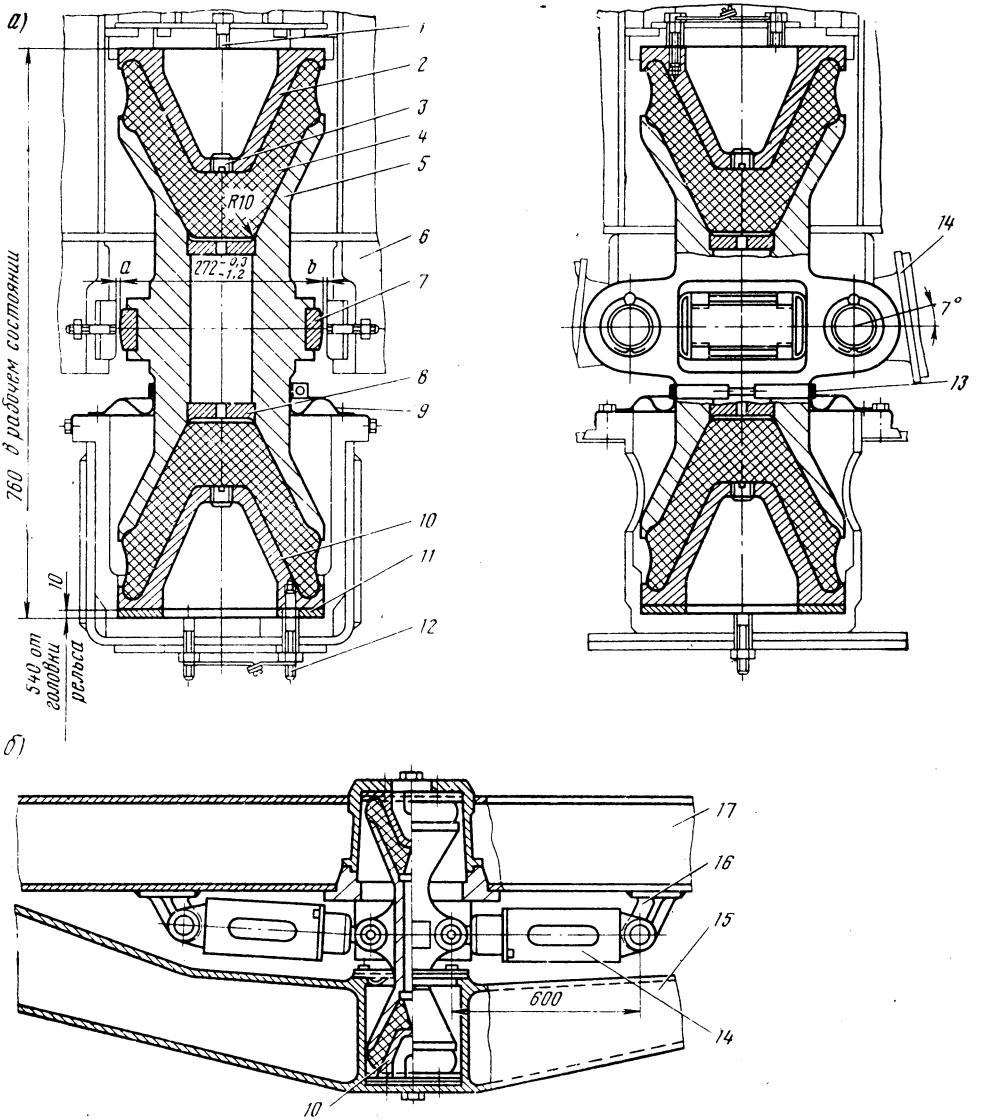


Рис. 12.7. Центральная маятниковая опора кузова тепловоза ТЭП60 (*а*), установка опоры на тележку (*б*):

1 — болт, фиксирующий положение конуса; *2* — верхний стальной конус; *3* — заглушка резьбовая; *4* — резиновый конус; *5* — стойка опоры; *6* — тяговый кронштейн; *7* — вкладыши (камни); *8* — заглушка; *9* — защитный чехол; *10* — нижний конус; *11* — прокладка; *12* — фиксирующая шпилька; *13* — хомут защитного чехла; *14* — возвращающий аппарат; *15* — рама тележки; *16* — кронштейн рамы кузова для возвращающего аппарата; *17* — рама кузова

рот рамы тележки будет соответствовать поперечному смещению крайней колесной пары на 6 мм; номинальный поперечный зазор между гребнем обточенного бандажа и рельсом равен 7 мм. Следовательно, при вилянии тележки в зазоре опоры могут включиться только в положении наибольшего перекоса тележки, чего в прямых, как правило, не наблюдается.

Обе половины возвращающего устройства должны быть очень точно отрегулированы по длине (l = 600 мм), в противном случае тележка установится несоосно с кузовом, что может стать причиной неравномерного износа гребней бандажей левых или правых колес.

Для передачи сил тяги и торможения (у рассматриваемых локомотивов автосцепка установлена на раме кузова) к средней части опоры приваривают износостойкие вкладыши *7* (см. рис. 12.7, *а*), передающие усилия на закрепленные болтами наличники тяговых кронштейнов *6*. Накладки и наличники изготовляют из марганцовистой стали Г13; работают они без смазывания. Зазор между ними регулируется в пределах 0,2—0,6 мм прокладками.

Боковые опоры электровозов ВЛ60 первоначально выполняли в виде подпружиненных качающихся стержней (рис. 12.9, *а*). В этом случае нагрузка передается через приваренный к раме кузова наружный стакан *1*, пружину *2*, внутренний стакан *4* с износостойкими вкладышем *3* и направляющими втулками, качающийся стержень *5* с головкой из марганцовистой стали, нижний вкладыш *6* и упорную пробку *7*, допускающую регулировку положения стержня по высоте. Все трущиеся детали изготовлены из марганцовистой стали Г13Д.

Эксплуатация первых электровозов с маятниковыми опорами СС7100 и ВВ16500 (Франция) показала, что система с маятниковыми опорами не способна сдержать виляние тележки и обеспечить плавный ход локомотива. В связи с этим были добавлены средства для создания момента сил сухого трения по координате φ_z. По этой же причине на электровозах ВЛ60 впоследствии стали устанавливать дополнительные опоры скольжения (рис. 12.9, *б*). Верхняя часть опоры крепится на кронштейне *9* рамы кузова и снабжена направляющими втулками *8* и *10*, обеспечивающими одноосную деформацию пружины *11*. Усилие от пружины передается через внутренний стакан с износостойким вкладышем на стержень *16*, который через вкла-

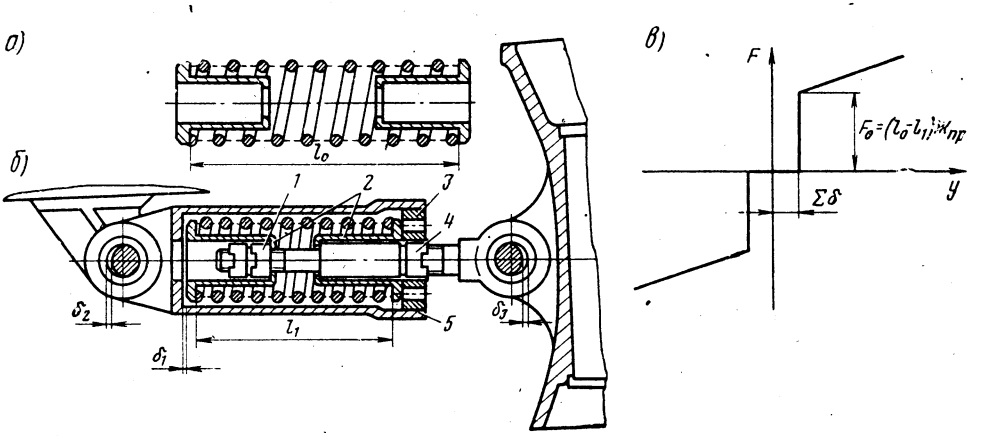


Рис. 12.8. Пружина в свободном состоянии (*а*), возвращающий аппарат в сборе (*б*), характеристика аппарата (*в*):

1 — регулировочный упор; *2* — чашка; *3* — упорная шайба; *4* — регулировочная гайка; *5* — корпус аппарата

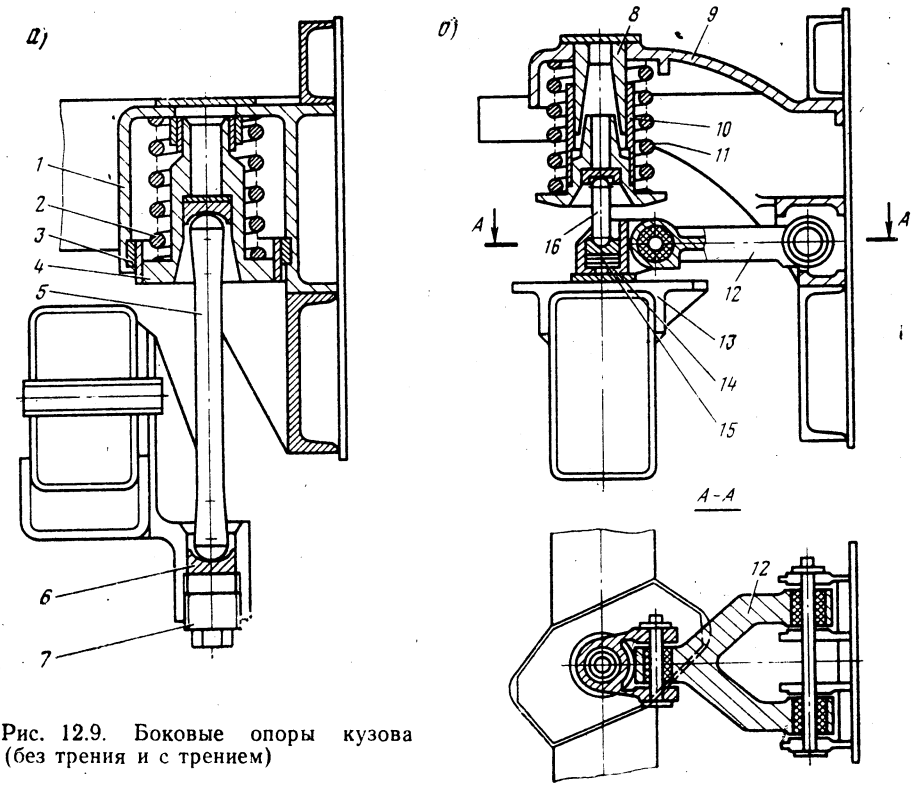


Рис. 12.9. Боковые опоры кузова (без трения и с трением)

дыш и регулировочные прокладки *15* передает его на скользящую опору *14* с наличником *13*. Опора закреплена на поворотном рычаге *12*, не ограничивающем ее вертикальные перемещения, но удерживающем опору в продольном и поперечном направлениях относительно кузова, что заставляет работать пару скользунов при относительных перемещениях тележки и кузова в горизонтальной плоскости. Вертикальную нагрузку на опору, а следовательно, и уровень сил трения в скользунах можно регулировать, подбирая характеристики пружин и высоту прокладок.

Схема расположения опор на электровозах ВЛ60 и ВЛ60^{п} показана на рис. 12.10. Нагрузки на главные опоры равны 116 кН, на дополнительные качающиеся — 42 кН, на дополнительные скользящие — 2 кН.

Узел с маятниковыми опорами не нашел широкого распространения ни в отечественном локомотивостроении, ни за рубежом. Причиной этого стали заложенные в нем некоторые органические противоречия. Так, связь по координатам y и φ_z обеспечивается одним и тем же упругим элементом, а требования по первой координате (линейная невысокая жесткость, особенно

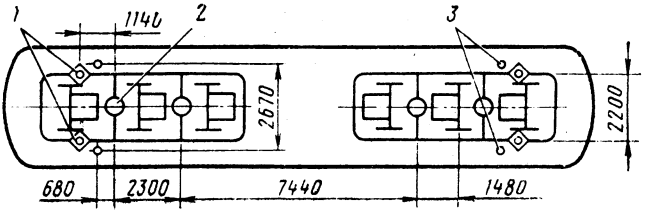


Рис. 12.10. Схема расположения опор кузова ВЛ60 и ВЛ60^{п}:

1 — скользящие опоры; *2* — центральные опоры; *3* — качающиеся опоры

в начальной части характеристики) несовместимы с требованиями по второй (высокая жесткость и прежде всего в начальной части характеристики).

В результате жесткость поперечной связи загрублена предварительным натягом, а также силами трения в опорах скольжения, которые работают не только при повороте, но и при относе тележки. Не случайно уже в 1960 г. фирма Alsthom модернизировала выпускавшийся менее 5 лет электровоз BB16500, включив последовательно с маятниковыми опорами люлечный механизм. Большое число дополнительных опор усложнило в принципе простую конструкцию и создало много узлов с поверхностным трением, требующих смазывания и подверженных износу. К недостаткам системы надо отнести высокие требования к регулировке зазоров и сборочных размеров возвращающего механизма с точностью, измеряемой долями миллиметра.

§ 12.4. УЗЛЫ СОЕДИНЕНИЯ СО ШКВОРНЯМИ, ЛЮЛЕЧНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ И СКОЛЬЗУНАМИ

Эта группа узлов соединения кузова с тележкой включает в себя большое количество различных конструкций, объединенных обязательным наличием трех указанных устройств, в самом применении которых заложен определенный подход — выделение для связи по каждой координате отдельного устройства, наилучшим образом отвечающего поставленным требованиям.

Каждое из перечисленных устройств имеет одну основную функцию и его конструкция и параметры могут быть целиком подчинены ее выполнению: шкворень — передача продольных сил при относительных поворотах кузова и тележки; люлька — устранение жесткой и введение квазиупругой связи кузова и тележки в поперечном направлении; скользуны — передача веса кузова на тележку в условиях взаимных перемещений и создание момента диссипативных сил, препятствующих вилянию тележки.

Исходной конструкцией можно, по-видимому, считать тележки с люлечным подвешиванием для пассажирских вагонов, появившиеся еще в конце прошлого века. Двухосные тележки моторных вагонов электропоездов в СССР начал впервые проектировать и строить Мытищинский вагоностроительный завод, который перенес в них отработанные вагонные конструкции. Примером этих решений, сохранившихся до наших дней, могут служить узлы связи кузова с тележками вагонов метрополитена серий Г, Д, Е и электропоездов $С_3^р$, ЭР1 (рис. 12.11).

Кузов *1* опирается через центральную сферическую опору *2* (в кривых — дополнительно через боковой роликовый упор *3*) на надрессорный люлечный брус *4*, который через упругие элементы кузовной ступени рессорного подвешивания *5* в свою очередь опирается на подрессорный люлечный брус *7*. Брус *7* совместно с шарнирными люлечными подвесками *6* составляет люлечный механизм, для которого характерно возникновение возвращающего усилия при выведении его из положения равновесия, как у маятника с верхним подвесом. Квазиупругие возвращающие силы механизма имеют гравитационную природу. Их можно определить, рассмотрев схему нагружения люльки (рис. 12.12), отклоненной от положения равновесия на величину y.

Возвращающее усилие люльки Y равно разности горизонтальных составляющих реакций T_1 и T_2 в ее подвесках. Учитывая, что $T_1 = 0{,}5P_к \operatorname{tg}\alpha_1$ и $T_2 = 0{,}5P_к \operatorname{tg}\alpha_2$, а $\operatorname{tg}\alpha_1 = (d + y)/\sqrt{L^2 - (d + y)^2}$, $\operatorname{tg}\alpha_2 = (d - y)/\sqrt{L^2 - (d - y)^2}$, возвращающее усилие

$$Y = P_к \left[(d+y)/\sqrt{L^2-(d+y)^2} - (d-y)/\sqrt{L^2-(d-y)^2}\right]/2.$$

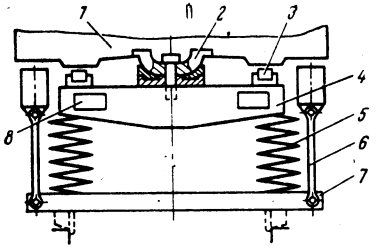


Рис. 12.11

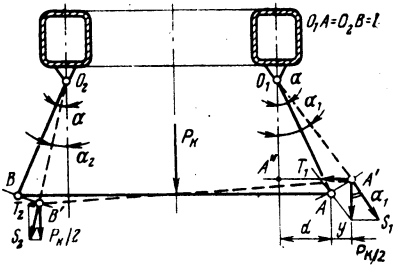


Рис. 12.12

Рис. 12.11. Принципиальная схема узла соединения с центральной сферической опорой: *1* — кузов; *2* — опора; *3* — роликовый упор; *4* — надрессорный люлечный брус; *5* — пружины кузовной ступени; *6* — люлечные подвески; *7* — подрессорный люлечный брус; *8* — упоры-скользуны

Рис. 12.12. Принципиальная схема люлечного механизма

Для вертикальных подвесок ($\alpha = 0$, $d = 0$)

$$Y = 0{,}5P_к\,(y/\sqrt{L^2 - y^2} + y/\sqrt{L^2 + y^2}).$$

Учитывая, что y^2 почти на два порядка меньше L^2, можно принять

$$Y = P_к y/L.$$

Из последнего выражения видно, что приближенно можно считать характеристику люльки идентичной характеристике линейной пружины с жесткостью, равной $P_к/L$. Чтобы сочетать низкую жесткость поперечной связи при движении в прямых с предотвращением чрезмерного относа в кривых, выполняют люльку с нарастающей силовой характеристикой, применяя для этого двухзвенные подвески.

Верхнее звено такой подвески выключается после достижения упора. Укорочение подвески ведет к повышению жесткости связи. Устанавливают также упругие упоры между надрессорной люлечной балкой и рамой тележки.

Однако развития эта конструктивно более сложная система не получила, так как значительные силы трения в шарнирах подвесок приводят к тому, что в действительности второе звено не срабатывает. Более эффективной является установка между надрессорной балкой и рамой тележки резиновых упоров, жесткость которых нарастает по мере сжатия.

Продольные силы (тяги и торможения) передаются через центральную опору *2*, верхний люлечный брус *4* и вертикальные упоры-скользуны *8* на поперечную балку тележки (см. рис. 12.11).

Связи, выполненные по рис. 12.11, обеспечивают удовлетворительную плавность хода подвижного состава до скоростей 80—85 км/ч и при сравнительно низких продольных силах. При более высоких скоростях и продольных силах начинают сказываться органические недостатки узла: отсутствие диссипативного момента, сдерживающего виляние тележки и загрубление вертикального рессорного подвешивания кузова силами сухого трения в упорах-скользунах при передаче продольных сил. Этих недостатков лишена схема, представленная на рис. 12.13, в которой функции передачи продольных сил и опирания кузова разделены между шкворнем *1* и боковыми скользунами *2*. Возникающие в скользунах при повороте тележки относительно кузова силы трения создают момент, препятствующий ее вилянию. Одновременно снижается изгибающий момент вертикальных сил, действующих на надрессорный брус тележки, вследствие переноса точек их приложе-

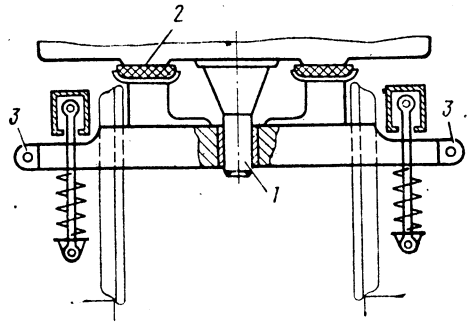


Рис. 12.13. Принципиальная схема узла связи кузова с тележкой с опиранием на скользуны:

1 — шкворень; *2* — боковые скользуны; *3* — кронштейны тяговых поводков

ния ближе к точкам опирания. Продольные силы с надрессорного люлечного бруса передаются на раму тележки через специальные тяговые поводки *3*, не создающие препятствия вертикальному перемещению надрессорного бруса. Поскольку шкворень относительно шкворневой балки перемещается только по одной координате φ_2, он выполнен в виде цилиндрического шарнира с поверхностным или внутренним (резинометаллический шарнир) трением.

Эта схема применена на электропоездах ЭР2, ЭР22, ЭР9 и их модификациях. На локомотивах, как правило, внутреннее пространство тележки в такой степени занято тяговыми двигателями, что разместить люльку и рессорное подвешивание по типу рис. 12.13 даже на двухосных тележках не удается; возникают также трудности с передачей больших сил тяги от подвижной надрессорной балки на поперечную балку рамы тележки. В этом случае хвостовик шкворня запрессовывают в балку кузова, а шарнир шкворня монтируют непосредственно в поперечной балке рамы тележки (рис. 12.14, *а*). Возможен и другой вариант (рис. 12.14, *б*) — хвостовик шкворня *1* крепится в поперечной балке *2* тележки, а шарнир—в пропущенной под ним подвесной шкворневой балке *4* кузова.

В связи с тем что шкворень при таких схемах должен перемещаться относительно гнезда шарнира по всем координатам, кроме *x*, шарнир выполнен шаровым; шкворень может скользить внутри шара в вертикальном направлении и вместе с шаром и заключающим его квадратным вкладышем — в поперечном направлении внутри прямоугольного гнезда балки, в котором предусматривается боковой зазор до 60—80 мм. Надрессорный люлечный брус опущен под раму тележки (электровозы ЧС3, рис. 12.14, *б*) или лик-

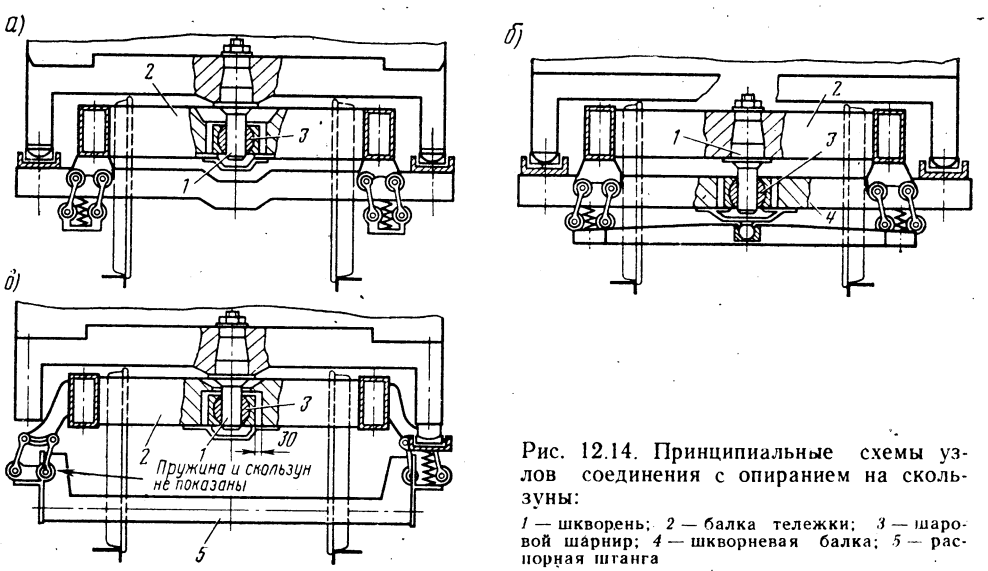


Рис. 12.14. Принципиальные схемы узлов соединения с опиранием на скользуны:

1 — шкворень; *2* — балка тележки; *3* — шаровой шарнир; *4* — шкворневая балка; *5* — распорная штанга

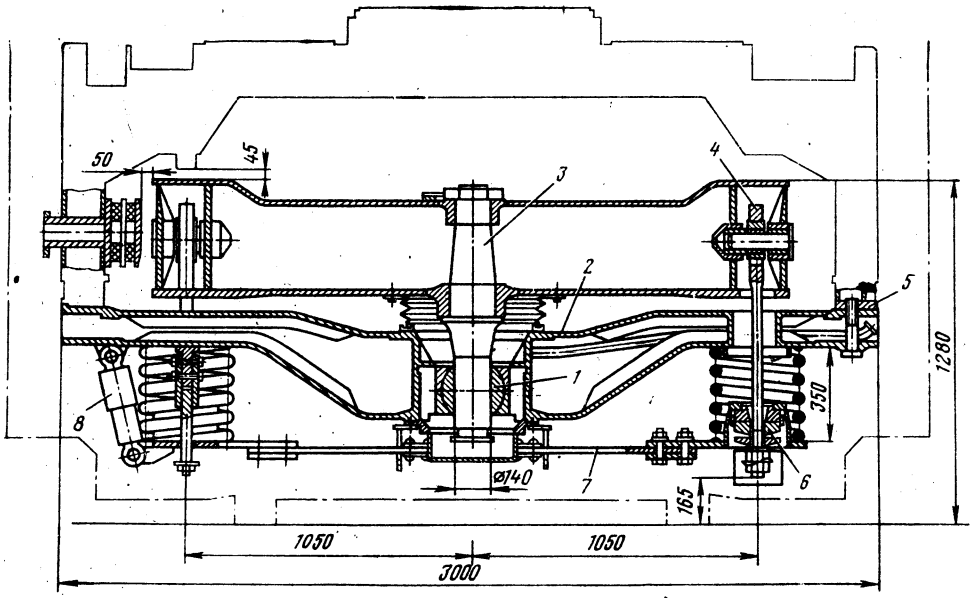


Рис. 12.15. Узел связи кузова с тележкой электровоза ЧС7:

1 — шаровой шарнир; *2* — шкворневой кузовной брус; *3* — шкворень; *4* — люлечная подвеска; *5* — опорная часть рамы кузова; *6* — ножевой шарнир; *7* — поперечная связь пружинных комплектов; *8* — гидравлический гаситель колебаний

видируется совсем (при установке скользунов непосредственно на рессорах). Если люлька имеет наклонные подвески, то функцию удержания их в исходном наклонном положении передают при этом легкой поперечной распорной штанге *5* (электровозы ЧС2, рис. 12.14, *в*).

Все чаще на локомотивах люлечные подвески и элементы рессорного подвешивания выносят за пределы габаритов рамы тележки. Такое решение использовано, в частности, на электровозах ЧС7 (рис. 12.15). Вместе с тем, учитывая большую нагрузку на скользуны и значительное расстояние от шкворня, для создания момента трения, сдерживающего виляние, необходимо обеспечить стабильный малый коэффициент трения (часто меньше 0,05), что представляет значительные трудности. Поэтому наметилась тенденция к созданию момента, сдерживающего виляние тележки другими, более легко контролируемыми способами, например установкой специальных гасителей колебаний.

Компактная конструкция кузовной ступени подвешивания, совмещающая в одном многоцелевом узле функции люльки и упругого элемента вертикальной связи, применена на грузовых отечественных электровозах, выпущенных после 1975 г. (рис. 12.16). На тележке кузов подвешивается в четырех точках, в каждой из которых вес кузова передается с опорной поверхности кронштейна *1* на опору *12*, далее на прокладку *13*, опору *14*, гайку, стержень *3*, через пружину *4* на опору *8* верхнего шарнира и далее через прокладку *9*, опору *10* на кронштейн рамы тележки *11*.

При вертикальных колебаниях кузова в результате деформации пружины стержень *3* перемещается относительно направляющего стакана; износ обоих предотвращается втулками из марганцовистой стали. В зону между втулками от верхнего торца стержня проходят каналы для подачи смазки.

Особенность данной конструкции — применение шарниров, состоящих из двух взаимно перпендикулярных ножевых опор (верхней и нижней) и

прокладки — элемента, заключенного между верхней и нижней опорами (рис. 12.17). Эта конструкция обладает свойством шарового шарнира, что предоставляет возможность тележкам поворачиваться относительно кузова при вписывании в кривые и смещаться относительно кузова в поперечном направлении. Угол поворота тележки в кривой радиусом 150 м относительно кузова равен 3°, что вызывает перемещение нижнего шарнира относительно верхнего на 130 мм. При этом стержень подвески в месте расположения верхнего шарнира перемещается на 6 мм, а поскольку зазор δ между стержнем и внутренней поверхностью отверстия в прокладке равен 16 мм, соприкосновения стержня подвески с опорами не должно происходить.

Однако, как показывают результаты обследования, проведенные ОМИИТом, при ремонте ТР3 бракуется до 80 % стержней подвесок по износу галтельной части (от 5 до 30 мм), трещинам в резьбовой части стержня *3*, интенсивному износу подвержены также защитные втулки *5* и *6* (см. рис. 12.16).

Особенность кинематической схемы подвески — наличие нескольких источников возникновения сил поперечного направления, приводящих к постепенному смещению стержня до соприкосновения с элементами верхнего шарнира. При сжатии витой пружины всегда наблюдается явление угона, т. е. стремление одного упорного конца пружины сместиться в поперечном направлении относительно другого. В данной конструкции это приводит к выборке поперечных зазоров между втулками и прижатию их друг к другу с неконтролируемым усилием T_1 (рис. 12.18).

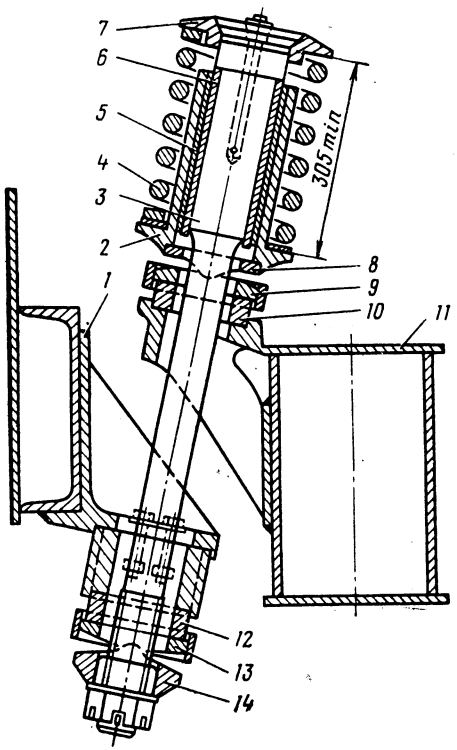


Рис. 12.16. Люлечное подвешивание кузова электровоза ВЛ84:

1 — кронштейн рамы кузова электровоза; *2* — направляющий стакан; *3* — стержень подвески; *4* — пружина; *5* — защитная втулка стакана; *6* — облицовочная втулка стержня; *7* — грибовидная верхняя опора пружины; *8* — опора верхнего шарнира; *9* — прокладка верхнего шарнира; *10* — нижняя опора верхнего шарнира; *11* — боковина рамы тележки; *12, 14* — опоры нижнего шарнира; *13* — прокладка нижнего шарнира

Ввиду того что пружина работает на сжатие, она, подобно маятниковой опоре, имеет отрицательную составляющую поперечной жесткости, стремящуюся смещать верхнюю опору относительно стержня в поперечном направлении. При длине пружины в сжатом состоянии 300 мм это усилие T_2 составляет примерно 200 Н на 1 мм поперечного смещения; оно добавляется к силе T_1 прижимающей втулки. Сила трения между втулками существенно загрубляет упругую связь кузовной ступени подвешивания и ухудшает вертикальную плавность хода локомотива. Одновременно сила T_2 и создаваемый ею момент постоянно нагружают все смежные опорные поверхности, вызывая их постепенный износ, сопровождаемый ростом силы T_2 по мере увеличения e.

Из сказанного следует, что требуется тщательно подбирать пружины с минимальным поперечным угоном, весьма точно изготовлять детали и обеспечивать при монтаже минималь-

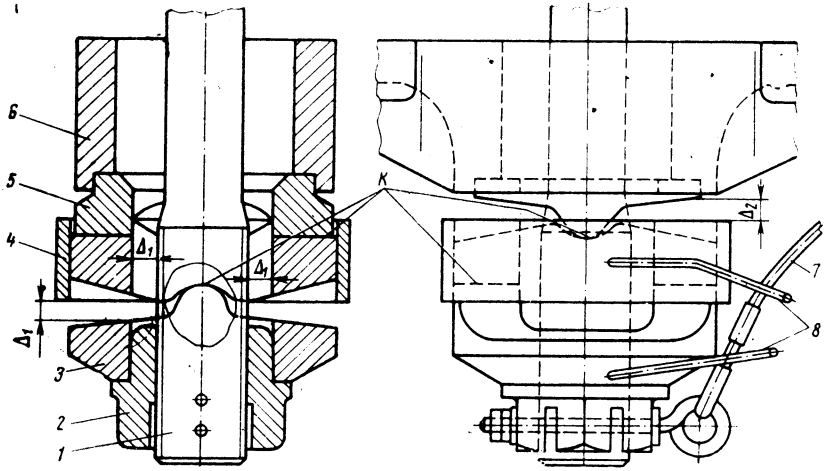


Рис. 12.17. Конструкция нижнего шарнира люлечной подвески электровоза ВЛ84:
1 — стержень подвески; *2* — гайка; *3* — опора нижняя; *4* — стопорное кольцо прокладки; *5* — опора верхняя; *6* — опора кузова; *7* — предохранительный трос; *8* — ограничители перемещений предохранительного троса; *К* — линии контакта ножевых опор шарнира; Δ_1, Δ_2 — контролируемые зазоры

ное начальное смещение *e*. При кажущейся схемной простоте конструкции в ней имеется много нерешенных вопросов, от которых зависит надежность узла в целом.

Упрочнение ножевых опор и впадины прокладок, замена круглой резьбы на трапециевидную, усиление стопорных колец прокладок, смазывание направляющего стакана, правильная регулировка подвески с соблюдением зазоров Δ позволяют увеличить долговечность этого узла.

Подобная конструкция шарниров применена на нижних концах люлечных подвесок электровозов ЧС7 (см. рис. 12.15), ЧС8. Однако так как верхние и нижние концы пружин в поперечном и продольном направлениях связаны общими опорными конструкциями, силы угона замыкаются через них, не вызывая сдвига концов пружин.

Системы с люлечным механизмом получили широкое распространение, в том числе и для скоростного подвижного состава. Это объясняется сравнительной простотой изготовления и обслуживания люлечного механизма, стабильностью его характеристик. Вместе с тем наличие кинематических пар с поверхностным трением, а следовательно, износов, большое число и значительный вес деталей, невозможность уменьшения вертикального габаритного размера люлечного механизма, затрудняющего компоновку тележек, все чаще заставляют отказываться от этого решения.

Люлечный механизм не единственный, в котором сила тяжести используется как источник возвращающего усилия. Можно создать возвращающие усилия, используя подъем массы по наклонной поверхности, что и сделано в роликовых опорах. Роликовые опоры применяют в качестве угловых возвращающих уст-

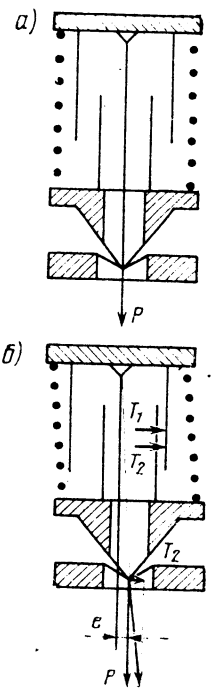


Рис. 12.18. Схемы нагружения элементов люлечной подвески электровоза ВЛ80 при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) сил угона

ройств на советских тепловозах (рис. 12.19). Впервые эти опоры были применены на тепловозах ТЭ3, ТЭ7, 2ТЭ10, у которых тележка относительно кузова имеет только одно перемещение — поворот в горизонтальной плоскости. Постоянная возвращающая сила (рис. 12.20) создается горизонтальными составляющими $F_г$ сил нормального давления N роликов на наклонную поверхность качения. Рабочие поверхности нижней и верхних опорных плит выполнены двускатными с углами наклона 2—3° (бóльшие углы у пассажирских тепловозов). При соосном положении тележки и кузова ролики находятся в углублениях между опорными поверхностями опор в точках *а*.

В процессе движения при вилянии тележки или входе ее в кривую нижняя опорная плита смещается на некоторый угол относительно верхней и ролики набегают на наклонные плоскости опорных плит, вызывая появление возвращающих усилий. При этом происходит не только качение роликов, но и скольжение, обусловленное установкой опоры под углом 5—8° относительно радиуса. Кроме того, трение скольжения возникает между роликовой обоймой *7* и наличниками *8* корпуса (см. рис. 12.19), а также между сферическими опорными поверхностями (у опор тепловозов ТЭ3, ТЭ7, 2ТЭ10). Момент сопротивления от сил трения способствует затуханию колебаний виляния при движении в прямой и кривой.

Чтобы уменьшить износ, все трущиеся поверхности подвергают закалке и цементации, внутреннюю полость корпуса заполняют осевым маслом. Для предохранения от пыли и грязи опоры закрывают чехлами. Кузов на верхнюю плиту опирается через шаровые опоры. При вписывании в кривые создается момент сопротивления повороту тележки, равный 29,50—46,50 кН · м (по данным ВНИТИ), что значительно превышает желаемое значение.

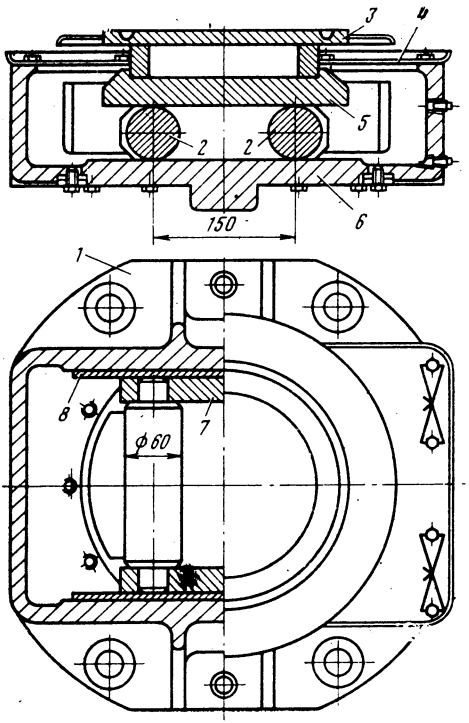


Рис. 12.19. Роликовая опора кузова на тележки тепловоза 2ТЭ116:
1 — корпус; *2* — ролики; *3* — подставка под резинометаллические опоры; *4* — защитная крышка; *5* и *6* — соответственно верхняя и нижняя плиты; *7* — обойма; *8* — наличники

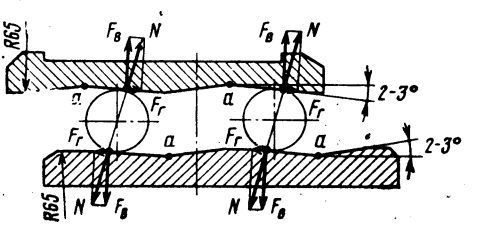


Рис. 12.20. Схема образования возвращающих сил, действующих на верхние и нижние плиты при повороте тележки вокруг вертикальной оси

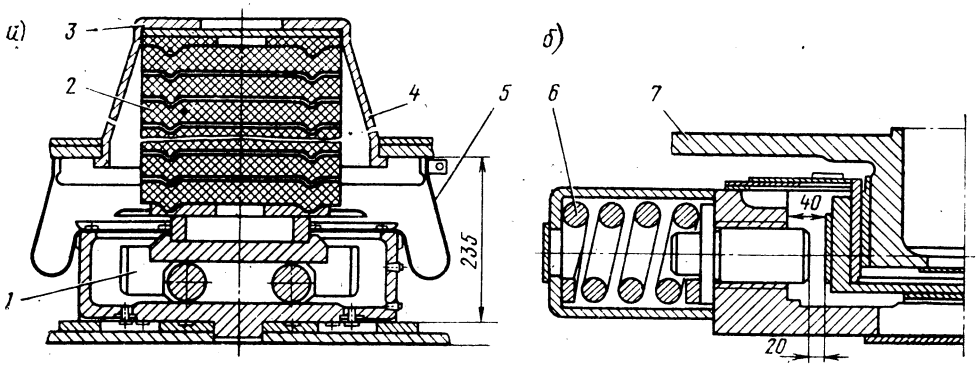


Рис. 12.21. Опорно-возвращающее устройство в сборе (*а*) и шкворневое устройство с упругими возвращающими элементами (*б*):

1 — роликовое возвращающее устройство; *2* — резинометалические элементы; *3* — промежуточная плита; *4* — конический защитный стакан; *5* — чехол; *6* — пружина упругого упора; *7* — шкворень

На тепловозах последних выпусков тележка подвижна в поперечном направлении относительно кузова.

На роликовую опору вместо шаровой металлической устанавливается резинометаллическая опора (рис. 12.21), состоящая из семи резинометаллических элементов *2* и промежуточной плиты *3*. Резина толщиной 30 мм привулканизирована к металлическим пластинам толщиной 2 мм, имеющим кольцевые штампованные углубления, благодаря которым обеспечивается центрирование элементов. Резинометаллическая опора работает последовательно с роликовой, снижая общую жесткость связи и создавая поперечную упругую связь. Она создает возвращающую силу при поперечном перемещении кузова до 20 мм, после этого включается пружина *6* упругого упора шкворневого устройства. Момент сопротивления при вписывании в кривую равен 23,00—31,00 кН·м.

Применение таких опор, как показывают испытания, проведенные ВНИТИ, привело к снижению динамических рамных сил и уровня динамических напряжений в раме на 10—15%.

§ 12.5. УЗЕЛ СОЕДИНЕНИЯ СО ШКВОРНЕМ, ПРУЖИННЫМ ПОПЕРЕЧНЫМ ВОЗВРАЩАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ И СКОЛЬЗУНАМИ

Впервые на отечественном электровозе шкворневой узел с пружинным возвращающим устройством (рис. 12.22) был применен при создании унифицированной ходовой части восьмиосных электровозов ВЛ80 и ВЛ10 (1961 г.).

Закрепленный в поперечной балке кузова шкворень *10* связан с рамой тележки через шарнирный механизм, включающий в себя шаровой шарнир *9*, который может поворачиваться в любой плоскости во вкладыше *1* и скользить по цилиндрической поверхности шкворня. Вкладыш *1* может перемещаться по направляющим корпуса в поперечном направлении на расстояние ±30 мм. Функцию упругой поперечной связи кузова с тележкой выполняют два работающих на сжатие пружинных комплекта *7*, упирающихся в толкатели *8*. Опирание кузова осуществляется через боковые опоры с витыми пружинами *5* и скользуны *4* и *3*. Жесткая поперечная связь кузова с верхним скользуном *4* осуществляется благодаря телескопической конструкции из двух стаканов *6* и *2*.

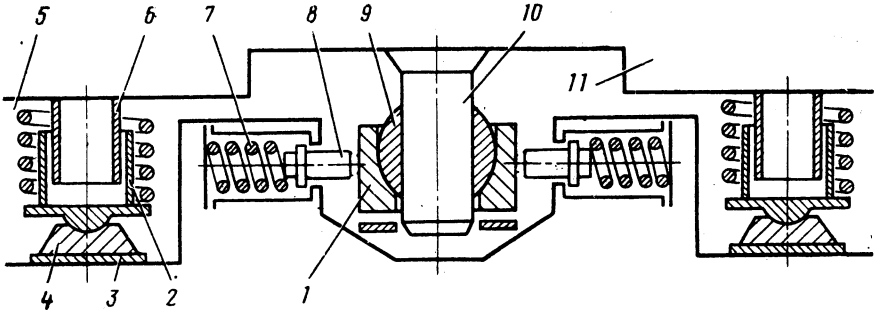


Рис. 12.22. Принципиальная схема узла связи кузова и тележки при помощи шкворня, пружинного поперечного возвращающего устройства и скользунов:

1 — вкладыш; *2, 6* — направляющие стаканы опоры; *3, 4* — нижний и верхний скользуны; *5* — пружина боковой опоры; *7* — пружинный возвращающий механизм; *8* — толкатель; *9* — шаровой шарнир; *10* — шкворень; *11* — рама кузова

При такой конструкции упругая связь в вертикальном направлении обеспечивается пружинами боковых опор. Она несильно загрубляется вследствие влияния сил трения в шкворневом узле и стаканах боковых опор, так как они работают в масляной ванне. Продольная связь жесткая, практически беззазорная, осуществляется через шкворень, шар и вкладыши; угловая связь относительно оси *x* упругая, наличие шарового шарнира обеспечивает поперечный наклон кузова.

При повороте тележки относительно оси *z* возникает момент сил трения в скользунах, способствующий сдерживанию виляния тележки. Упругая поперечная связь осуществляется через пружинные комплекты возвращающего механизма. Для того чтобы обеспечить в конце хода устройства не-

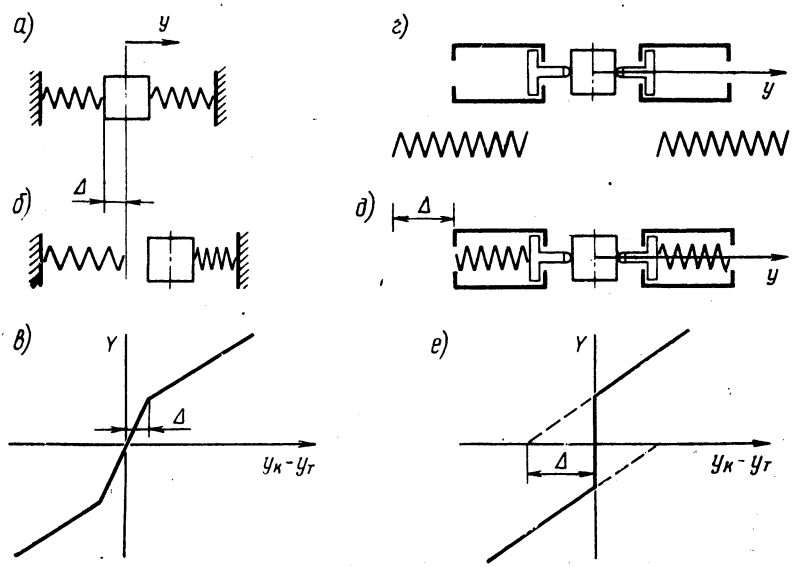


Рис. 12.23. Кинематические схемы упругих возвращающих устройств с предварительным сжатием (*а, б, в*) и предварительным натягом пружин (*г, д, е*):

а — положение статического равновесия, обе пружины сжаты на величину Δ; *б* — шкворень смещен на расстояние, большее Δ, работает одна пружина; *в* — характеристика $Y(y_к - y_т)$ упругого возвращающего устройства; *г* — положение пружин до монтажа в стаканы возвращающего устройства; *д* — то же после монтажа; *е* — характеристика $Y(y_к - y_т)$ в случае предварительного натяга пружин

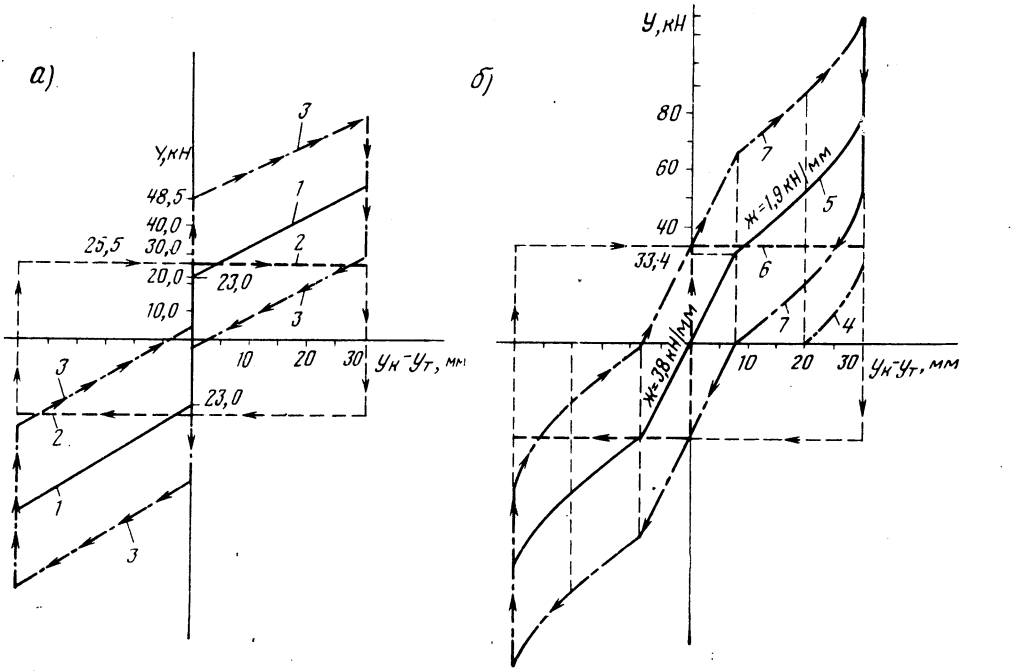


Рис. 12.24. Расчетные характеристики соединения кузова и тележки электровозов ВЛ80 (*а*) и ЧС4 (*б*) в поперечном направлении при коэффициенте трения между скользунами, равном 0,1:

1 — характеристика упругого возвращающего устройства; *2* — характеристика сил трения в скользунах боковых опор; *3* — суммарная характеристика; *4* — характеристика упругого упора; *5* — характеристика упругого возвращающего механизма и упора; *6* — характеристика сил сухого трения в скользунах боковых опор; *7* — суммарная характеристика

обходимое возвращающее усилие при минимальном размере и массе пружин, их устанавливают с предварительным сжатием (рис. 12.23, *а*—*в*) или с предварительным натягом (рис. 12.23, *г*—*е*).

Для поперечного смещения кузова, кроме упругих сил возвращающего механизма, необходимо преодолеть еще силы трения в скользунах, т. е. параллельно с упругой существует еще одна — фрикционная силовая связь. Ввиду того что весь вес кузова передается через скользуны, эти силы трения значительны, что приводит к существенному загрублению поперечной упругой связи.

Рассматриваемую конструктивную схему поперечной связи кузовов и тележек имеют электровозы ВЛ10 и ЧС4.

Характеристика собственно возвращающего механизма электровоза ВЛ80 (рис. 12.24, *а*) обеспечивает упругую связь только в случае, если силы Y превысят силу предварительного натяга, равную 23 кН. С учетом же трения в скользунах (25,5 кН) связь будет оставаться жесткой, пока поперечные силы не превысят 48,5 кН — значения, соответствующего поперечному ускорению конца кузова, равного примерно 2 м/с^2, т. е. предельно допустимого по плавности хода.

В возвращающем механизме электровоза ЧС4 (рис. 12.24, *б*) применено предварительное сжатие пружин, вследствие чего его характеристика начинается от нуля и сама по себе могла бы обеспечить упругую связь, однако значительные силы трения в скользунах приводят к тому, что порог чувствительности упругой связи возрастает до 33,4 кН.

Некоторые специалисты утверждают, что введение трения в поперечную связь предотвращает резонансные поперечные колебания кузова; вряд ли этим можно оправдать применение подобной системы (см. § 5.4): при кинематическом возмущении (а именно оно основная причина поперечных колебаний кузова) достаточно трения, составляющего 0,2—0,3 критического значения; в рассматриваемом случае оно намного превышает критическое.

Из сказанного следует, что положительный эффект упругой поперечной связи не может проявиться в полной мере из-за высоких сил сухого трения, блокирующих упругую связь в широком диапазоне значений поперечных сил. Причиной этого является, во-первых, работа скользунов в поперечном направлении (что в большинстве современных конструкций исключается), а, во-вторых, значительные силы трения, так как на скользуны передается весь вес кузова (существует подвижной состав, где через скользуны передается только часть веса кузова).

На тепловозе 2ТЭ116 возвращающий механизм работает параллельно с упругодеформирующимися в поперечном направлении резинометаллическими опорами, что исключает рассмотренные противоречия.

§ 12.6. УЗЕЛ СОЕДИНЕНИЯ С МНОГОЦЕЛЕВЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРУЖИН

Значительная сложность конструкций с люлечным и пружинным возвращающими механизмами вновь обусловила поиск возможности многофункционального использования элементов связи кузова и тележки. В результате была создана система пружинного подвешивания, которая получила название «Флексикойл» (Flexicoil). В ней пружины кузовной ступени используются в качестве элемента упругой связи в вертикальном и поперечном направлениях; расчет пружин в таком режиме работы дан в § 10.1.

Широкое распространение эта система начала получать с конца 50-х годов и все чаще применяется в отечественном локомотивостроении. Пружины кузовной ступени подвешивания для упругой связи в поперечном направлении используются на дизель-поездах ДР1, ДР2, автомотрисе АР1, тепловозах ТГ16, ТЭП70, электровозах серии К фирмы «Крупп» (ФРГ), которые эксплуатировались на советских железных дорогах. На указанном подвижном составе, кроме ТЭП70, податливость пружин используется только в двух направлениях: в вертикальном и поперечном.

В 1965 г. на скоростном электровозе Е103 (Е03) в ФРГ впервые винтовые пружины были применены для работы в вертикальном, поперечном и продольном направлениях. Такое подвешивание применяется на многих зарубежных и отечественных локомотивах: электровозах Е151, Е120 в ФРГ, электровозах серий 86, 87, 91 и скоростном дизель-поезде HST в Англии, на скоростном электропоезде TGV французских железных дорог, на советских пассажирских тепловозах ТЭП70, ТЭП75, на электропоездах, выпускаемых заводами Ganz-Mawag (Венгрия). Фирма «Шкода» (ЧСФР) предполагает применить подвешивание типа «Флексикойл» на перспективном электровозе 85Е с асинхронным тяговым приводом. При использовании пружины в качестве упругого элемента, работающего во всех трех направлениях, могут создаться тяжелые условия для материала пружины.

Наибольшие относительные перемещения опорных точек пружины на тележке и кузове возникают при проходе крутых кривых. Чтобы снять перегрузки пружин, возникающие при повороте тележки в кривой, и снизить упругий восстанавливающий момент, создаваемый ими, используются различные конструктивные решения.

Рис. 12.25. Положения пружин типа «Флексикойл» и кольцевого резинового блока и зависимости сил в поперечном (*а*) и продольном (*б*) направлениях:

F_y — упругая возвращающая сила, действующая по оси y; Δ_y — перемещение верхней опорной плиты относительно нижней опоры пружины; $b\varphi_z$ — перемещение верхней опорной части пружины в продольном направлении при повороте кузова или тележки на угол φ_z; b — расстояние в поперечном направлении от шкворня до пружины; F_x — упругая возвращающая сила, действующая по оси x

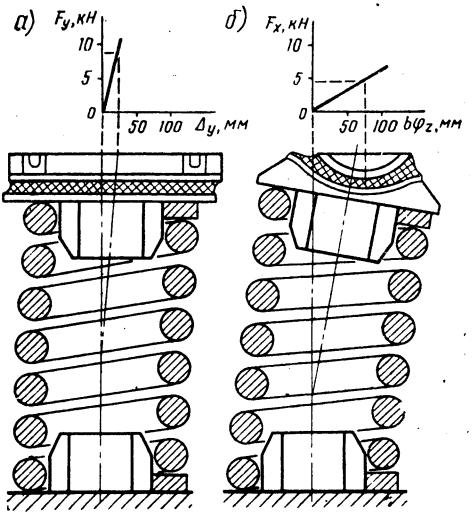
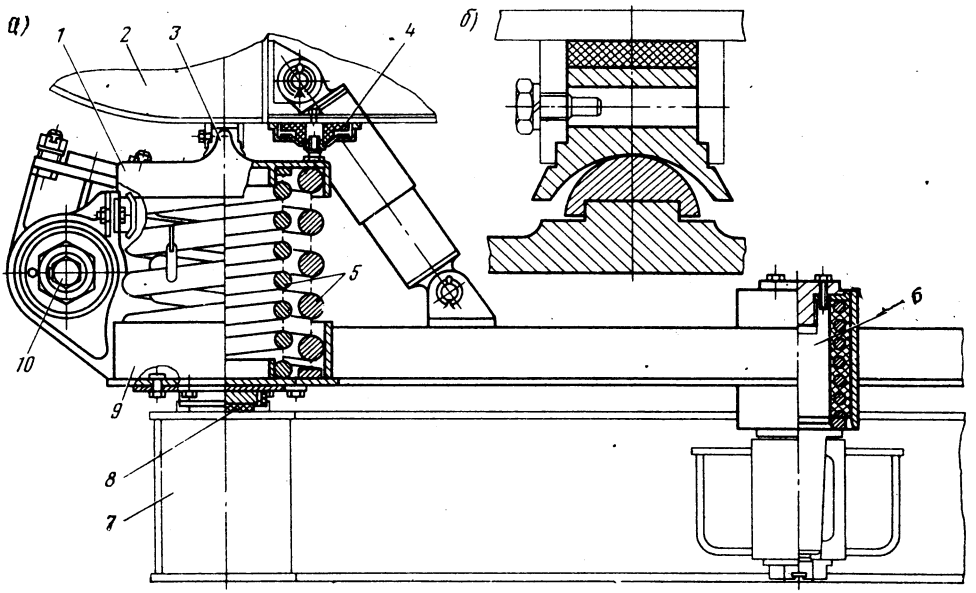


Рис. 12.26. Кузовная ступень рессорного подвешивания дизель-поезда ДР1 (*а*) и ножевая опора пружин (*б*)



На тележках электропоездов заводов Ganz-Mawag на гибкие пружины в верхней части через связанные друг с другом верхние поддоны устанавливают резинометаллические блоки, на которые опирается кузов. Блоки имеют низкую поперечную жесткость, тележка может поворачиваться относительно кузова, одновременно исключается изгиб пружин в продольной плоскости. Этому способствует отрицательная гравитационная составляющая в характеристике жесткости резинометаллических блоков.

На перспективном электровозе 85Е (ЧСФР) также применены пружины типа «Флексикойл», на которые опирается кузов через резинометаллические блоки, представляющие собой цилиндрические шарниры с осями вращения, перпендикулярными продольной оси пути. Шарнирное закрепление верхней части пружины обеспечивает снижение напряжений, а также умень-

шение продольной жесткости: сравните зависимости $F_y(\Delta_y)$ и $F_x(b\varphi_z)$ на рис. 12.25, *а* и *б*.

В кузовной ступени рессорного подвешивания дизель-поезда ДР1 (рис. 12.26, *а*) пружины работают только в вертикальной и поперечной плоскостях. Изгиб в продольной плоскости устранен установкой пружин *5* на скользуны *8*, а сила тяги передается на кузов через тяговые поводки *10*, соединенные с кузовом *2* и промежуточной балкой *9*, которая опирается на раму тележки *7* и связана с ней в центральной части через шкворень *6*. Сопротивление повороту тележки относительно кузова создается силами трения в скользунах; коэффициент трения 0,1—0,15. Момент силы сопротивления повороту тележки равен 30 кН·м.

Кузов вагона *2* опирается на пружины через ножевые опоры *3*, расположенные на верхних поддонах *1*. Ножевые опоры (рис. 12.26, *б*) выполняют функции шарниров с одной степенью свободы и способствуют уменьшению суммарной поперечной жесткости пружин.

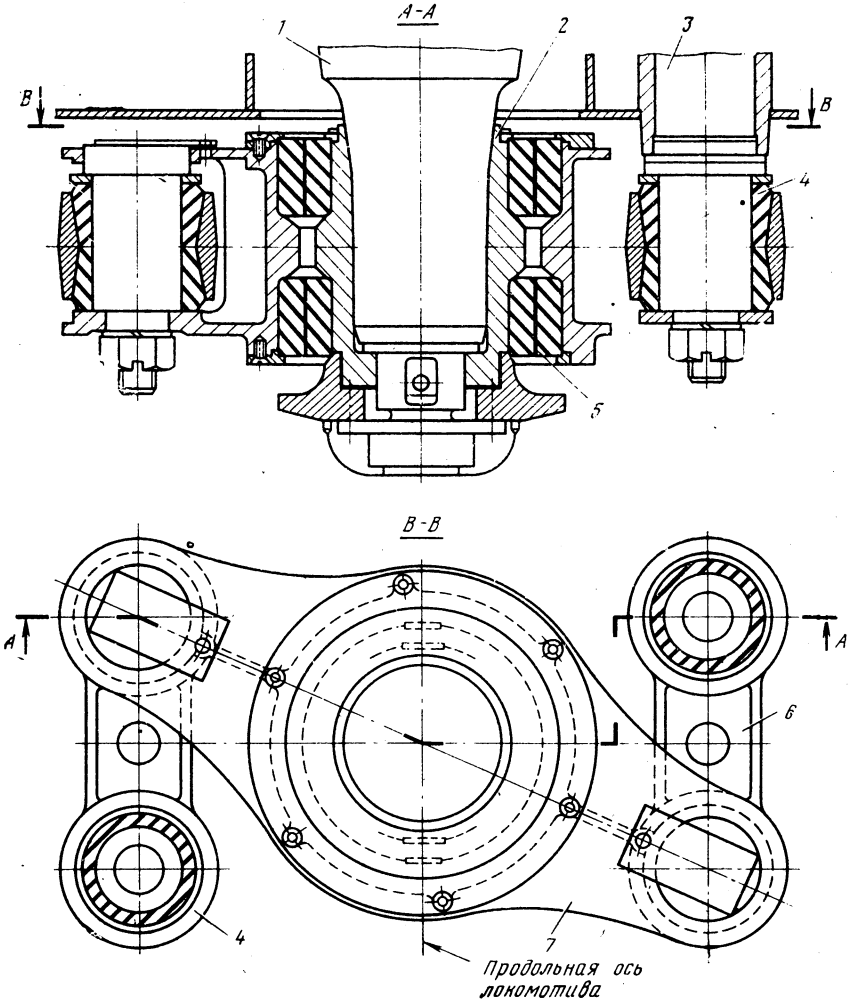


Рис. 12.27. Поводковое (ленкерное) шкворневое соединение кузова с тележкой электровоза Е181 (ФРГ):

1 — шкворень кузова; *2* — гнездо коромысла; *3* — связь с рамой тележки; *4* — резинометаллический блок; *5* — кольцевые двухслойные резиновые блоки; *6* — поводок; *7* — коромысло

Для создания суммарной поперечной жесткости центрального подвешивания, нарастающей по мере увеличения поперечной деформации пружин, на опорной балке кузова смонтированы четыре резиновых упора *4* с нелинейной характеристикой жесткости. Поперечное перемещение кузова вызывает наклон пружин вместе с поддонами, выступающие металлические части которых входят в соприкосновение с балкой кузова, блокируя шарнирное соединение. Горизонтальные перемещения кузова ограничиваются резиновыми упорами. Сравнительные испытания дизель-поезда ДР1-02 и электропоезда ЭР1-118 показали преимущества кузовной ступени рессорного подвешивания дизель-поезда ДР1, обеспечивающей хорошие динамические качества экипажа. Максимальные горизонтальные ускорения кузова дизель-поезда не превышали $0{,}075g$, электропоезда в тех же условиях — $0{,}14g$. Показатель плавности хода дизель-поезда составляет 2,78, что для условий отечественных железных дорог является большим достижением.

Опыт успешного применения пружинного подвешивания типа «Флексикойл» на дизель-поезде использован РВЗ при создании электропоезда ЭР31 для Югославии, что позволило избавиться от люлечного механизма, т. е. существенно упростить конструкцию тележки. Пружины кузовной ступени верхними витками опираются на жесткую опорную поверхность надрессорной балки, а нижними — на резинометаллический блок, создающий условия закрепления, близкие к шарнирным.

Преимущества подвешивания этого типа привели к необходимости создания соответствующего устройства передачи силы тяги от тележки на кузов. На рис. 12.27 показано такое устройство, обеспечивающее значительную жесткость в продольном направлении и малую в поперечном. Шкворень *1* входит в гнездо *2* и соединяется с рамой тележки *3* с помощью коромысла *7* и двух продольных поводков *6*, имеющих на концах конические сайлент-блоки *4*. Между гнездом шкворня и коромыслом *7* вставлены двухслойные цилиндрические резиновые блоки *5*. Таким образом устранено поверхностное трение в шарнирных соединениях.

Подобные конструкции широко распространены на локомотивах ФРГ с рессорным подвешиванием типа «Флексикойл»; применены они и на скоростном электровозе класса 91 (Англия), а также на опытной тележке вагона метрополитена серии И с пневморессорами в кузовной ступени.

§ 12.7. УЗЛЫ СОЕДИНЕНИЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Использование в качестве упругого тела воздуха привело к созданию пневматических рессор (пневморессор), позволяющих в небольшом объеме реализовать большую гибкость, вплоть до предельной, соответствующей нижней границе собственных частот колебаний кузова (см. § 5.4).

Впервые пневморессоры на серийном подвижном составе были применены на поездах открытой в 1962 г. скоростной магистрали Нью-Токайдо. Высказывались предположения, что пневмоподвешивание вытеснит все другие виды подрессоривания. Были построены и испытаны, в том числе и в нашей стране, опытные пассажирские вагоны, моторвагонный подвижной состав и локомотивы с пневмоподвешиванием. Накопленный опыт применения такого подвешивания выявил ряд особенностей, приведших к сужению предполагавшейся сферы его применения. Так, для поддержания необходимого давления в системе и покрытия утечек воздуха требуется вполне ощутимый расход энергии; несмотря на принципиальную простоту, реальная схема управления питанием рессор содержит ряд достаточно сложных аппаратов для регулирования высоты рессоры, аварийного сброса

давления в парной рессоре в случае прорыва одной из рессор во избежание поперечного перекоса кузова и др. Кроме того, предельные статические прогибы могут быть получены значительно более надежными и дешевыми традиционными способами на базе металлических пружин.

Вагоны серийного французского скоростного поезда TGV-PSE, имеющего наиболее высокую эксплуатационную скорость (270 км/ч), выполнены с кузовным рессорным подвешиванием типа «Флексикойл», хотя прототип поезда имел пневмоподвешивание. Пока не выпускаются серийно локомотивы с пневмоподвешиванием, хотя только в нашей стране оно испытывалось на тепловозах и электровозах восьми серий.

Вместе с тем широкое применение получило пневмоподвешивание в пригородном моторвагонном подвижном составе и вагонах метрополитена, где очень важна способность пневмоподвешивания обеспечить сочетание высокой гибкости с постоянством высоты кузова над тележкой при любой загрузке вагона вследствие действия высоторегулирующей системы. Это обеспечивает неизменность высоты пола вагона относительно уровня платформы и хорошие условия сцепляемости вагонов вне зависимости от степени их загрузки.

В первых разработках применяли рессоры баллонного типа, воспринимающие одноосную (вертикальную) нагрузку; поперечные связи выполняли в виде традиционной люльки (опытный электропоезд ЭР22-16) [21]. В дальнейшем конструкция узла была упрощена в результате многоцелевого использования пневморессоры, специально приспособленной для восприятия не только вертикальных, но и поперечных нагрузок и обеспечения соответствующих характеристик упругих соединений.

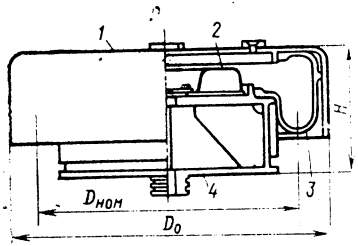
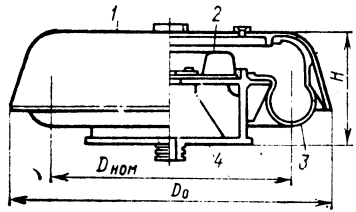
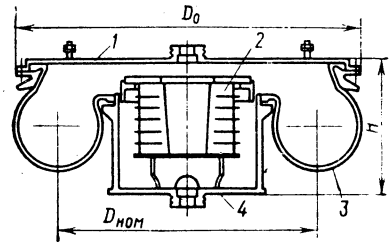
В мировой практике получили распространение три основные группы пневморессор, различающиеся поперечной гибкостью и предельными значениями поперечного хода. На рисунках в табл. 12.2 приведены три типичные конструкции пневморессор «Сумирайд» японской фирмы Sumitomo.

Рессоры первого типа SS (стандартные) приспособлены преимущественно для работы в вертикальном направлении, имеют высокую жесткость в поперечном направлении и в ряде случаев (например, на скоростном турбопоезде TGV-001) их связывают поводками таким образом, чтобы передача нагрузок через рессору и ее деформации были исключены во всех направлениях, кроме вертикального.

Эти пневморессоры начали применяться на поездах скоростной линии Нью-Токайдо, для которой характерно весьма хорошее состояние пути и низкий уровень геометрических неровностей в плане, чему вполне удовлетворяли сравнительно жесткие характеристики поперечной связи через пневморессоры. Для подвижного состава обычных линий потребовалось создать пневморессору, допускающую более гибкую связь и бо́льшую подвижность в поперечном направлении; этим требованиям отвечают рессоры с увеличенным радиусом резино-кордной оболочки (тип КК). Такие рессоры нашли наибольшее применение в Западной Европе и Японии на современном подвижном составе; подобные им применены и на электропоезде ЭР200.

Однако рессоры типов SS и КК не в состоянии воспринять продольные перемещения опорных точек (кузова и тележки), возникающие при проходе крутых кривых. Поэтому их всегда монтируют последовательно со скользунами (электропоезд ЭР200) или резинометаллическими «блоками» (TGV-001), обеспечивающими относительное продольное смещение опорных точек кузова и тележки при проходе кривых. В опытном вагоне метрополитена типа И с этой целью фактически установлены две пневморессоры друг над другом; каждая воспринимает часть продольного смещения опорных точек (рис. 12.28).

Таблица 12.2

Размеры и параметры пневморессоры	Характеристики пневморессор типа					
	SS		KK		FA	
Изображение пневморессоры и типовые обозначения параметров						
Тип пневмооболочки	560SS	620SS	560KK	630KK	580FA	
Номинальный диаметр $D_{ном}$, мм	560	620	560	630	580	
Наружный диаметр внешнего цилиндра D_0, м	650	710	710	780	780	760
Номинальная высота H, мм	210	210	230	230	280	
Рекомендуемая максимальная нагрузка, кН	125	150	125	160	150	
Максимальное перемещение, м: вертикальное	±40		±40		+25 −40	+35 −70
поперечное	±30		±50		±115	±95
Рекомендуемое эксплуатационное максимальное давление, кг/см²	5		5		5	5

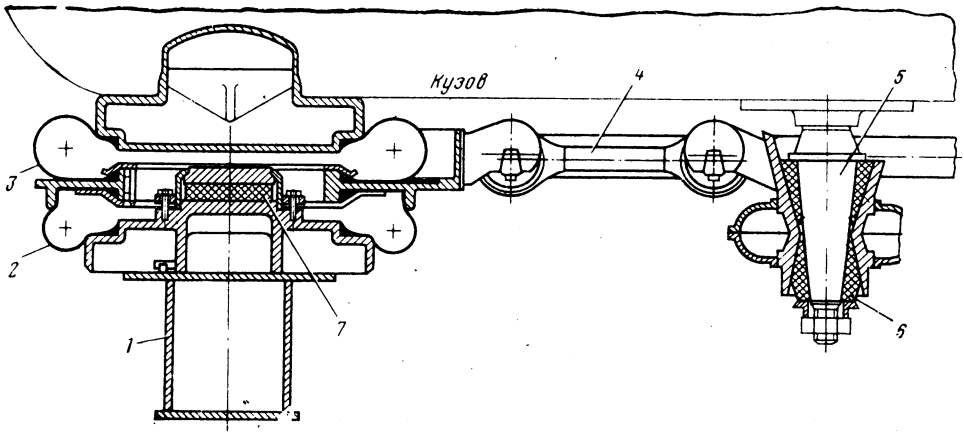


Рис. 12.28. Кузовная ступень рессорного подвешивания опытного вагона метрополитена типа И:

1 — продольная балка рамы тележки; *2, 3* — соответственно нижняя и верхняя оболочки пневморессоры; *4* — поводок связи шкворня с рессорой; *5* — шкворень; *6* — конические резиновые кольца; *7* — аварийный резиновый блок

С целью дальнейшего упрощения конструкций узла связи кузова с тележкой создана пневморессора типа FA, допускающая поперечный ход 120 мм, что позволяет ей воспринимать продольные смещения опорных поверхностей кузова и тележки при проходе кривых малого радиуса. Это дает возможность отказаться от скользунов и резинометаллических блоков, передав пневморессоре все связи, кроме продольной, воспринимающей силы тяги и торможения.

Такой узел связей использован на моторных тележках электропоездов FS-500, SS-101 фирмы Sumitomo. В последней тележке наряду с большой простотой конструкции, достигнутой устранением подрессорной балки, полностью отсутствуют пары с поверхностным трением, в том числе и в шкворневом узле. Сила тяги передается через U-образный набор стальных тонких пластин, упругодеформирующихся в вертикальном и поперечном направлениях и жестких — в продольном (рис. 12.29, *а*).

В кузовном рессорном подвешивании электропоезда ЭР200 (рис. 12.29, *в*) применена подрессорная балка с обычным шкворневым устройством; у те-

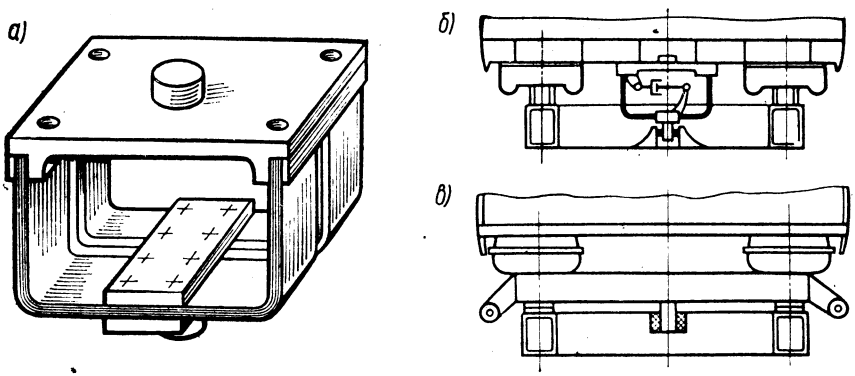


Рис. 12.29. Устройство связи кузова с тележкой электропоезда SS-101 (*а*), схема (*б*) его кузовной ступени и схема кузовной ступени подвешивания тележек электропоезда ЭР200 (*в*)

лежек SS-101 (рис. 12.29, *б*) отсутствует подрессорная балка, а шкворневое устройство выполнено из U-образных пластин. Такая конструкция тележки позволяет снизить ее массу на 500—700 кг. Удачные примеры упрощения конструкции узлов связи тележки с кузовом путем использования различных свойств пневморессор, видимо, послужат стимулом к дальнейшему расширению их применения.

§ 12.8. УЗЛЫ СОЕДИНЕНИЙ С РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Узлы соединения кузова с тележкой, в которых используются резинометаллические упругие элементы, конструктивно просты, не требуют особого ухода в эксплуатации.

В качестве примера рассмотрим один из типовых резинометаллических блоков фирмы Metalastik (рис. 12.30), предназначенный для использования в кузовной ступени рессорного подвешивания. Блок обладает при ограниченных размерах высокой несущей способностью в направлении сжатия пластин и допускает значительные относительные деформации сдвига. Такое сочетание свойств позволяет использовать его в качестве опор кузова; обычно устанавливают по четыре опоры на тележку.

Снижение поперечной жесткости при росте вертикальной нагрузки объясняется влиянием отрицательной гравитационной жесткости.

Собственная невысокая жесткость на сдвиг $ж_{сд}$ в сочетании с небольшим наклоном блоков относительно оси локомотива позволяет обеспечить необходимую жесткость поперечной связи и без последствий переносить значительные перемещения, возникающие при проходе кривых малого радиуса.

Подобные опоры использованы в серийных французских тепловозах CC72000, электровозах CC21000, CC6500 и BB15000. В последнем каждый из четырех расположенных на тележке блоков воспринимает вертикальную нагрузку 56,1 кН, имеет вертикальную жесткость 6 кН/мм и поперечную жесткость с учетом наклона блоков 1:10 относительно оси локомотива

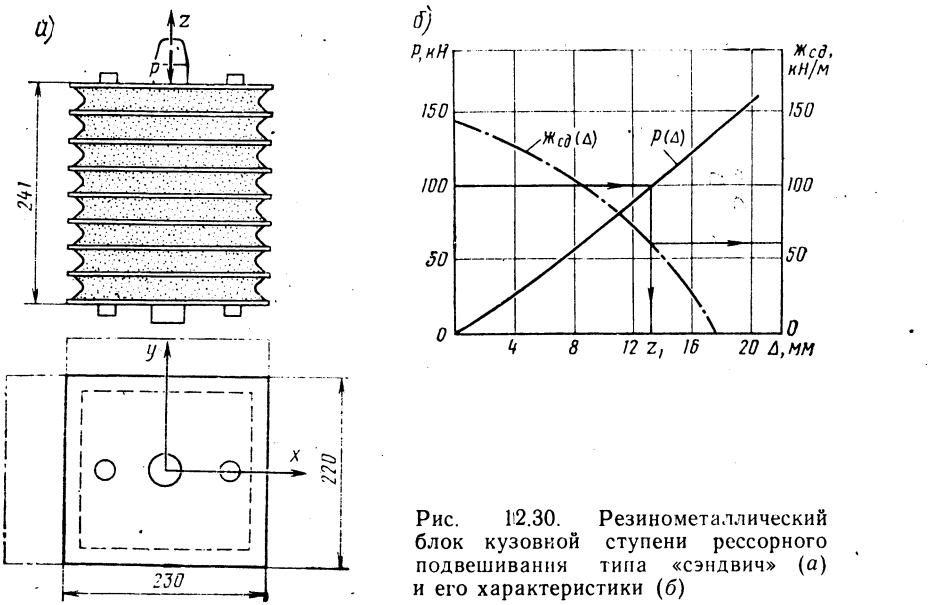


Рис. 12.30. Резинометаллический блок кузовной ступени рессорного подвешивания типа «сэндвич» (*а*) и его характеристики (*б*)

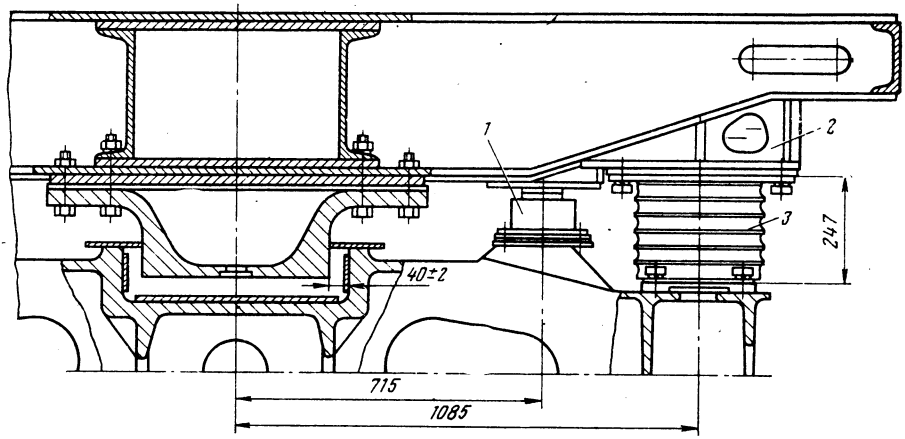


Рис. 12.31. Модернизированная система опирания кузова электровоза ВЛ8 на тележку: *1* — опора трения; *2* — кронштейн поперечной балки кузова; *3* — резинометаллический блок

0,135 кН/мм. Блок работает на длине хода ±60 мм, после чего вступают в работу упругие упоры.

Из-за малого статического прогиба блоков опор (примерно 10 мм) требуется выполнять буксовую ступень рессорного подвешивания гибкой; статический прогиб в ней примерно 110 мм.

Для передачи тяговых и тормозных усилий на перечисленных локомотивах применена тяга, соединяющая каждый из концов тележки с кронштейном на кузове.

Концы тяги выполнены в виде серег, через отверстия которых проходят валики, закладываемые в проушины креплений тяги на тележке и кузове. Валики устанавливают с асимметричным зазором таким образом, что одновременно работает только тяга, испытывающая растяжение. Благодаря тягам удается избавиться от сложного шкворневого узла и в сочетании с резинометаллическими опорами получить наиболее простой по конструкции и неприхотливый в эксплуатации узел связи кузова с тележкой.

Для подавления колебаний виляния (отсутствуют скользуны, т. е. не создается тормозной момент силами трения) устанавливают специальные гасители колебаний — либо фрикционные, либо гидравлические — с характеристикой, приближающейся к фрикционной.

К слабым сторонам этой системы можно отнести недостаточную гибкость кузовной ступени рессорного подвешивания; фактически локомотив имеет одну буксовую ступень рессорного подвешивания.

В случаях когда статический прогиб буксовой ступени не может обеспечить нужную степень плавности хода (например, на моторвагонном подвижном составе), резинометаллические опоры типа «сэндвич» включают последовательно с более гибкими упругими элементами (витыми пружинами или пневморессорами); блоки воспринимают основную часть поперечных и продольных перемещений опор и существенно облегчают условия работы упругих элементов. В частности, на выпускаемой серийно унифицированной тележке моторвагона фирмы Ganz-Mawag в кузовной ступени подвешивания установлены четыре комплекта витых пружин типа «Флексикойл», несущих сверху прямоугольные резинометаллические блоки типа «сэндвич».

Резинометаллические блоки типа «сэндвич» имеют малые размеры, ими можно заменять (в порядке модернизации) другие аналогичные устройства,

менее совершенные или более сложные и дорогие в эксплуатации и ремонте.

Так, на электровозе BB16500 фирмы Alsthom первоначально (1955—1959 гг.) тележка и кузов были связаны с помощью двух маятниковых опор (см. рис. 12.7). Спустя 5 лет эксплуатации в целях увеличения поперечной плавности хода последовательно с возвращающим устройством был включен люлечный механизм, снизивший жесткость поперечной связи кузова с тележкой и исключивший загрубляющее действие предварительного натяга. После появления резинометаллических многослойных пластинчатых опор ими заменили ставший весьма сложным узел. При этом не только сократились расходы на содержание и ремонт узла, но и улучшились динамические показатели электровоза, особенно в поперечном направлении.

Примером модернизации системы опирания на жесткую цилиндрическую пяту является введение резинометаллических блоков в связи кузова с тележкой электровоза ВЛ8 (рис. 12.31). Резинометаллический блок *3* установлен на боковине рамы тележки и воспринимает вес кузова через верхний кронштейн *2*. Центральная цилиндрическая опора вывешена над подпятником и может смещаться в поперечном направлении на 40 мм (допустимый упругий ход РМБ). Демпфирование колебаний виляния осуществляется скользунами дополнительной опоры трения *1*.

Глава 13

ТЯГОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ

§ 13.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

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 — *движитель* транспортного средства.

В состав электропривода, где преобразуемой является электрическая энергия, кроме движителя, входят тяговая передача, тяговый двигатель, преобразовательные и регулирующие устройства (рис. 13.1).

Тяговый двигатель 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 тягового двигателя к движителю. Тяговая передача — основной элемент механической части привода. Она, как правило, представляет собой сложный механизм,

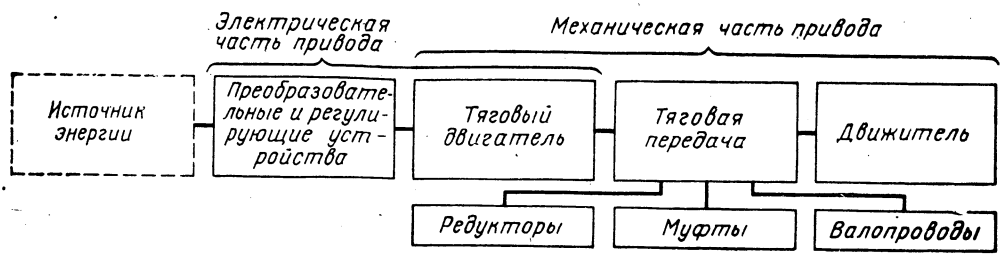


Рис. 13.1. Структурная схема тягового привода

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.

Поскольку далее рассматривается только механическая часть тягового привода, в дальнейшем под термином «тяговый привод» будем понимать именно ее.

Традиционный тяговый подвижной состав железных дорог имеет привод, в котором в качестве движителя используется колесо. О негативных последствиях такого решения уже говорилось (см. § 1.1). Особенно неблагоприятным для привода оказывается выполнение движителем функции опирания, что заставляет его отслеживать в пространстве траекторию опорного элемента, которая из-за неровностей пути никогда не бывает прямолинейной. Вследствие этого возникают динамические процессы во 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 конструкции непрерывно изменяются, совершенствуются и в то же время он зачастую остается одним из наиболее уязвимых узлов локомотива.

Основные элементы тяговой передачи. Тяговая передача, как указывалось выше, передает поток энергии от вала тягового двигателя (ТД) к колесной паре (КП), которые можно рассматривать соответственно как входной и выходной валы механизма передачи. Положение КП в компоновочной схеме экипажа однозначно определено ее опорными и направляющими функциями. Для вала же ТД существует несколько вариантов расположения, которые могут различаться двумя основными признаками: подрессорен или неподрессорен относительно колесной пары двигатель, и взаимной ориентацией геометрических осей вала тягового двигателя и оси КП (оси могут быть соосными, параллельными, непараллельными пересекающимися и непараллельными непересекающимися).

Двигатель, размещенный на подрессоренных частях тележки или кузове, 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 или гипоидным в зависимости от того, параллельны или непараллельны оси, а если непараллельны, то пересекаются они или нет. В последнем случае возможно комбинированное решение — цилиндрический и конический редукторы.

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

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

Условия работы и требования, предъявляемые к тяговым передачам. Условия работы тяговой передачи определяются тремя основными группами факторов.

Первая группа факторов связана с выполнением основного назначения тягового привода — преобразования и передачи потока энергии от источника к движителю. При этом основные показатели, определяющие нагрузку элементов передачи, непостоянны по абсолютному значению и во 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, типичном для так называемых «тихоходных» передач, — низкие частоты вращения, большие передаваемые вращающие моменты. При движении на максимальных скоростях режим работы зубчатой передачи приближается к типичному для «быстроходных» передач. Все это затрудняет выбор оптимальной геометрии зуба, типа смазывающего материала и т. д.

Кроме того, в процессе работы тяговой передачи может изменяться направление вращения и направление потока энергии. Первое наблюдается при изменении направления движения экипажа, второе — при переходе от тяги к электрическому торможению. Работа зуба последовательно то в режиме ведомого, то в режиме ведущего затрудняет, в частности, приработку его боковых поверхностей.

Вторая группа факторов обусловлена использованием одного из элементов привода — движителя — в качестве опорного и направляющего элемента экипажа. В связи с этим неизбежно большее или меньшее число связанных с движителем элементов тягового привода и прежде всего тяговой передачи подвержены вибрациям в вертикальном и поперечном направлениях, задаваемым колесной паре рельсовым путем.

Третья группа факторов связана с климатическими условиями. Температуры, при которых работают отечественные железные дороги, пересекающие практически все климатические пояса страны, изменяются от —55 до +55 °С. Непосредственная близость таких источников тепла, как тяговый двигатель 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 частиц, 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. Стремление увеличить мощность тягового привода при сохранении габаритных ограничений, обусловленных шириной колеи и диаметром колес локомотива, привело к созданию конструкций с высокой степенью использования материалов и заполнения отводимого пространства, что в свою очередь затрудняет возможности визуального контроля.

Таким образом, тяговые передачи работают в исключительно сложных условиях, несоизмеримо более трудных, чем большинство не только стационарных передач, но и передач других транспортных средств.

Требования, предъявляемые к тяговым передачам в этих условиях, носят в основном эксплуатационный характер. Основное из них сводится к обеспечению высокой безотказности в работе, так как тяговая передача не резервируется и отказ ее практически приводит к отказу локомотива. Вместе с тем при конструировании тяговой передачи обеспечение безопасности не может достигаться любой ценой, необходимо учитывать и экономические показатели, исходя из чего стремятся снизить уровень потерь энергии, ма-

териалоемкость и трудоемкость при обслуживании и ремонте. Передача должна обладать высоким к.п.д., так как через нее проходит весь поток полезной энергии.

Важным следствием сказанного является ориентация на сокращение числа преобразований потока энергии, что всегда сопряжено с потерями ее, а также по возможности отказ от использования в механизмах передач подвижных соединений с поверхностным трением, у которых необходимо смазывать и периодически восстанавливать трущиеся поверхности.

Требования снижения трудоемкости, энергоемкости и материалоемкости предъявляются и на стадии производства передачи. Иногда они могут войти в противоречие с эксплуатационными требованиями; при этом доминирующее значение должны иметь последние, так как в силу длительности периода эксплуатации именно они определяют общую технико-экономическую эффективность локомотива.

§ 13.2. ЭВОЛЮЦИЯ КОМПОНОВОЧНЫХ СХЕМ ТЯГОВОГО ПРИВОДА

Вал электродвигателя совершает вращательное движение, которое значительно проще преобразовать во вращательное движение колесной пары, чем возвратно-поступательное движение поршня парового двигателя. Этот факт был одним из основных доводов в пользу создания локомотивов с электродвигателем. Особенно заманчивой выглядела идея создания безредукторного тягового привода, в котором якорь двигателя насажен непосредственно на ось колесной пары и на нее же опирается корпус двигателя. При этом предельно проста кинематическая схема передачи, так как валы двигателя и движителя — это ось колесной пары. В последнем десятилетии прошлого века было создано несколько конструкций такого рода, в частности, таким был привод первых электровозов Лондонского метрополитена (1889 г.).

От этой схемы пришлось отказаться из-за того, что уже при скоростях 50 км/ч полная неподрессоренность тягового двигателя постепенно приводит к разрушению как его самого, так и пути. Более удачным было применение более чем на 80 электровозах фирмы «Дженерал Электрик» (США, 1906 г.) системы, в которой якорь был насажен на ось, а двухполюсный статор закреплен жестко на подрессоренных 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.

Одновременно предпринималась попытка создать безредукторный привод с полностью подрессоренным тяговым двигателем. Для этого пришлось отделить вал двигателя от оси колесной пары: он был выполнен в виде полого вала якоря, охватывающего (с зазором) ось. Для передачи вращающего момента от вала двигателя на перемещающуюся относительно него ось колесной пары потребовалось применить тяговые муфты. Одними из первых приводами этого типа были оснащены электровозы трехфазного тока венгерской фирмы «Ганц» (1902 г.) и электровозы для линии Нью-Йорк — Нью-Хавен фирмы «Вестингауз-Болдуин» (1907 г.). На первых применялась рычажно-поводковая муфта, на вторых — пружинная. Полное подрессоривание двигателя позволило увеличить скорость электровоза до 140 км/ч. Однако и такой привод практически не нашел дальнейшего применения вследствие трудности получения больших значений силы тяги,

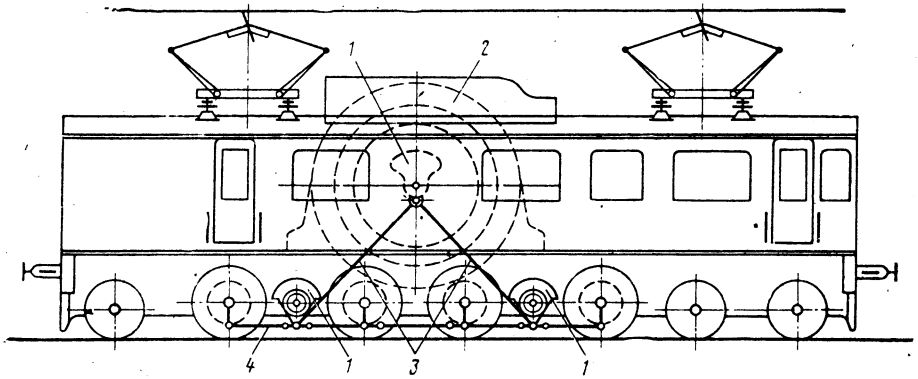


Рис. 13.2. Электровоз серии ЕР235 с одним тяговым двигателем (*2*), наклонными шатунами (*3*), ложными промежуточными валами (*1*) и спарником (*4*)

особенно необходимых для грузовых локомотивов, и невозможности применения двигателей с большой частотой вращения, имеющих высокие удельные технико-экономические показатели.

Введение в передачу понижающего редуктора позволило применить более быстроходные двигатели, которые развивают при существующих габаритных размерах большую мощность; в результате резко увеличилась сила тяги.

Простейшим, позволяющим к тому же в рамках одноступенчатой передачи иметь наибольшее передаточное отношение является привод с опорно-осевым подвешиванием тягового двигателя, который получил значительное распространение уже в начале этого столетия. 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. Электромашиностроение того времени обеспечивало при переходе с четырех тяговых двигателей мощностью по 330 кВт на один мощностью 4×330 кВт снижение удельной массы локомотива на единицу мощности в 2 раза.

Появившиеся в 20-х годах в США и ряде европейских стран электровозы с одним-двумя тяговыми двигателями, установленными в кузове, и шатунно-кривошипной передачей (рис. 13.2) 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-кривошипным передаточным механизмом сдерживал переход на появившиеся локомотивы тележечного типа. В результате к 40-м годам этого столетия электроподвижной состав был снова переориентирован на индивидуальный привод и в основном на использование простейшей схемы с опорно-осевым подвешиванием тягового двигателя (с опорно-осевым тяговым двигателем). В большинстве случаев большое зубчатое колесо имело упругий венец (отечественные электровозы $С^с$, ВЛ19 и др.).

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

Дальнейшая эволюция — разработка и использование на серийном тяговом подвижном составе привода с рамным подвешиванием тяговых двигателей, впервые в СССР примененным на вагонах метрополитена в 1949 г., а затем на электропоездах серии ЭР (с 1958 г.). Такие двигатели имели и поставляемые с 1956 г. пассажирские электровозы производства ЧСФР.

В связи с ростом скоростей во Франции, ФРГ, Италии укреплялась тенденция к переходу на привод, у которого был бы подрессорен не только тяговый двигатель, но и редуктор. Этому способствовало создание ряда неприхотливых в эксплуатации конструкций тяговых муфт с резинометаллическими шарнирами [муфты фирм «Альстом» (Франция), «Эрликон» (Швейцария), муфта инж. Жакмена (Франция)], так называемая муфта Жакмен.

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

Вместе с тем не везде использование локомотивов такого типа себя оправдало. Созданные в СССР опытные электровозы ВЛ40 и ВЛ83 с одномоторными тележками не доведены до серийного производства по причинам, не имеющим прямой связи с этой особенностью их конструкции.

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 тягового двигателя (французский электропоезд TGV) или тягового двигателя 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, что и использовано в проекте перспективного чехо-словацкого электровоза 85E.

Несмотря на большое количество уже существующих конструкций, создание надежного тягового привода, особенно для грузовых локомотивов большой мощности с высокими значениями реализуемой силы тяги, что типично для условий советских железных дорог, остается задачей, пока не нашедшей удовлетворительного решения.

§ 13.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ С РАЗОМКНУТОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПЬЮ

Исходные положения. Один из возможных вариантов классификации тяговых приводов увязан с их динамическим совершенством как условием обеспечения высокой надежности.

Назначение тягового привода — создание и передача на колесную пару тягового момента, по существу статического. Кроме статической (полезной) составляющей, в процессе движения локомотива появляется динамическая составляющая из-за непрямолинейности траектории движителя — колеса, кинематического несовершенства схемы или конструкции тяговой передачи и ряда других причин. К вредным нужно отнести также динамические нагрузки, вызванные переменными ускорениями корпусов тягового двигателя и редуктора. Передачу тягового момента с большим успехом можно было бы осуществить при отсутствии динамических нагрузок, т. е. в стационарных условиях. Поэтому целесообразно в качестве критериев на оценки динамических качеств привода принять отличия действительных условий работы его основных элементов от идеальных стационарных.

Идеальные стационарные условия работы характеризуются отсутствием динамических сил, действующих на корпус тягового двигателя и редуктора, отсутствием динамических составляющих тягового момента и его реакций, соосным расположением ведущих и ведомых валов, а следовательно, отсутствием относительных перемещений шарнирных элементов муфт. Учитывая это, для оценки динамического совершенства тягового привода целесообразно принять следующие критерии: степень защищенности тягового двигателя от динамических сил; то же для тягового редуктора; степень защищенности кинематической цепи, передающей вращение, от динамических моментов; уровень относительных угловых перемещений шарнирных элементов муфт.

Для количественной оценки динамического совершенства по выбранным критериям можно принять соответственно: ускорение центра масс тягового двигателя $\ddot{z}_{дв}$; то же для корпуса редуктора $\ddot{z}_{р}$; динамический момент на валу якоря тягового двигателя $M_д$; угол закручивания шарнирных элементов муфт $\psi_к$.

Сравним достоинства и недостатки различных схем привода, пользуясь их исходными схемами, не имеющими упругих элементов, поскольку назначение последних в большинстве случаев сводится к частичной компенсации кинематического несовершенства, присущего схеме.

Первый критерий — степень защищенности тягового двигателя от воздействия динамических сил. Хотя анализ соответствия требованиям первого критерия заслуживает детального рассмотрения, ограничимся достаточно очевидным утверждением, что двигатель плохо защищен от воздействия вертикальных динамических сил в тех системах привода, где он опирается на ось колесной пары (опорно-осевое подвешивание) и достаточно защищен при опирании на подрессоренную часть тележки или кузова (рамное подвешивание). Таким образом, по этому критерию при классификации следует выделять в одну группу все тяговые приводы, имеющие двигатели с опорно-осевым подвешиванием, а в другую — с рамным.

Второй критерий — степень защищенности редуктора от воздействия динамических сил. Аналогично будем считать плохо защищенным от вертикальных динамических сил редуктор, опирающийся на ось колесной пары, и хорошо защищенным — установленный на тележке или кузове.

Третий критерий — степень защищенности кинематической цепи, передающей вращение, от воздействия динамических моментов. Анализ удобно вести для условий режима движения с постоянной скоростью при постоянном электромагнитном моменте двигателя. В этом случае суммарный момент на валу тягового двигателя

$$M = M_э + M_д = M_э + \frac{d\varphi_я}{dt} I_я, \qquad (13.1)$$

где $M_э$, $M_д$ — соответственно электромагнитный и динамический моменты на валу якоря тягового двигателя; $\dot{\varphi}_я$ — угловая скорость вращения якоря; $I_я$ — момент инерции якоря относительно его оси вращения.

Введем понятие *передаточного отношения привода* $i_{як}$ как отношения скоростей вращения якоря двигателя $\dot{\varphi}_я$ и колесной пары $\dot{\varphi}_к$:

$$i_{як} = \dot{\varphi}_я/\dot{\varphi}_к. \qquad (13.2)$$

Скорость вращения колесной пары

$$\dot{\varphi}_к = v/R_к, \qquad (13.3)$$

где v — скорость движения локомотива; $R_к$ — радиус колеса по кругу катания.

Для случая v = const и отсутствия эксцентриситета колеса, т. е. при $R_к$ = const, можно записать

$$M_д = \frac{v}{R_к} I_я \frac{di_{як}}{dt}. \qquad (13.4)$$

Таким образом, *динамическая составляющая момента является функцией изменения передаточного отношения системы привода.*

Если $i_{як}$ = const, то $M_д = 0$, т. е. вредное влияние динамических моментов устранено и тяговый привод является совершенным по третьему критерию. В действительности, в полном противоречии с общепринятым суждением о том, что передаточное отношение привода постоянно и выражается числом, *величина* $i_{як}$ *непостоянна, различна для разных систем привода и является функцией многих переменных.* Определим ее для некоторых основных схем приводов.

В приводах с опорно-осевым подвешиванием редуктора система передачи может быть представлена в виде трехзвенного зубчатого механизма, состоящего из двух зубчатых колес *1*, *3* и водила *2* (рис. 13.3). Этот механизм из-за наличия двух степеней подвижности является дифференциальным. Роль водила, т. е. подвижного элемента, несущего ось шестерни, выполняет корпус двигателя (при его опорно-осевом подвешивании) или корпус редуктора (при рамном подвешивании двигателя). Из приведенных на рис. 13.3 кинематической схемы и плана скоростей механизма можно получить

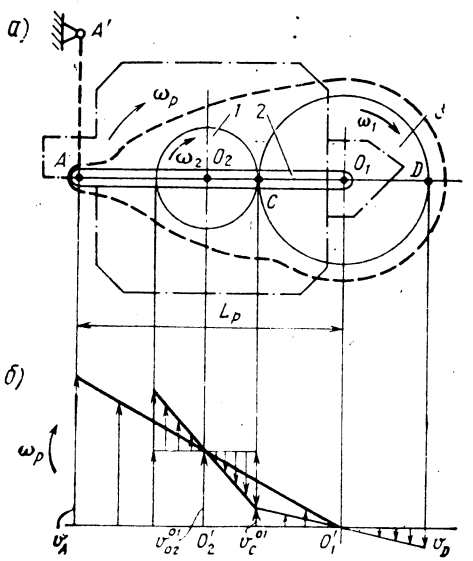


Рис. 13.3. Кинематическая схема (*а*) и диаграмма скоростей (*б*) одноступенчатого цилиндрического тягового редуктора

$$\dot{\varphi}_2^{02} = \frac{v_{02}^{01} - v_c^{01}}{r_н} = \frac{\dot{\varphi}_p^{01}(R_н + r_н) - \dot{\varphi}_1^{01}}{r_н} = \dot{\varphi}_p^{01}(1+u) - u\dot{\varphi}_1^{01},$$

где $\dot{\varphi}_2^{02}$ — угловая скорость поворота шестерни относительно оси O_2, равная $\dot{\varphi}_н$; v_{02}^{01} — линейная скорость оси шестерни при повороте водила относительно оси O_1; v_c^{01} — линейная скорость точки C зубчатого колеса при повороте его относительно оси O_1; $r_н$ — радиус начальной окружности

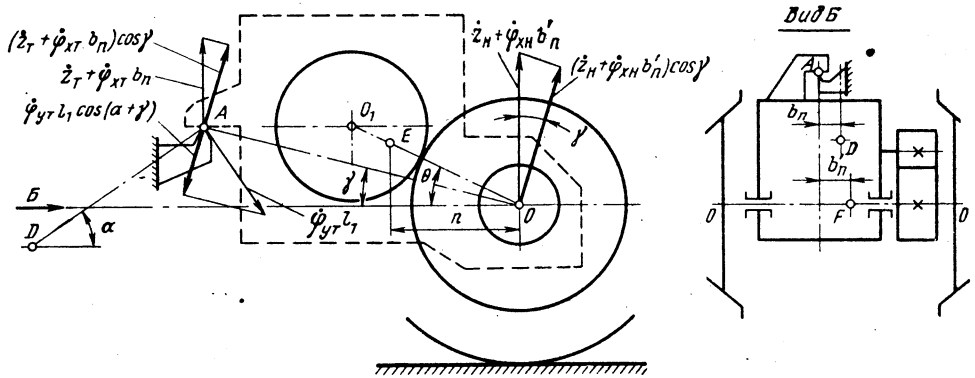


Рис. 13.4. Кинематическая схема и расположение векторов скоростей точек опирания опорно-осевого двигателя с поперечным расположением вала якоря:

D — центр масс подрессоренных частей тележки; *E* — центр масс двигателя; *F* — центр масс колесной пары; *A* — точка опоры тягового двигателя на кронштейн рамы тележки; *O* — ось колесной пары; $AD=l_1$ — расстояние от центра масс тележки до кронштейна двигателя; $OA=l_{дв}$ — база подвешивания двигателя; $OO_1=Ц$ — централь редуктора

шестерни; $\dot{\varphi}_р^{01}$ — угловая скорость поворота редуктора (тягового двигателя) относительно оси O_1; $R_н$ — радиус начальной окружности большого зубчатого колеса $\dot{\varphi}_1^{01}$ — угловая скорость поворота зубчатого колеса относительно оси O_1: $\dot{\varphi}_1^{01}=\dot{\varphi}_к=v/R_к$; u — передаточное число зубчатой пары: $u=R_н/r_н$.

Тогда передаточное отношение цепи якорь — колесная пара

$$i_{як}=\dot{\varphi}_2^{02}/\dot{\varphi}_1^{01}=-u+(1+u)\,\dot{\varphi}_р^{01}/\dot{\varphi}_1^{01}=-u+(1+u)\,\frac{R_к}{v}\,\dot{\varphi}_р^{01}. \qquad (13.5)$$

Как видно из этого выражения, *передаточное отношение такого механизма переменно и зависит не только от соотношения радиусов зубчатых колес, но и от отношения* $\dot{\varphi}_р^{01}/\dot{\varphi}_1^{01}$.

Влияние подвижности корпуса редуктора на значение передаточного отношения, характеризуемое вторым членом выражения, определяется множителем, стоящим перед дробью, — передаточным числом $u_п$ от корпуса редуктора как водила планетарного механизма к шестерне. Для одноступенчатого редуктора, имеющего колеса внешнего зацепления, $u_п=1+u$.

Несложно показать, что для аналогичного редуктора с коническими колесами $u_п=u$, для двухступенчатого цилиндрического редуктора (или редуктора с промежуточной шестерней), имеющего внешнее зацепление, $u_п=u-1$. В последнем случае при $u=1$ подвижность в пространстве корпуса редуктора не влияет на его передаточное отношение.

При тяговом двигателе с опорно-осевым подвешиванием можно определить $\dot{\varphi}_р^{01}$ как первую производную по времени от угла поворота $\varphi_{у\,дв}$ корпуса тягового двигателя относительно оси (рис. 13.4)

$$\dot{\varphi}_р^{01}=\dot{\varphi}_{у\,дв}.$$

Первая производная угла поворота корпуса двигателя

$$\dot{\varphi}_{у\,дв}=\frac{1}{L_{дв}}\left\{\left[\dot{z}_т-\dot{z}_н+b_п\dot{\varphi}_{хт}-b'_п\dot{\varphi}_{хн}\right]\cos\gamma-l_1\cos(\gamma+\alpha)\,\dot{\varphi}_{ут}\right\}, \qquad (13.6)$$

где $L_{дв}$ — база опирания двигателя; $\dot{z}_т$, $\dot{z}_н$ — скорость вертикального перемещения соответственно тележки и колесной пары; $\dot{\varphi}_{ут}$ — скорость галопирования тележки; $\dot{\varphi}_{хт}$, $\dot{\varphi}_{хн}$ — скорости боковой качки соответственно тележки и колесной пары; $b_п$, $b'_п$ — расстояние по оси y соответственно от центров масс тележки и колесной пары до продольной вертикальной плоскости, проходящей через подвеску двигателя; γ, α, l_1 — величины, представленные на рис. 13.4.

Тогда

$$i_{як} = -u + \frac{(1+u)R_к}{vL'_{дв}}\left[(\dot{z}_т - \dot{z}_н + b_п\dot{\varphi}_{хт} - b'_п\dot{\varphi}_{хн})\cos\gamma - \right.$$
$$\left. - l_1\cos(\gamma+\alpha)\dot{\varphi}_{ут}\right]. \qquad (13.7)$$

Подставив в выражение (13.4) значение $i_{як}$ из уравнения (13.7), получим

$$M_д = \frac{I_я(1+u)}{L_{дв}}\left[(\ddot{z}_т - \ddot{z}_н + b_п\ddot{\varphi}_{хт} - b'_п\ddot{\varphi}_{хн})\cos\gamma - \right.$$
$$\left. - l\cos(\gamma+\alpha)\ddot{\varphi}_{ут}\right] = I_я(1+u)\ddot{\varphi}_{удв}. \qquad (13.8)$$

Доминантой, определяющей значение и характер выражения, стоящего в квадратных скобках, является вертикальное ускорение неподрессоренных масс (колесной пары), по меньшей мере на порядок превышающее любую из остальных составляющих.

Отсюда следует, что динамический момент можно резко уменьшить, приближая угол γ к $\pi/2$. При этом устраняется инерционная связь между колесной парой в движении по координате $z_н$ и якорем по $\varphi_я$. Однако при этом вся масса двигателя опирается на колесную пару, увеличивается ускорение его центра масс, которое достигает при $\gamma = \pi/2$ значения вертикальных ускорений колесной пары; возрастает и приведенная неподрессоренная масса. Для современного ЭПС, имеющего двигатели большой массы, это неприемлемо.

Таким образом, в *приводе с опорно-осевым подвешиванием тягового двигателя и редуктора может быть частично удовлетворено требование лишь одного критерия — третьего*, да и то путем, ведущим к неприемлемому увеличению ускорения корпуса тягового двигателя, а следовательно, и увеличения действующих на него динамических сил.

Аналогична разобранному случаю схема с опорно-осевым подвешиванием тягового двигателя и конического редуктора. Рассматривая план скоростей такого редуктора аналогично тому, как это было сделано ранее для цилиндрического редуктора, можно показать, что

$$i_{як} = -u + u\frac{\dot{\varphi}_{у\,дв}R_к}{v} + \frac{R_к\dot{\varphi}_{х\,н}}{v}.$$

Величина $\varphi_{у\,дв}$ определяется выражением (13.6).

Привод с опорно-осевым подвешиванием редуктора и рамным двигателя (рис. 13.5) имеет кинематическую схему передачи, схожую с предыдущей; отличием ее является то, что роль водила в дифференциальном планетарном механизме передачи играет корпус редуктора и последовательно включены два механизма передачи вращательного движения: планетарный зубчатый механизм и муфта. С учетом этого

$$i_{як} = i_{1,2}\,i_м(\varphi_я) = i_м(\varphi_я)\left[-u + \frac{(1+u)R_к}{v}\dot{\varphi}_{ур}\right],$$

где $i_м(\varphi_я)$ — передаточное отношение механизма муфты.

Первая производная угла поворота редуктора

$$\dot{\varphi}_{ур} = \frac{1}{L_р}\left[(\dot{z}_т - \dot{z}_н + b_п\dot{\varphi}_{хт} - b'_п\dot{\varphi}_{хн})\cos\gamma - l_1\cos(\gamma+\alpha)\dot{\varphi}_{ут}\right], \qquad (13.9)$$

где $b'_п$, $b_п$ — расстояния между двумя продольными вертикальными плоскостями, проходящими соответственно через центры масс колесной пары (тележки) и плоскость подвески редуктора.

Момент на валу якоря

$$M_д = \frac{I_я v}{R_к}\left\{-\frac{di_м(\varphi_я)}{dt}u + \frac{di_м(\varphi_я)}{dt}\frac{(1+u)R_к}{v}\dot{\varphi}_{yp} + i_м(\varphi_я)\frac{(1+u)R_к}{v}\ddot{\varphi}_{yp}\right\}.$$

Из этого выражения следует, что в *общем случае по третьему критерию привод с опорно-осевым подвешиванием редуктора* и *рамным двигателя имеет худшие динамические свойства, чем привод с опорно-осевым двигателем*, так как, вообще говоря $i_м(\varphi_я) \neq 1$, а $\frac{di_м(\varphi_я)}{dt} \neq 0$. Если можно принять $i_м(\varphi_я) = 1$, то муфта не имеет кинематической погрешности, т. е.

$$M_д = I_я(1 + u)\ddot{\varphi}_{yp}, \qquad (13.10)$$

где $\ddot{\varphi}_{yp} = \frac{1}{L_p}[(\ddot{z}_т - \ddot{z}_н + b_п'\ddot{\varphi}_{xт} - b_п'\ddot{\varphi}_{xн})\cos\gamma - l_1\cos(\gamma+\alpha)\ddot{\varphi}_{yт}]$.

Сравнивая выражения (13.10) и (13.8), легко убедиться в полном совпадении их структуры. Однако и в этом случае при прочих равных условиях динамический момент на валу якоря будет больше, чем в системе с опорно-осевым подвешиванием двигателя, так как база L_p опирания редуктора по конструктивным соображениям всегда меньше, чем база $L_{дв}$ подвешивания двигателя.

Часто причиной сознательного уменьшения базы опирания редуктора является неудачный выбор тяговой муфты с малой допустимой расцентровкой; для уменьшения последней приходится приближать точку подвеса редуктора к оси малой шестерни, стремясь получить $L_p = R_к + r_к$.

Правда, как и в системе с опорно-осевым подвешиванием тягового двигателя, не исключена возможность снижения переменной составляющей передаточного отношения в результате приближения значения угла γ к $\pi/2$.

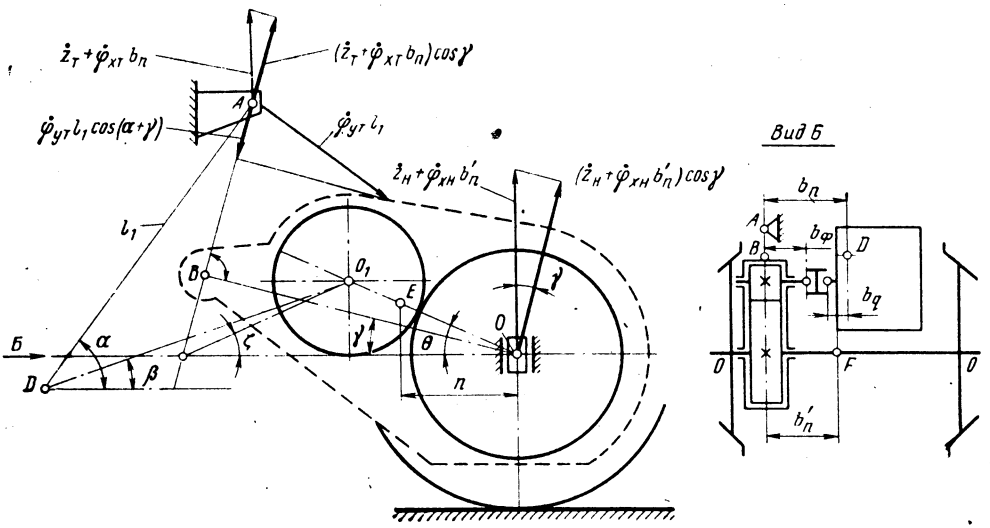


Рис. 13.5. Кинематическая схема и расположение векторов скоростей точек опирания опорно-осевого редуктора:

A — точка крепления подвески редуктора к раме тележки; B — то же к корпусу редуктора; O_1 — ось шестерни зубчатой передачи; $O_1D = l_я$ — расстояние от центра масс тележки до оси шестерни; $OB = l_р$ — база подвешивания редуктора к раме тележки; $b_п$ — расстояние от продольной оси симметрии тележки до подвески редуктора; $b_ф$ — расстояние от продольной плоскости симметрии редуктора до шарнира муфты на валу шестерни; $b_п'$ — расстояние от центра масс колесной пары до плоскости подвески редуктора; b_q — расстояние от продольной оси симметрии тележки до шарнира муфты на валу якоря двигателя (остальные обозначения те же, что на рис. 13.4)

Принимая $\gamma = \pi/2$, приходим к схеме с горизонтальной реактивной тягой, для которой

$$M_д = \frac{I_я (1+u)}{L_р} l_1 \cos\alpha \ddot{\varphi}_{ут}.$$

Угловое ускорение редуктора при этом

$$\ddot{\varphi}_{ур} = \ddot{\varphi}_{ут} \frac{l_1}{L_р} \sin\alpha.$$

Таким образом оказывается кинематически устранена связь между движением колесной пары по координате $z_н$ и якорем по координате $\varphi_я$.

Схема с горизонтальной реактивной тягой особенно эффективна, если центр масс тележки расположен выше оси колесной пары на расстояние $L_р$, в этом случае $\alpha = 0$, $\ddot{\varphi}_{ур} = 0$ и динамические моменты в приводе не возникают.

Выражения $i_{як}$ для передачи с опорно-осевым коническим редуктором и опорно-рамным двигателем аналогичны полученным для случая опорно-осевого двигателя, с той лишь разницей, что в них вместо базы двигателя $L_{дв}$ входит база редуктора $L_р$.

В приводе с рамным подвешиванием двигателя и редуктора (рис. 13.6) корпус редуктора жестко связан с рамой тележки или составляет ее часть, поэтому передаточное отношение можно выразить как

$$i_{як} = i_{1,2}\, i_м(\varphi_к) = i_м(\varphi_к) \left[-u - (1+u) \frac{R_к \dot{\varphi}_{ут}}{v} \right].$$

Момент на валу якоря тягового двигателя

$$M_д = I_я \frac{v}{R_к} \left\{ \frac{di_м(\varphi_к)}{dt} \left[-u + (u+1) \frac{R_к \dot{\varphi}_{ут}}{v} \right] + i_м(\varphi_к) \frac{(1+u) R_к}{v} \ddot{\varphi}_{ут} \right\}.$$

Поскольку в выражение $\frac{di_м(\varphi_к)}{dt}$ частота вращения колесной пары $\dot{\varphi}_к$ входит в явном виде, влияние кинематического несовершенства муфты в

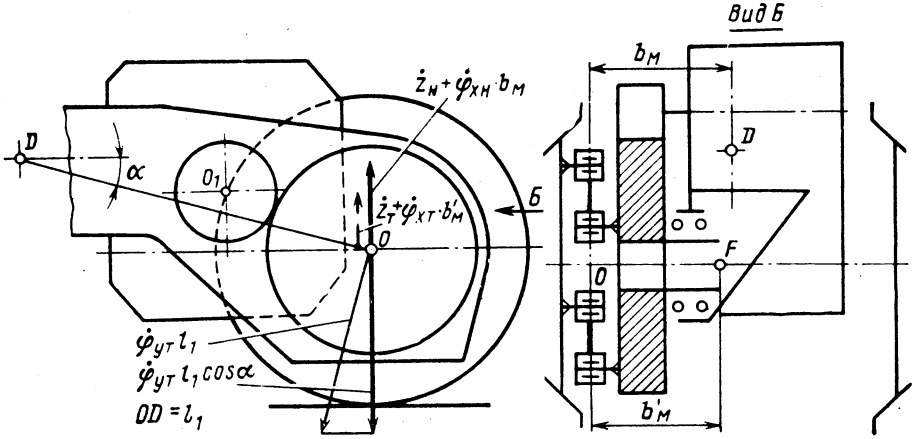


Рис. 13.6. Кинематическая схема и расположение вектора скоростей характерных точек передачи при рамных редукторе и двигателе:

O_1 — ось шестерни редуктора; $OD = l_1$ — расстояние от оси колесной пары до центра масс тележки; $b_м$ — расстояние в поперечной плоскости от центра масс тележки до продольной плоскости симметрии тяговой муфты на оси колесной пары; $b'_м$ — то же от продольной плоскости симметрии тяговой муфты до центра масс колесной пары (остальные обозначения те же, что на рис. 13.5)

приводе, имеющем редуктор с рамным подвешиванием, будет меньше, чем в рассмотренных ранее схемах, так как $\varphi_к < \varphi_я$.

В случае если муфта кинематически достаточно совершенна и можно принять $i_м(\varphi_к) \cong 1$, то

$$M_д = I_я (1 + u)\, \ddot{\varphi}_{ут}. \qquad (13.11)$$

Сравнивая выражения (13.8), (13.10) и (13.11), можно видеть, что последний привод, если $i_м(\varphi_к) \cong 1$, имеет явные преимущества перед предыдущими, поскольку $\ddot{\varphi}_{ут} \ll \ddot{\varphi}_{удв} < \ddot{\varphi}_{ур}$ и, таким образом, отвечает требованиям третьего критерия.

Как следует из проведенного анализа, степень динамического совершенства передачи связана только частично с размещением двигателя и редуктора. *Основным признаком, определяющим нагружение передачи динамическим моментом, является наличие связи между движениями колесной пары и якорем соответственно по координатам* $z_н$ и $\varphi_я$.

В связи с этим основанием для классификации тяговых приводов по степени нагружения передачи динамическими моментами должно служить наличие прямой кинематической связи поворота якоря двигателя с вертикальным перемещением точки оси колесной пары, находящейся в плоскости редуктора. Низкий уровень моментов достигается при выполнении условия $\frac{\partial \varphi_я}{\partial z_н} = 0$. Вследствие последовательного включения двух кинематических пар (колесная пара — корпус редуктора и корпус редуктора — якорь двигателя) это условие можно представить в виде

$$\frac{\partial \varphi_{ур}}{\partial z_н} \frac{\partial \varphi_я}{\partial \varphi_{ур}} = 0 \text{ или } \frac{\partial \varphi_{ур}}{\partial z_н} u_п = 0.$$

Условие выполняется при равенстве нулю любой из двух частей этого выражения.

Как было показано, первый сомножитель может быть не равен нулю только в случае приводов с опорно-осевыми редукторами. При горизонтальном расположении реактивной тяги и в этом случае он становится равным нулю. Второй сомножитель зависит от схемы редуктора и в отдельных случаях может приближаться к нулю или быть ему равным. Следовательно, по значению динамического момента в передаче можно различить три существенных и определяющих схемных признака, которые могут быть использованы в качестве признаков классификации тяговых приводов: наличие редукторов с опорно-осевым подвешиванием (признак совпадает с признаком классификации по второму критерию); отличие угла наклона реактивной тяги к горизонтали от 0° — реактивная тяга, горизонтальная или негоризонтальная; степень приближения к нулю величины $u_п$ — передаточного числа от корпуса редуктора к малой шестерне.

Четвертый критерий — относительные угловые перемещения шарнирных элементов муфт. Очевидно, что по этому критерию можно сравнивать только тяговые передачи с рамными тяговыми двигателями.

Не останавливаясь на всем разнообразии конструкций муфт, отметим, что их можно разделить на две группы: 1-я — механизмы, в которых элементы шарнирного соединения ведущего вала с промежуточным звеном и последнего с ведомым валом расположены в одной плоскости; 2-я — механизмы, в которых шарнирное соединение ведущего вала и промежуточного звена расположено в одной плоскости, а промежуточного звена и ведомого вала — в другой.

К 1-й группе можно отнести рычажно-шарнирные и шарнирно-поводковые муфты различных типов (Эрликон, Альстом и т. д.). В этих механизмах параллельное смещение ведомого и ведущего валов осуществляется в результате поворота поводков, связывающих валы с промежуточным звеном (плавающей шайбой), в поперечной плоскости, перпендикулярной оси вращения. Будем называть их *муфты поперечной компенсации*.

Ко 2-й группе относятся карданные механизмы различных типов с промежуточным валом и шарнирными полумуфтами, в качестве которых используются модификации шарнира Гука (передача заводов «Шкода», передача типа Жакмен), кулачковые элементы (передача вагонов метрополитена типов Д и Е), гибкие диафрагмы, пластины и оболочки (передача фирм SLM, Secheron), зубчатые муфты (передача японских скоростных электропоездов, электровозов фирмы ASEA, передачи тепловозов 2ТЭ121), шарнирные поводки (передача фирмы BBC, передача тепловоза ТЭП70) и т.д. В этих механизмах параллельное смещение ведущего и ведомого валов осуществляется в результате поворота звена, играющего роль промежуточного вала, в продольной плоскости, проходящей через оси вращения валов. Введем для обозначения этих муфт термин *муфты продольной компенсации*.

Тяговая муфта должна предусматривать возможность передачи вращения при относительных перемещениях соединяемых валов по пяти координатам. Все эти перемещения оказывают влияние на работу шарнирных узлов, однако доминирующими являются расцентровка — параллельное смещение осей ведущего и ведомого валов, вызванное вертикальными колебаниями экипажа, и угловое смещение в поперечной к оси пути плоскости, вызванное боковой качкой надрессорного строения и неподрессоренных частей.

В первом приближении максимальный угол коаксиального закручивания шарниров муфт за один оборот для муфт 1-й группы

$$\psi_{max\,1} = N_м/(l_п \kappa_к), \tag{13.12}$$

где $N_м$ — величина расцентровки муфты; $l_п$ — длина поводка муфты; $\kappa_к$ — корректирующий коэффициент, зависящий от кинематики механизма муфты: $\kappa_к = 1$ для наиболее распространенных муфт типов Альстом и Эрликон, а также для муфты А. И. Кравченко; $\kappa_к = 2$ для уравновешенной шарнирно-поводковой муфты.

Для муфт 2-й группы

$$\psi_{max\,2} = N_м/l_в + \psi_0, \tag{13.13}$$

где $l_в$ — длина промежуточного вала муфты; ψ_0 — угол между ведомым и ведущим валами.

Применительно к муфтам 2-й группы под углом ψ_2 будем понимать угол закручивания фиктивного шарнира, определяемый пересечением осей двух примыкающих друг к другу валов. В полумуфтах, выполненных по схеме шарнира Гука или его модификаций (передачи фирмы «Шкода», Жакмен, кулачковая муфта вагонов метрополитена и др.), реальный угол коаксиального закручивания шарниров равен фиктивному. Возможны конструкции полумуфт, в которых это равенство не соблюдается. Так, при использовании в качестве шарнирного узла муфты продольной компенсации группы из нескольких поводков с шарнирным закреплением по концам (для обеспечения устойчивости положения конца промежуточного вала их должно быть не менее трех) максимальное значение угла коаксиального скручивания радиально-ориентированного шарнира (рис. 13.7)

$$\psi_{max} = \frac{N_м}{l_в}\frac{r_ш}{l_п},$$

где $r_ш$ — радиус, определяющий положение центра O шарнира промежуточного вала; $l_п$ — длина поводка.

Сравнительная оценка углов поворота шарнирных элементов муфт для приводов различных типов. Для привода с опорно-осевым подвешиванием редуктора и рамным двигателя из кинематической схемы, приведенной на рис. 13.5, можно определить вертикальные $\Delta_в$ и горизонтальные $\Delta_г$ относительные смещения концов валов шестерни и якоря двигателя [2]. Полная величина расцентровки муфты

$$N_м = \sqrt{\left(\sum_i \Delta_в\right)^2 + \left(\sum_i \Delta_г\right)^2}.$$

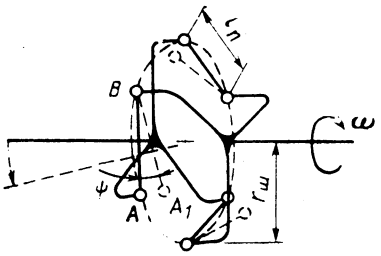


Рис. 13.7. К определению угловой деформации радиально-ориентированного шарнира при величине расцентровки N

Вторым параметром, определяющим угол поворота шарнира муфты, является длина поводка или промежуточного вала муфты.

Для муфт 1-й группы (рис. 13.8, *а*) длина поводка зависит от принятой кинематической схемы и радиальных габаритных размеров муфты, диаметр которой $D_м$ не должен превосходить $(0{,}75 \div 0{,}8)\,D_{дв}$ из соображений удобства компоновки и монтажа. Увеличение диаметра муфты на стороне высокой частоты вращения сдерживается также центробежными силами, которые, учитывая тенденцию к применению высокооборотных тяговых двигателей, могут угрожать прочности конструкции. Эта схема реализована в опытной тепловозной передаче с уравновешенной шарнирно-поводковой муфтой ВНИТИ.

Длина промежуточного вала в муфтах 2-й группы может существенно меняться в зависимости от принятой схемы. Здесь могут быть три основных варианта.

1. Для размещения муфты используется пространство между тяговым двигателем и редуктором (рис. 13.8, *б*). Вариант реализован в тяговых приводах электропоездов метрополитена серий Д и Е и магистральных дорог серий ЭР.

2. Для размещения промежуточного вала используется полый вал малой шестерни (рис. 13.8, *в*). Вариант реализован в тяговых приводах скоростных дизель-поездов серии HST английских железных дорог.

3. Для размещения промежуточного вала на всю или часть длины используется полый вал тягового двигателя (рис. 13.8, *г*). Вариант реализован в тяговых приводах электровозов ЧС, в приводе тепловоза 2ТЭ121, а также на электровозах шведской фирмы ASEA.

Углы закручивания фиктивных шарниров муфт соответственно со стороны двигателя и шестерни:

$$\psi_i = N_м/l_{вi} + \varphi_{хт};\ \psi_i = N_м/l_{вi} + \varphi_{хн}.$$

В приводе с рамными подвешиванием двигателя и редуктора относительные перемещения возникают между большим зубчатым колесом и осью колесной пары; устанавливаемая между ними муфта получает соответствующую расцентровку, величина которой может быть определена [2] из кинематической схемы рис. 13.6 (на схеме приведена муфта поперечной компенсации). В этой группе тяговых передач возможности снижения величины расцентровки муфты путем выбора рациональной геометрии передачи весьма ограничены и могут быть реализованы только уменьшением расстояния от плоскости муфты до продольной оси тележки.

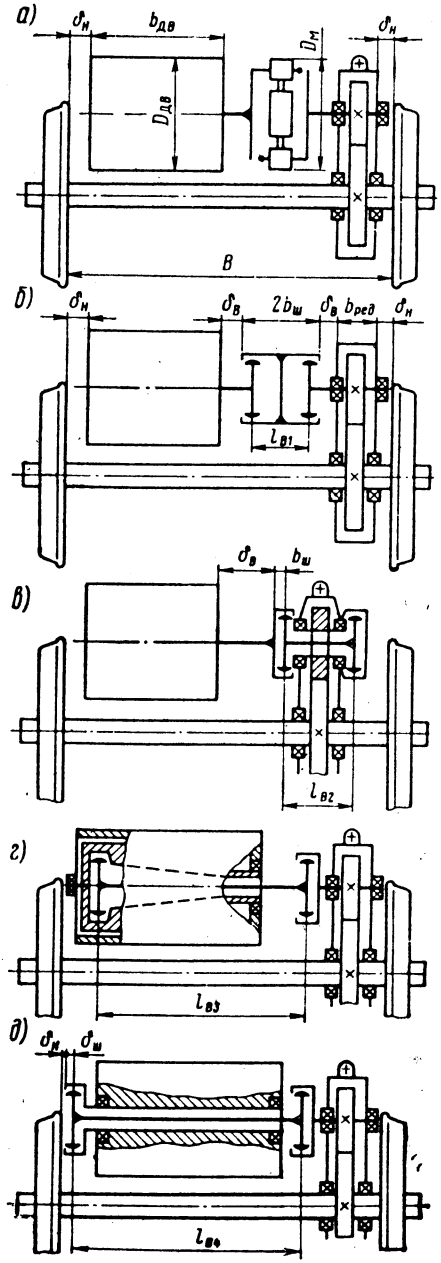


Рис. 13.8. Кинематические схемы при различных компоновках тяговых приводов с рамным двигателем и опорно-осевым редуктором

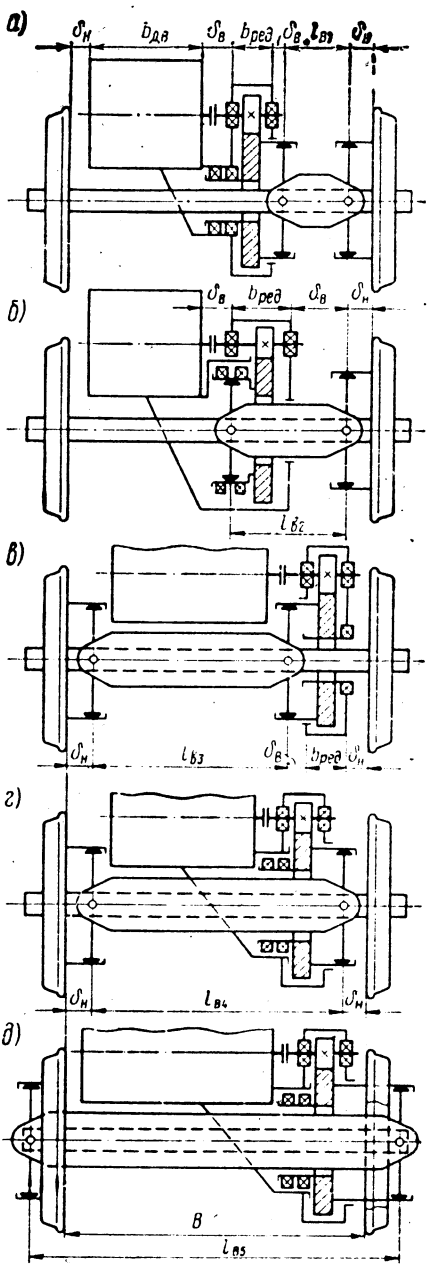


Рис. 13.9. Кинематические схемы при различных компоновках тяговых приводов с рамными двигателями и редуктором

При использовании муфт поперечной компенсации угол закручивания шарниров в плоскости муфты $\psi = N_м/l_п$. Длина поводка муфты поперечной компенсации ограничена диаметром муфты $D_м$, а последний — диаметром колеса.

При использовании муфт продольной компенсации угол закручивания фиктивных шарниров:

$$\psi_i' = N_м/l_{вi} + \varphi_{хт};\ \psi_i'' = N_м/l_{вi} + \varphi_{хн},$$

где ψ_i' — угол закручивания шарниров, связывающих зубчатое колесо с промежуточным валом; ψ_i'' — то же для шарниров, связывающих промежуточный вал с колесной парой.

Длина полого промежуточного вала $l_в$ может быть различной в зависимости от положения двух плоскостей расположения шарниров. Независимо от того, применен цилиндрический или конический редуктор, возможны варианты, приведенные на рис. 13.9.

Схема, приведенная на рис. 13.9, *в*, реализована в тяговых приводах электровозов ВВ9004, ВВ9200, ВВ9400, ВВ15000 (Франция) и на опытном электровозе ВЛ40, схема рис. 13.9, *г* использована в тяговых приводах электровозов СС21000, СС6500 (Франция), на опытных отечественных электровозах ВЛ84-001, а также на электровозе Е120 (ФРГ) и на тепловозах ТЭП70, ТЭП80.

Схемы рис. 13.8, *б*, *в* и 13.9, *а*, *б* будем называть вариантами с коротким промежуточным валом, а схемы рис. 13.8, *г*, *д* и 13.9, *в*, *г*, *д* — с длинным промежуточным валом.

Начиная с варианта рис. 13.8, *г* и 13.9, *в*, углы закручивания всех муфт продольной компенсации, как правило, становятся меньше 0,05 рад, что обычно допустимо по условию долговечности шарниров. Передачи со схемой варианта рис. 13.8, *б*, *в* имеют приемлемые углы поворота шарниров только при редукторе с опорно-осевым подвешиванием и вертикальной реактивной тягой. В муфтах с поперечной компенсацией значения углов поворота шарниров больше, чем при всех муфтах продольной компенсации, кроме варианта по рис. 13.8, *а*.

Таким образом, существенным и определяющим признаком для классификации привода по значению относительных угловых перемещений шарнирных элементов муфт является соответствие величин расцентровок муфт длинам их промежуточных элементов. Неудовлетворительным является сочетание большой величины расцентровки с малой длиной промежуточных элементов муфт.

Большие расцентровки муфт свойственны всем приводам, где используются редукторы с рамным подвешиванием или опорно-осевым с горизонтальными реактивными тягами. Малую длину промежуточных элементов имеют муфты поперечной компенсации и муфты продольной компенсации с коротким промежуточным валом.

Исходя из сочетания перечисленных качеств можно дать классификацию базовых вариантов индивидуальных приводов с односторонними передачами, не имеющими упругих элементов. По степени динамического совершенства все приводы целесообразно разбить на три класса:

к л а с с I — двигатели и редукторы с опорно-осевым подвешиванием; ему свойственны наихудшие значения всех основных динамических показателей;

к л а с с II — двигатели с рамным подвешиванием, редукторы — с опорно-осевым; в зависимости от конкретной схемы приводы этого класса могут приближаться по динамическим свойствам к приводам класса I или III;

класс III — двигатели и редукторы с рамным подвешиванием; этот класс обладает наиболее благоприятными динамическими показателями.

Производные схемы, в которых применены упругие элементы в цепях, передающих момент и реакцию тягового момента, следует относить к соответствующему классу приводов, так как упругие элементы не устраняют причин возникновения динамических усилий и моментов, а лишь могут при определенных условиях частично улучшить динамические свойства привода вследствие изменения его частотных характеристик. Как видим, возможно создать приводы (класс III), имеющие низкие динамические нагрузки всех основных элементов, применив рациональную кинематическую схему и не прибегая к использованию упругих связей.

§ 13.4. ОСОБЕННОСТИ НАГРУЖЕНИЯ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ С ЗАМКНУТЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ

Замкнутые кинематические цепи свойственны групповым тяговым приводам и индивидуальным с двусторонней передачей. В механизмах с замкнутыми кинематическими цепями могут быть избыточные связи, превращающие их в статически неопределимые системы. В таких системах изменение геометрических характеристик звеньев может вызвать появление нагрузок типа так называемых «блуждающих» моментов и их реакций.

Моменты определяются деформацией Δ_k звеньев и их жесткостью $ж_{kз}$:

$$M_д = ж_{kз}\,\Delta_k.$$

Чтобы определить величину деформации, рассечем замкнутый контур передачи и оценим взаимное смещение рассеченных поверхностей, задав малые перемещения по всем обобщенным координатам механизма. Рассмотрим четыре типичных случая (рис. 13.10):

двусторонний индивидуальный тяговый привод класса I;
двусторонний индивидуальный тяговый привод класса III;
групповой привод класса II;
групповой привод класса III.

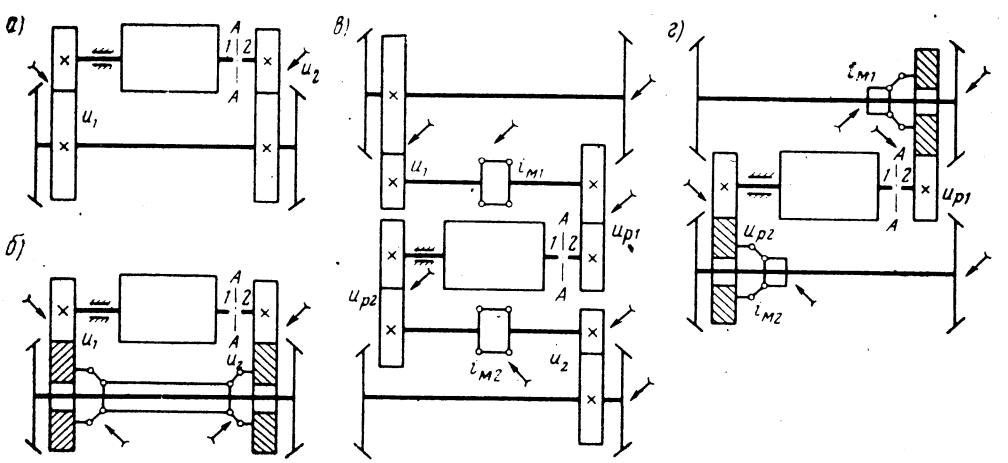


Рис. 13.10. Схемы замкнутых кинематических цепей различных тяговых приводов:

а — индивидуальный с опорно-осевым двигателем; *б* — индивидуальный с рамными двигателем и редукторами; *в* — групповой с рамным двигателем и опорно-осевыми редукторами; *г* — групповой с рамными двигателем и редукторами; стрелками указаны участки с кинематической погрешностью

Для наглядности варианты схем рис. 13.10, *в* и *г* приняты с двусторонним съемом момента с вала якоря, но выводы не меняются и для случая одностороннего съема. В последнем случае вал якоря не войдет в замкнутый контур, нагружаемый блуждающим моментом.

Двусторонний индивидуальный привод класса I. Для рассматриваемого привода с односторонней передачей

$$d\varphi_{я} = (1 + u)d\varphi_{р} - ud\varphi_{н}, \tag{13.14}$$

где $\varphi_{я}$ — угол поворота якоря двигателя; $\varphi_{н}$ — то же оси колесной пары, с которой связано большое зубчатое колесо рассматриваемой передачи; $\varphi_{р}$ — угол поворота редуктора относительно оси колесной пары.

Рассекая вал якоря в сечении $A—A$, можно получить для каждой из половин:

$$d\varphi_{я1} = (1+u_1)\, d\varphi_{р1} - u_1 d\varphi_{н1};$$

$$d\varphi_{я2} = (1 + u_2)\, d\varphi_{р2} - u_2\, d\varphi_{н2}.$$

Вследствие кинематической погрешности в реальном зубчатом зацеплении

$$u_i = u_0 + \sum_{j=1}^{n} a_{ij} \sin (j\varphi_{н} + \varphi_{0ij}),$$

где i — индекс стороны колесной пары ($i = 1$ или $i = 2$); u_0 — расчетная постоянная составляющая передаточного отношения (передаточное число идеального зубчатого зацепления); a_{ij} — коэффициенты разложения в ряд гармонических составляющих передаточного отношения u_i; φ_{0ij} — фазы соответствующих составляющих.

Оценим приведенную к валу якоря деформацию через ее дифференциал при задании малых перемещений по всем обобщенным координатам системы $d\Delta_{к} = d\varphi_{я1} - d\varphi_{я2}$, где $\varphi_{я1}$ и $\varphi_{я2}$ — углы поворота концов вала якоря, прилегающих к плоскости сечения $A—A$ с двух сторон.

Полагая начальное смещение зубчатых колес равным нулю, получим

$$d\Delta_{к} = (1+u_0)\, d\varphi_{р1} - (1+u_0)\, d\varphi_{р2} + \sum_{j=1}^{n} a_{1j} \sin (j\varphi_{н1} + \varphi_{0ij})\, d\varphi_{р1} -$$

$$- \sum_{j=1}^{n} a_{2j} \sin (j\varphi_{н2} + \varphi_{02j})\, d\varphi_{р2} - u_0\, d\varphi_{н1} + u_0\, d\varphi_{н2} -$$

$$- \sum_{j=1}^{n} a_{1j} \sin (j\varphi_{н1} - \varphi_{0ij})\, d\varphi_{н1} + \sum_{j=1}^{n} a_{2j} \sin (j\varphi_{н2} + \varphi_{02j})\, d\varphi_{н2}. \tag{13.15}$$

Для рассматриваемого привода $d\varphi_{р1} = d\varphi_{р2} = d\varphi_{дв}$ и $d\varphi_{н1} = d\varphi_{н2} = d\varphi_{н}$, где $\varphi_{дв}$ — угол поворота двигателя относительно оси колесной пары. Тогда уравнение (13.15) приводится к виду

$$d\Delta_{к} = (d\varphi_{дв} - d\varphi_{н}) \sum_{i=1}^{2} \sum_{j=1}^{n} a_{ij} \sin (j\varphi_{н} + \varphi_{0ij})\, (-1)^i.$$

Отсюда следует, что, поскольку в общем случае требование $d\varphi_{дв} = d\varphi_{н}$ не может быть выполнено, первое условие — отсутствие деформации вала, а значит, и устранения блуждающих моментов можно записать в виде

$$\sum_{i=1}^{2} \sum_{j=1}^{n} a_{ij} \sin (j\varphi_{н1} + \varphi_{0ij})\, (-1)^i = 0. \tag{13.16}$$

Это требование может быть выполнено либо при отсутствии кинематических погрешностей зубчатого зацепления, либо при их равенстве для левой и правой сторон привода, что в равной мере неосуществимо. Для снижения вредных последствий блуждающих моментов необходимо повышать кинематическую точность изготовления зубчатой передачи.

Двусторонний индивидуальный привод класса III. Так как редуктор и муфта включены последовательно (см. рис. 13.10), для рассматриваемого привода можно показать, что условие отсутствия погрешности зацепления, будучи необходимым, не является достаточным для предотвращения возникновения блуждающих моментов в рассматриваемом приводе; оно должно быть дополнено вторым условием — отсутствие кинематических погрешностей муфт или абсолютного совпадения их по значению и фазе:

$$\sum_{i=1}^{n} \Delta_i(q_1, q_2, \ldots, q_n)(-1)^i = 0.$$

Это условие заставляет искать муфты с минимальными кинематическими погрешностями или создавать для них условия, в которых последние не проявились бы.

Групповой привод класса II. Для привода такого типа (см. рис. 13.10), в котором последовательно включены муфты и два редуктора (рамный и осевой), имеющие угловую подвижность в продольной вертикальной плоскости,

$$\frac{d\varphi_{яi}}{dt} = \left[(1+u_i)\frac{d\varphi_{рi}}{dt} - u_i\frac{d\varphi_{нi}}{dt}\right]\left[(1+u_{рi})\frac{d\varphi_{ут}}{dt} - u_{рi}\frac{d\varphi_{крi}}{dt}\right] i_{мi}, \qquad (13.17)$$

где u_i — передаточное отношение зубчатых колес осевого редуктора; $u_{рi}$ — передаточное отношение зубчатых колес рамного редуктора; $\varphi_{крi}$ — угол поворота большого зубчатого колеса рамного редуктора.

Поскольку качественно влияние кинематических погрешностей зацепления и муфт в групповом приводе подобно рассмотренным ранее выражениям (13.14)—(13.16), для упрощения выкладок примем: $u_i = u = \text{const}$; $u_{рi} = u_р = \text{const}$; $i_{мi} = i_м = 1$.

В индивидуальном двустороннем приводе эти условия являются необходимыми и достаточными для предотвращения появления блуждающих моментов. Оценим, являются ли эти условия достаточными для группового привода рассматриваемого типа.

Раскрыв уравнение (13.17) и произведя ряд преобразований с учетом того, что $d\varphi_{крi} = [(1+u)d\varphi_{рi} - ud\varphi_{нi}]i_{мi}$, можно получить

$$d\Delta_я = \sum_{i=1}^{2}\{i_{мi}(1+u_р)[(1+u)\,d\varphi_{рi} - ud\varphi_{нi}]\,d\varphi_{ут} - u_р i_м^2[(1+u)\,d\varphi_{рi} - ud\varphi_{нi}]^2\}(-1)^i. \qquad (13.18)$$

Из этого выражения видно, что выведенные ранее условия не являются достаточными для устранения негативных последствий избыточных связей в групповом приводе с опорно-осевыми редукторами. К ним должны быть добавлены условия, обеспечивающие равенство средних значений радиусов колес по кругу катания и неровностей на поверхности колеса по амплитуде и фазе:

$$(1+u)d\varphi_{р1} - ud\varphi_{н1} = (1+u)d\varphi_{р2} - ud\varphi_{н2}. \qquad (13.19)$$

Это возможно при $\varphi_{н1}(t) = \varphi_{н2}(t)$ и $\varphi_{р1}(t) = \varphi_{р2}(t)$. Поскольку

$$\frac{d\varphi_{нi}}{dt} = \frac{v}{R_{кi}} = \frac{v}{R_{к0i} + \sum_{j=1}^{n} b_j \sin(j\varphi_к t + \varphi_{0j})},$$

первое дополнительное условие может быть записано в виде

$$\left[\sum_{i=1}^{2} R_{к0i} + \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{n} b_j \sin(j\varphi_к t + \varphi_{0j})\right](-1)^i = 0, \qquad (13.20)$$

где $R_{к0i}$ — среднее значение радиуса колеса i-й колесной пары по кругу катания; b_j, φ_{0j} — амплитуда и фаза j-й гармоники неровности на поверхности колеса.

До сих пор все переменные, входящие в выражения дифференциала деформации $d\Delta_я$, носили периодический характер, что приводило к периодическому характеру самой величины $\Delta_я$ и блуждающего момента. В отличие от сказанного различие средних значений радиусов катания $R_{0кi}$ приведет при интегрировании выражения (13.20) к появлению нарастающей деформации $\Delta_я$, которая в реальных условиях будет ограничиваться вследствие периодического проскальзывания колес при достижении блуждающими моментами значений, предельных по сцеплению для данных условий движения. Из выражения (13.9) следует, что

$$d\varphi_{рi} = \frac{1}{L_р}\{[dz_{нi} - dz_т + d\varphi_{хнi} b'_п - d\varphi_{хт} b_п]\cos\gamma(-1)^i - d\varphi_{ут} l_1 \cos(\alpha+\gamma)\}.$$

Тогда второе дополнительное условие можно представить в виде

$$\sum_{i=1}^{2}\{[dz_т - dz_{нi} - d\varphi_{хнi} b'_п - d\varphi_{хт} b_п]\cos\gamma(-1)^i - d\varphi_{ут} l_1 \cos(\alpha+\gamma)\}(-1)^i = 0. \qquad (13.21)$$

Поскольку в общем случае $dz_{н1} \neq -dz_{н2}$ и $d\varphi_{хн1} \neq -d\varphi_{хн2}$, равенство (13.21) может быть обеспечено только, если $\cos\gamma = 0$, т. е. при горизонтальной реактивной тяге редуктора.

Групповой привод класса III (см. рис. 13.10). Если выполняются два первых необходимых условия, достаточно обеспечить соблюдение только одного дополнительного условия (13.20), поскольку второе (13.21) удовлетворяется автоматически, так как $d\varphi_{р1} = d\varphi_{р2} = d\varphi_{ут}$.

Сравнение результатов показывает, что при прочих равных условиях наиболее подвержен дополнительным нагрузкам в замкнутой кинематической цепи групповой привод с опорно-осевым подвешиванием редукторов. Для устранения в нем возможности возникновения блуждающих моментов необходимо следующее: отсутствие или полная идентичность по амплитуде и фазе кинематических погрешностей зубчатого зацепления и тяговых муфт в двух параллельных ветвях привода; форма круга катания колеса круговая концентрическая; осевые редукторы связаны с рамой тележки горизонтальными реактивными тягами. Последнее требование было учтено при создании опытного отечественного электровоза ВЛ83 с групповым приводом класса II.

Для группового привода с рамным подвешиванием редукторов требуется выполнение трех условий, для двустороннего индивидуального того же типа — двух первых, для двустороннего с опорно-осевым подвешиванием двигателей — только первого условия. Если же условия не выполняются, учитывая некоррелированность перечисленных кинематических погрешностей элементов привода, при прочих равных условиях можно ожидать бóльших дополнительных динамических нагрузок от блуждаю-

щих моментов в тех приводах, где число кинематических пар, составляющих замкнутую цепь, больше.

Разумеется, блуждающие моменты, носящие периодический характер, можно снижать, уменьшая эквивалентную торсионную жесткость $ж_к$ в контуре замкнутой кинематической цепи. Такое решение принято на единственном в мировой практике серийном электровозе типа 251, имеющем групповой привод класса II, в котором применены упругие зубчатые венцы больших зубчатых колес осевых редукторов. Этот электровоз поставляет испанским железным дорогам японская фирма Sumitomo.

§ 13.5. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЯГОВЫХ ПРИВОДОВ ПО ИХ ДИНАМИЧЕСКИМ СВОЙСТВАМ

С учетом соображений, высказанных выше, можно предложить классификацию групповых и индивидуальных тяговых приводов исходя из их динамических свойств. Все множество тяговых приводов разделено на группы по ряду признаков (рис. 13.11):

1-й признак — степень развития замкнутого контура кинематической цепи привода, включающая в себя три градации по видоизменению этого признака:

индивидуальный привод с односторонней передачей (разомкнутая кинематическая цепь);

индивидуальный привод с двусторонней передачей (кинематическая цепь замкнута через контур зубчатых колес и в случае привода класса III — через муфты);

групповой привод (кинематическая цепь замкнута через контур зубчатых передач, муфты, колесные пары и рельсовый путь). Этот признак является существенным, поскольку, как показано ранее, в замкнутой кинематической цепи могут возникать дополнительные динамические нагрузки, зависящие от кинематических погрешностей звеньев. Увеличение числа звеньев, включенных в замкнутую цепь, повышает возможность появления более высокого уровня суммарных кинематических погрешностей в цепи;

2-й и 3-й признаки — степень подрессоривания соответственно корпусов двигателя и редуктора, определяющая их расположение: на оси или на раме тележки (кузова);

4-й признак — степень связи поворота централи редуктора в пространстве (одна из основных форм возмущения для крутильных колебаний системы привода) с наиболее развитой формой колебания колесной пары — ее вертикальным перемещением. Этот признак характеризует степень возмущения крутильных колебаний, потенциальную возможность их развития, а следовательно, и возникновения динамических моментов в передаче. Лучшей в этом отношении является схема с рамным подвешиванием редуктора, худшей — с опорно-осевым и вертикальной реактивной тягой;

5-й признак — чувствительность привода к возмущениям, вызывающим крутильные колебания; он характеризует, в какой степени возмущения, заданные корпусу редуктора, могут быть переданы основной колеблющейся массе привода — якорю двигателя, что и является непосредственной причиной возникновения динамических моментов в передаче. Лучшим и по этому признаку являются приводы с передаточным числом редуктора как планетарного механизма (от корпуса к шестерне) $u_п$, равным или близким к нулю. Принципиальная возможность снижения $u_п$ до нуля существует в цилиндрических двухступенчатых редукторах и одноступенчатых с промежуточной шестерней; приближение к нулю

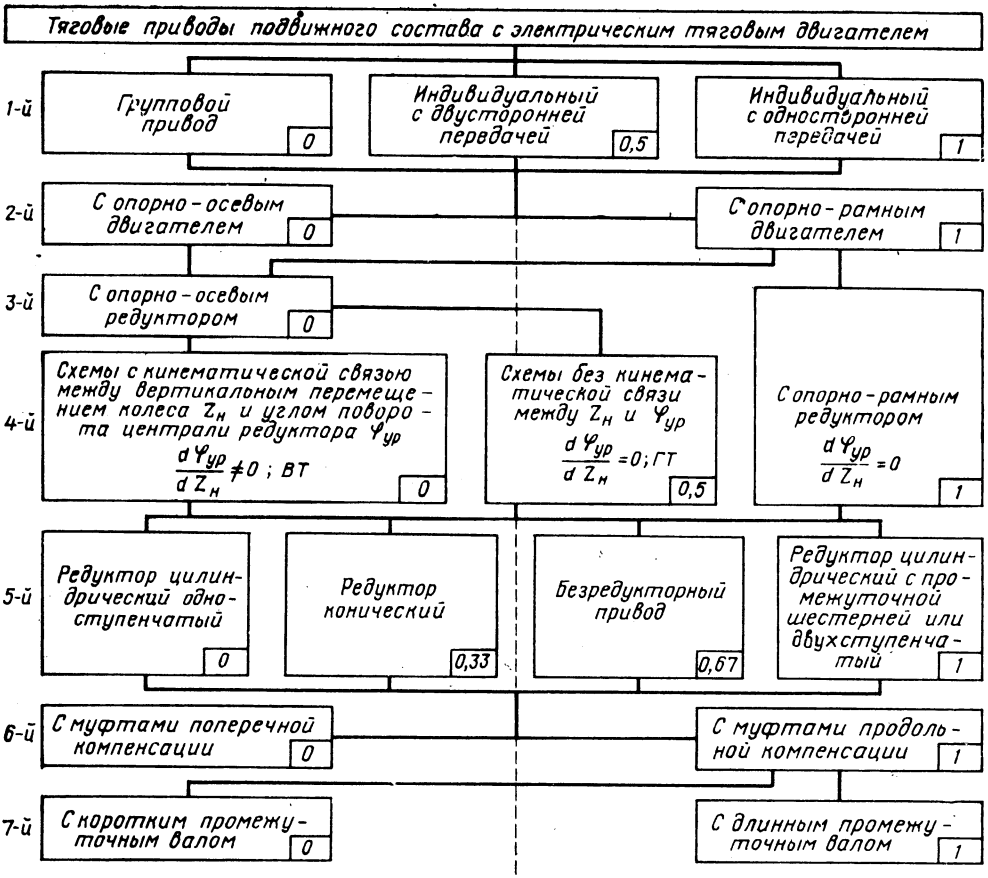


Рис. 13.11. Классификация тяговых приводов подвижного состава по их динамическим свойствам:

ВТ — вертикальная реактивная тяга; *ГТ* — горизонтальная реактивная тяга

легче осуществляется в них же, а также в конических редукторах. Цилиндрические одноступенчатые редукторы по этому признаку имеют наихудшие показатели. В безредукторном приводе всегда $u_п = 1$, что и определяет его положение в классификации — между приводами с коническими редукторами, где обычно $u_п \geqslant 2$, и с цилиндрическими двухступенчатыми, где $u_п$ может быть равно нулю;

6-й и 7-й признаки связаны с динамическими условиями работы шарнирных узлов муфт. Классификация по 6-му признаку является исчерпывающей для муфт с поперечной компенсацией, так как радиальные размеры муфты, определяющие в значительной мере углы закручивания шарниров, имеют жесткие габаритные ограничения. Для муфт с продольной компенсацией необходима дополнительная классификация по длине промежуточного вала, так как его размеры могут широко изменяться, что создает совершенно различные условия работы шарнирных узлов муфт.

Использованный принцип выбора основания деления по видоизменению признака закладывает в классификацию информацию о степени динамического совершенства той или иной схемы привода. Различные схемные решения располагаются в структуре классификации слева направо в соответствии с нарастанием положительных качеств.

Таблица 13.1

Класс привода	Тяговый подвижной состав	Баллы по признакам							Сумма баллов	ПДС
		1	2	3	4	5	6	7		
I	Грузовые электровозы ВЛ80, ВЛ10, ВЛ60	0,5	0	0	0	0	—	—	0,5	0,1
	Тепловозы ТЭ3, 2ТЭ10Л	1	0	0	0	0	—	—	1	0,2
	Электропоезд $С_3^р$	1	0	0	0	0	—	—	1	0,2
II	Электропоезда ЭР, Е (метрополитен)	1	1	0	0	0	1	0	3	0,43
	Пассажирские электровозы ЧС и тепловоз 2ТЭ121	1	1	0	0	0	1	1	4	0,57
III	Тепловоз ТЭП60, ТЭП70 (вариант I)	0,5	1	1	1	0	0	—	3,5	0,58
	Электровозы ВЛ40, ВВ15000 (Франция)	0	1	1	1	1	1	1	6	0,86
	Электровозы ВЛ84, Е120 (ФРГ), тепловозы ТЭП70 вариант II, ТЭП80	1	1	1	1	0	1	1	6	0,86
	Электровозы ВВ9004, ВВ9200, ВВ16000 (Франция)	1	1	1	1	1	1	1	6	1,0

Для приближенной количественной оценки уровня кинематического совершенства схемы привода на основании предлагаемой классификации можно вывести условный обобщенный показатель ее динамического совершенства (ПДС). Каждому конструктивному решению, находящемуся на схеме рис. 13.11 в крайнем правом положении в каждой группе признаков, присваивается высший балл — 1, крайнему левому — 0, а промежуточным — 0,5 (при трех решениях), 0,33 и 0,67 (при четырех решениях). Обобщенная оценка ведется по среднему баллу. Вычисленные таким образом обобщенные условные ПДС для схем тягового привода ряда электровозов, тепловозов и электропоездов приведены в табл. 13.1. Введенное ранее подразделение приводов по их динамическому совершенству на три класса подтверждается и количественной оценкой приводов по важнейшим критериям.

Недостаточно высокие значения ПДС указывают на необходимость совершенствования тяговых приводов как на локомотивах, так и на электропоездах отечественного производства.

§ 13.6. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЯГОВОЙ ПЕРЕДАЧИ. НАГРУЗКА ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ ОТ ТЯГОВОГО МОМЕНТА

На тяговую передачу действует прежде всего нагрузка, создаваемая тяговым моментом. Тяговый момент определяется режимом ведения поезда (пуск, переход с одной тяговой характеристики на другую) и скоростью, меняющейся при изменении сопротивления движению.

Поскольку нагрузка, связанная с реализацией силы тяги, является полезной, стремятся повысить ее до значения, предельного по сцеплению, на что и должна быть рассчитана передача.

Специфический режим работы передачи возникает при боксовании, т. е. срыве сцепления, его развитии и восстановлении. В процессе боксования возможны как апериодические, так и периодические динамические режимы, в том числе и с нагрузкой, превышающей предельную по сцеплению. Такой режим, как правило, возникает при пуске или на низких скоростях, когда

тяговая характеристика двигателя позволяет развивать большие моменты. При неблагоприятном стечении обстоятельств этот режим может стать причиной повреждения передачи из-за высоких нагрузок. Некоторые аварийные режимы в электрических цепях, как, например, круговой огонь на коллекторе тягового двигателя при отсутствии эффективной быстродействующей защиты для гашения поля главных полюсов, также могут вызвать появление больших динамических нагрузок в передаче, способных даже при однократном возникновении привести к выходу ее из строя.

Перечисленные режимы работы передачи связаны с реализацией колесной парой функции движителя, в них двигатель выступает как источник силовых возмущений. В этом случае основным возмущающим фактором является электромагнитный момент. Вследствие того что тяговая характеристика падающая, влияние этого фактора на общий уровень нагрузки с ростом скорости уменьшается. Вместе с тем существуют режимы нагружения, связанные с выполнением колесной парой функции движущейся опоры, которая требует отслеживания в пространстве некоторой траектории, отличной от прямой и определяемой в первую очередь неровностями пути в профиле и формой поверхности катания колеса. Эти возмущения являются кинематическими и могут вызывать динамические реакции независимо от того, развивает двигатель электромагнитный момент или нет. Динамические процессы, вызванные ими при условии постоянства скорости движения, носят в основном стационарный (устойчивый во времени) характер, а с ростом скорости, как правило, проявляются в большей степени. В силу высоких частот изменения динамических нагрузок повторяемость их значительна, и они могут стать главной причиной усталостных разрушений элементов передачи.

Можно выделить ряд типичных режимов нагружения передачи, которые она должна выдерживать в эксплуатации и которые на стадии проектирования являются объектом расчетов:

тяговый режим; нагрузка передачи может быть принята статической, максимальное значение ее определяется тяговой характеристикой локомотива и условиями сцепления колес с рельсами;

стационарный динамический режим нагружения при движении с постоянной скоростью, в первую очередь с максимальной, а также при так называемых резонансных скоростях; динамическая нагрузка при этих скоростях может быть большей, чем при максимальной;

нестационарный динамический режим нагружения при боксовании;

аварийный режим, например, при коротком замыкании на коллекторе тягового двигателя.

В последних трех режимах для определения нагрузок на элементы привода требуется применять методы теории колебаний, так как это динамические нагрузки. Нагрузки, связанные с реализацией стационарного тягового или тормозного момента, можно определить на основании законов статики.

Рассмотрим силы, действующие на элементы тягового привода класса I, с двусторонней передачей при реализации колесом силы тяги $F_к$ (рис. 13.12), приняв следующие допущения: скорость движения постоянна; потерями на трение в узлах экипажа можно пренебречь, а поэтому касательную силу тяги принять равной силе тяги и силе сопротивления движению W; момент тягового двигателя на валу якоря равен электромагнитному.

На вал якоря действует момент M, который передается на шестерни и далее через большие зубчатые колеса на ось колесной пары. При этом в точке контакта зубчатых колес K действует сила P_z, которая приложена к зубу большого зубчатого колеса и представляет собой составляющую активной

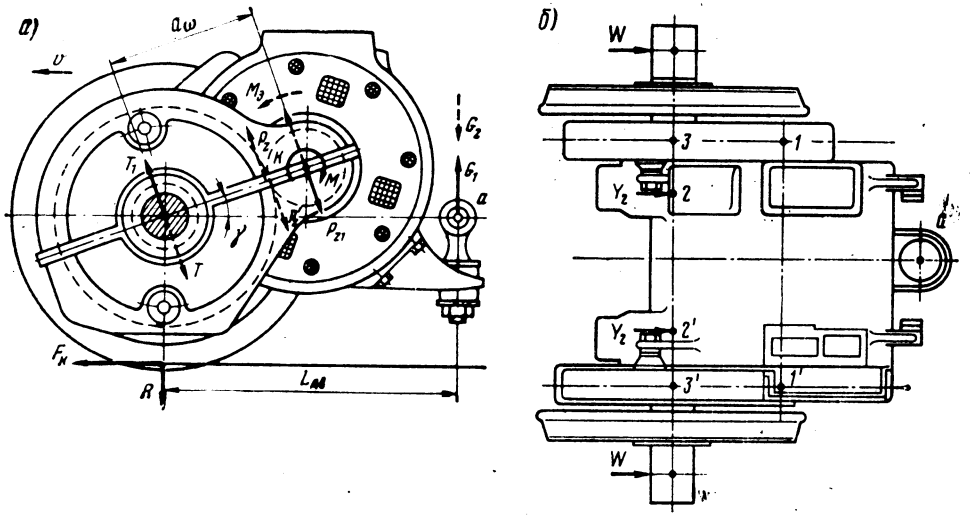


Рис. 13.12. Силы, действующие на элементы тягового привода класса 1 при реализации силы тяги $F_к$ в вертикальной (*а*) и горизонтальной (*б*) плоскостях

силы, направленную по линии зацепления. Сила реакции P'_z от силы P_z приложена к зубу шестерни (точка K, штриховые стрелки на рис. 13.12, *а*).

Пользуясь принципами теоретической механики, перенесем эти силы в точки *3* и *3'* (рис. 13.12, *б*), находящиеся на оси колесной пары, и в точки *1*, *1'* — на валу якоря тягового двигателя. Образующиеся при этом пары от сил P_z, T будут уравновешивать моменты от реактивных сил $F_к$, действующих на колесную пару в точках контакта колес с рельсами (касательная сила тяги) и сил сопротивления движению, приложенных к оси колесной пары:

$$2F_к R_б = 2P_z R_{зк},$$

где $R_б$ — радиус катания колеса колесной пары; $R_{зк}$ — радиус делительной окружности большого зубчатого колеса; P_z — проекция на перпендикуляр к централи силы, действующей в контакте зубчатых колес по линии зацепления; 2 — множители, обусловленные двусторонней передачей.

Аналогично момент на валу тягового двигателя уравновешен парами сил на шестернях

$$M = 2P_z R_{ш},$$

где $R_ш$ — радиус делительной окружности шестерни.

Остаются условно неуравновешенными равные силы P_{z1} и T_1. Силы T_1 приложены к оси колесной пары, а силы P_{z1} создают относительно нее момент, приложенный к остову тягового двигателя и пытающийся повернуть его в пространстве против направления движения (см. рис. 13.12, *а*). При этом в элементах подвешивания колесно-моторного блока к раме тележки возникает сила реакции G_1, приложенная к кронштейну двигателя, которая на плече $L_{дв}$ создает реактивный уравновешивающий момент, так как $P_z = P_{z1}$:

$$G_1 L_{дв} = 2P_z a_ω,$$

где $L_{дв}$ — база подвешивания тягового двигателя; $a_ω$ — централь зубчатой передачи.

Кроме этого, на остов тягового двигателя действует электромагнитный реактивный момент $M_э$, который стремится повернуть его против часовой стрелки. В результате в подвеске двигателя к раме тележки возникает сила реакции G_2, направленная в противоположную силе G_1 сторону:

$$G_2 = M_э/L_{дв} = 2P_z R_ш /L_{дв}.$$

Равнодействующая G сил, приложенных к кронштейну тягового двигателя или раме тележки,

$$G = G_1 - G_2 - 2P_z a_ω/L_{дв} - 2P_z R_ш /L_{дв} = 2P_z (a_ω - R_ш)/L_{дв}.$$

На вкладыши моторно-осевых подшипников в точках *2* и *2'* действуют вертикально силы Y_1, определяемые из условия равновесия корпуса двигателя под действием силовых факторов $2P_{z1}$, $M_э$ и G. Уравнение равновесия моментов относительно точки *a*

$$2Y_1 L_{дв} = 2P_{z1} \cos\gamma\,(L_{дв} - a_ω \cos\gamma) + M_э -$$

$$-2P_{z1} \sin\gamma a_ω \sin\gamma,$$

откуда

$$Y_1 = P_{z1}\,(L_{дв} \cos\gamma + R_ш - a_ш)/L_{дв}.$$

В горизонтальной плоскости на вкладыши моторно-осевых подшипников в случае наклонной централи действуют составляющие от горизонтальных проекций сил

$$Y_2 = P_z \sin\gamma.$$

Кроме того, к вкладышам подшипников приложены распорные силы, вызванные силами в зубчатой передаче, направление действия которых совпадает с направлением линии централи. Эти силы уравновешиваются реакциями моторно-осевых подшипников и подшипников вала якоря тягового двигателя:

$$H = P_z \operatorname{tg}\alpha,$$

где α — угол зацепления передачи в торцовом сечении (в случае косозубой передачи).

На ось колесной пары действуют силы в точках *2*, *2'*, *3*, *3'*, равнодействующая R которых передается затем на путь в точках контакта колес с рельсами:

$$R = 2Y_1 - 2T_1 \cos\gamma.$$

В случае применения приведенных формул для практических расчетов силу P_z в зубчатом зацеплении определяют из условия реализации электровозом максимального коэффициента сцепления ψ, тогда

$$P_z = П\psi R_б/R_{эк}.$$

При тех же допущениях рассмотрим силы, действующие на элементы привода класса II (рис. 13.13). Проделав аналогичные операции с силами P_z, P'_z, действующими в зубчатом зацеплении, получим две неуравновешенные силы, приложенные к валу шестерни (сила P_{z1}) и оси колесной пары в месте опоры редуктора (сила T_1). Под действием силы P_{z1} редуктор будет стремиться повернуться вокруг оси колесной пары, вызывая в своей подвеске к раме тележки реакцию

$$G = P_{z1} a_ω/L.$$

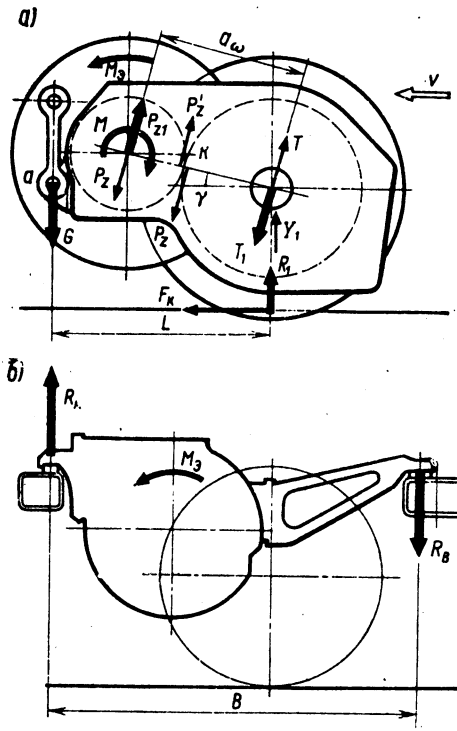


Рис. 13.13. Силы, действующие на колесно-редукторный блок (*а*) и на тяговый двигатель (*б*) привода класса II при реализации силы тяги

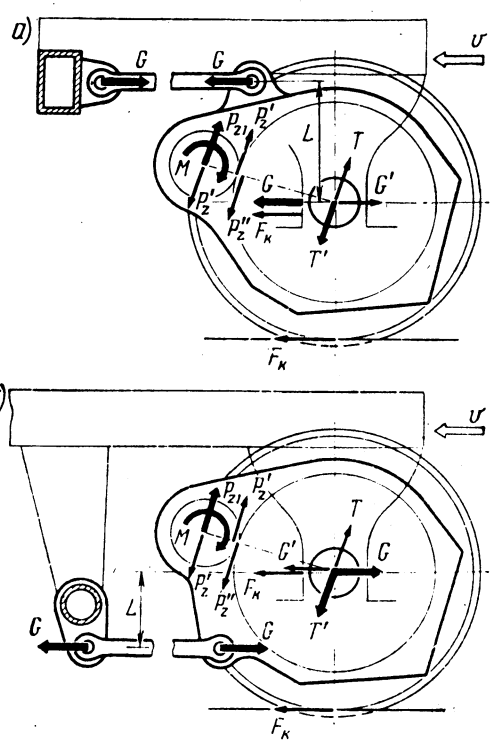


Рис. 13.14. Силы, действующие на колесно-редукторный блок и буксу при подвешивании редуктора к раме тележки с помощью реактивной тяги, расположенной горизонтально к плоскости пути:

а — верхнее расположение тяги; *б* — нижнее расположение тяги

Вертикальная составляющая $2Y_1$ давления корпуса редуктора на опорные подшипники определяется из уравнения равновесия моментов относительно точки *а*

$$2Y_1 L = P_z \cos\gamma\,(L - a_\omega \cos\gamma) - P_z \sin\gamma\, a_\omega \sin\gamma,$$

где $P_z \cos\gamma$ и $P_z \sin\gamma$ — проекции силы P_z на вертикальную и горизонтальную оси координат.

Окончательно сила, действующая на один опорный подшипник,

$$Y_1 = 0{,}5P_z\,(L\cos\gamma - a_\omega)/L.$$

Если горизонталь, проведенная через ось колесной пары, проходит через точку *а* крепления подвески редуктора к корпусу, горизонтальная составляющая давления корпуса редуктора на подшипники равна нулю (рис. 13.13, *а*). Горизонтальная составляющая силы P_{z1}, зависящая от угла γ, как правило, мала и воспринимается как подвесками, так и буксовыми связями колесной пары с рамой тележки.

Распорные силы, определяемые величиной P_{z1}, действуют по линии централи $H = P \operatorname{tg}\alpha$. Воспринимаются они подшипниками шестерни и опорными подшипниками корпуса редуктора. На ось колесной пары и далее на рельс действуют две силы, равнодействующая которых

$$R = T_1 \cos\gamma - 2Y_1.$$

В данном случае (см. рис. 13.13, *а*) сила R давит на рельс и создает реакцию рельса R_1. При изменении направления движения экипажа меняется направление силы R, и она разгружает рельс. Не следует забывать, что сила R — лишь одна из составляющих, возникающих в контакте колеса и рельса при реализации силы тяги, и по ней нельзя судить об изменении нагрузки от колес на рельсы.

Так как тяговый двигатель не связан жестко с редуктором и располагается на раме тележки, реактивный момент $M_э$, действующий на остов двигателя, воспринимается элементами крепления двигателя на раме тележки. Реактивные силы в этих элементах (рис. 13.13, *б*)

$$R_A = R_B = M_э/B,$$

где B — расстояние между точками крепления двигателя к раме тележки.

При реализации момента, предельного по сцеплению,

$$R_A = R_B = \Pi\psi D_к/(uB).$$

При угле $\gamma = 90°$, что соответствует схеме тягового редуктора с горизонтальной реактивной тягой, после аналогичных преобразований получим две неуравновешенные силы, приложенные к валу шестерни P_{z1} и к оси колесной пары T'. Под действием силы P_{z1} редуктор стремится повернуться вокруг оси колесной пары, в результате чего в подвеске возникает сила реакции $G = P_{z1}a_ω/L$, которая приложена к редуктору в месте крепления шарнира подвески. Перенеся эту силу на ось колесной пары, получим пару $G = G'$ и силу G, приложенную к оси и передающуюся через буксы на раму тележки. Пара сил $G — G'$ уравновешивается парой сил $P_{z1} — T'$. Таким образом, на буксовые кронштейны рамы будет действовать сумма сил тяги $F_к$ и реакции подвески G (рис. 13.14, *а*), что приведет к необходимости усиливать кронштейн, чтобы обеспечить его необходимую прочность. При расположении реактивной тяги снизу редуктора на буксовый кронштейн будет действовать разность указанных сил и усиливать кронштейн не потребуется.

Существенно отличается от рассмотренных процесс нагружения элементов тягового привода класса III (рис. 13.15). Привод имеет жестко связанные двигатель и редуктор, опирающиеся на поперечные балки тележки *4* с помощью кронштейна *3* и специального шарнира *5*.

Редуктор *2* представляет собой разборную конструкцию, состоящую из цапфы *7*, на которой смонтированы опорные подшипники *8* большого зубчатого колеса *9*, шестерни *10*, насаженной на вал двигателя, и кожуха редуктора *2*.

Цапфа болтами жестко крепится к остову *6* тягового двигателя. Вращающий момент от большого зубчатого колеса *9* через шарнирные элементы муфты *11* передается на ее полый вал *12* (показан в разрезе), который шарнирно связан с колесной парой *1*. Блок «двигатель—редуктор» опирается на раму тележки в точках A, B, C. Перенеся силы, действующие на зубья шестерни и большого зубчатого колеса, на опорные подшипники, видим, что на блок «двигатель—редуктор» действуют силы P_z на расстоянии $a_ω$ и реактивный электромагнитный момент $M_э$. Эти силовые факторы уравновешиваются реакциями R_A, R_B, R_C, возникающими в опорных точках крепления блока к раме тележки. Значение реакций можно определить из рассмотрения рав-

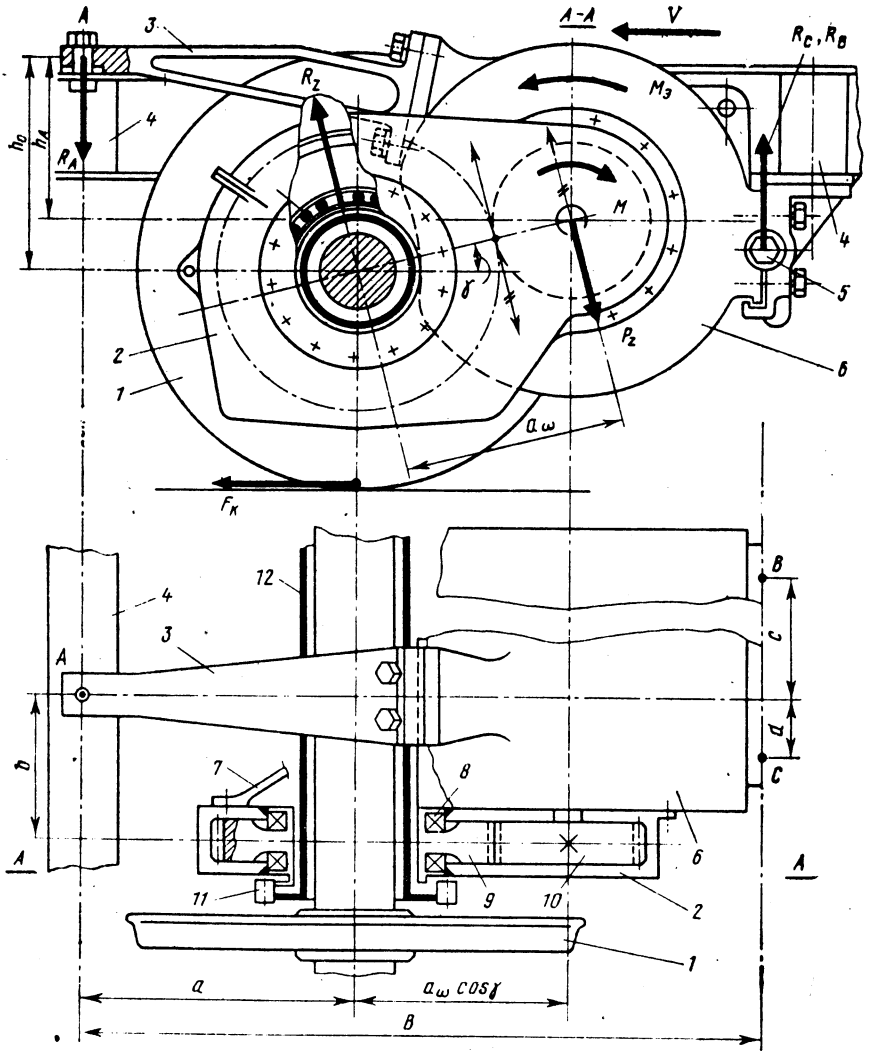


Рис. 13.15. Силы, действующие на элементы тягового привода класса III при реализации силы тяги

новесия блока «двигатель—редуктор» под действием сил P_z и момента $M_э$, составив три уравнения моментов и разрешив их относительно R_A, R_B, R_C:

$$R_A = P_z(a_\omega - R_ш)/B;\ R_B = R_C d/c;$$

$$R_C = P_z(a_\omega \cos^2\gamma + a\cos\gamma - h_A \sin\gamma + h_0 \sin\gamma -$$

$$- a\cos\gamma - R_ш)/[B(1+ d/c)].$$

На подшипники цапфы и вала тягового двигателя действуют силы P_z и распорное усилие $H = P_z \mathrm{tg}\alpha$. Болты, присоединяющие цапфу к остову тягового двигателя, подвергаются действию растягивающих и срезающих усилий.

§ 13.7. СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ

Как показано в главе 4, важнейшим направлением уменьшения динамических реакций в тяговом приводе является снижение возмущающих сил от взаимодействия с путем, которые в свою очередь вследствие кинематического характера возмущения прежде всего зависят от наличия жесткой связи между колесной парой (звеном — носителем кинематического возмущения по координате $z_н$) и основными массами тягового привода — массой двигателя в поступательном движении (по координате $z_{дв}$) и вращающейся массой якоря во вращательном (по координате $\varphi_я$).

Основным путем устранения жесткой связи колесной пары с массой двигателя является размещение последнего на подрессоренных частях (тяговый двигатель с рамным подвешиванием). Менее очевидны пути устранения жесткой связи колесной пары с якорем по координатам $z_н$ — $\varphi_я$.

Зная, что динамический момент на валу якоря $M_{дин} = \frac{d\dot{\varphi}_я}{dt} I_я$, рассмотрим формирование $\dot{\varphi}_я$ при проходе неровности пути.

Для удобства поэтапного анализа кинематическую цепь, преобразующую вертикальное движение колесной пары во вращательное якоря, можно разбить на ряд кинематических пар и простейших механизмов, преобразующих соответственно:

вертикальное движение $\dot{z}_н$ колесной пары в вертикальное движение $\dot{z}_{01}$ точки O_1 водила (т. е. корпуса двигателя для приводов класса I и корпуса редуктора для приводов класса II);

вертикальное движение точки O_1 редуктора во вращательное движение водила $\dot{\varphi}_{ур}$;

вращательное движение водила $\dot{\varphi}_{ур}$ во вращательное движение шестерни $\dot{\varphi}_ш$;

вращательное движение шестерни $\dot{\varphi}_ш$ во вращательное якоря $\dot{\varphi}_я$.

В случае если все звенья указанной цепи жесткие, а передаточные отношения механизмов отличны от нуля, реализуется инерционная (жесткая) связь между вертикальным перемещением колесной пары и вращением якоря (табл. 13.2, п. 1 и 2).

Как следует из теоретических предпосылок (см. § 13.2), эта связь может быть разорвана кинематически на втором этапе путем применения схемы с горизонтальной реактивной тягой (в приводах классов I и II) или на третьем этапе путем использования редуктора с $u_п = 0$ (см. табл. 13.2, пп. 4 и 6).

Вместе с тем жесткая связь может быть также устранена введением упругих звеньев в каждый из участков кинематической цепи:

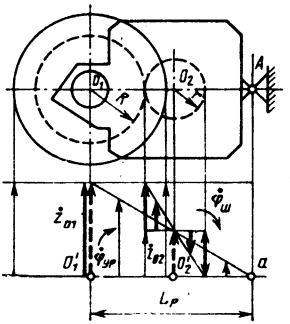
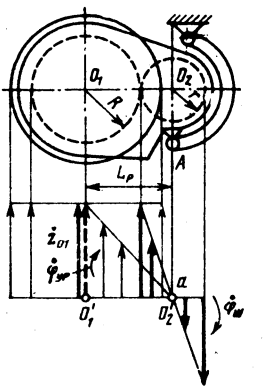
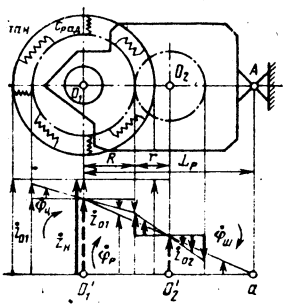
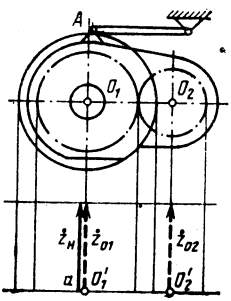
упругого опирания двигателя с редуктором на колесную пару; обычно конструктивно это осуществляется через центры колес, откуда и название привод с опорно-центровым тяговым двигателем (см. табл. 13.2, п. 3);

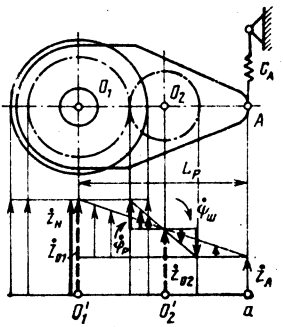
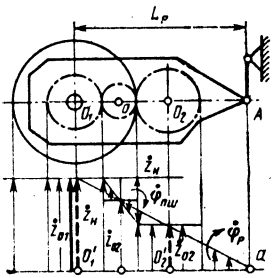
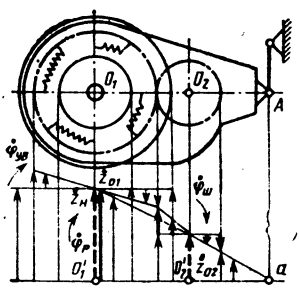
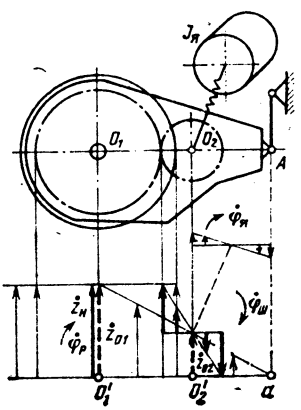
упругого подвешивания тягового редуктора на упругом элементе, так называемом амортизаторе подвески редуктора (см. табл. 13.2, п. 5);

введения упругого венца большого зубчатого колеса (см. табл. 13.2, п. 7);

устройства связи шестерни с валом якоря с помощью торсионно-упругой муфты (см. табл. 13.2, п. 81). Снижение жесткостей этих связей является, как показано в п. 5 и 4, средством уменьшения возмущающих сил и моментов, вызванных неровностями пути.

Таблица 13.2

№ п/п	Этап преобразования движения	Кинематические соотношения	Кинематическая схема и диаграмма скоростей
1	—	*Привод класса I с жесткими кинематическими звеньями* $\dot{z}_{01}=\dot{z}_{н};$ $\dot{\varphi}_{ур}=\dot{z}_{н}/L_{р};$ $L_{р}\approx 2\,(R+r);$ $\dot{\varphi}_{ш}=\dot{z}_{н}\dfrac{1+u}{L_{р}};$ $\dot{\varphi}_{я}=\dot{\varphi}_{ш}=\dot{z}_{н}\dfrac{1+u}{L_{р}}$	
2	—	*Привод класса II с жесткими кинематическими звеньями* $\dot{z}_{01}=\dot{z}_{н};\ \dot{\varphi}_{ур}=\dfrac{\dot{z}_{н}}{R+r};$ $\dot{z}_{02}=0;\ \dot{\varphi}_{ш}=\dot{z}_{н}\dfrac{u+1}{R+r};$ $\dot{\varphi}_{я}=\dot{\varphi}_{ш}=\dot{z}_{н}\dfrac{u+1}{R+r}$	
3	$\dot{z}_{н}\to\dot{z}_{0}$	*Упругое опирание двигателя на центры колес* $\dot{z}_{01}<\dot{z}_{н};\ \dot{\varphi}_{ур}=\dot{z}_{01}/L_{р};$ $\dot{\varphi}_{ш}=\dot{z}\dfrac{1+u}{L_{р}}-\dot{\varphi}_{ц}u;$ $\dot{\varphi}_{я}=\dot{\varphi}_{ш},$ $\dot{\varphi}_{ц}$ — угловая скорость венца зубчатого колеса	
4	$\dot{z}_{01}\to\dot{\varphi}_{р}$	*Устройство горизонтальной реактивной тяги* $\dot{z}_{01}=\dot{z}_{н}=\dot{z}_{02};$ $\dot{\varphi}_{р}=0;\ \dot{\varphi}_{ш}=0;\ \dot{\varphi}_{я}=\dot{\varphi}_{ш}=0$	

№ п/п	Этап преобразования движения	Кинематические соотношения	Кинематическая схема и диаграмма скоростей
5	$\dot{z}_{01} \to \dot{\varphi}_р$	*Упругая подвеска редуктора* $\dot{z}_{01} = \dot{z}_н;$ $\dot{\varphi}_{ур} = \dfrac{\dot{z}_н - \dot{z}_A}{L_р};$ $\dot{\varphi}_ш = \dfrac{\dot{z}_н - \dot{z}_A}{L_р}(u+1);$ $\dot{\varphi}_я = \dot{\varphi}_ш$	
6	$\dot{\varphi}_р \to \dot{\varphi}_ш$	*Устройство редуктора с промежуточной шестерней и* $u=1$ $\dot{z}_{01} = \dot{z}_н;$ $\dot{\varphi}_{ур} = \dot{z}_н / L_р;$ $\dot{\varphi}_ш = \dot{z}_н \dfrac{u-1}{L_р} = 0;$ $\dot{\varphi}_я = \dot{\varphi}_ш = 0,$ $\dot{\varphi}_{пш}$ — угловая скорость промежуточной шестерни	
7	$\dot{\varphi}_р \to \dot{\varphi}_ш$	*Упругий венец ведомого зубчатого колеса* $\dot{z}_{01} = \dot{z}_н;$ $\dot{\varphi}_ш = \dot{z}_н \dfrac{u+1}{L_р} - \dot{\varphi}_{ув}\, u;$ $\dot{\varphi}_я = \dot{\varphi}_ш,$ $\dot{\varphi}_{ув}$ — угловая скорость упругого венца	
8	$\dot{\varphi}_ш \to \dot{\varphi}_я$	*Упругая торсионная связь валов шестерни и якоря* $\dot{z}_{01} = \dot{z}_н;\ \dot{\varphi}_{ур} = \dot{z}_н / L_р;$ $\dot{\varphi}_ш = \dot{z}_н \dfrac{1+u}{L_р};\ \dot{\varphi}_я < \dot{\varphi}_ш$	

В табл. 13.2 приведены соотношения, характеризующие каждый из перечисленных подходов, и диаграммы скоростей[1], иллюстрирующие эффект устранения жесткой связи.

Наряду с очевидным положительным эффектом ряд приемов (пп. 4 и 6) имеют и негативные последствия — увеличение вертикальных скоростей и ускорений центра масс редуктора, что делает, в частности, неприемлемой схему п. 4 для приводов класса I.

Приведенные в табл. 13.2 решения раскрывают принципиальную возможность снижения динамических реакций в приводе; что же касается количественных оценок возможного эффекта, то они целиком зависят от возможностей выбора параметров связей (и прежде всего снижения их жесткостей), которые часто определяются рядом габаритных, прочностных и конструктивных ограничений.

Сравнивая исходные кинематические соотношения в приводах классов II и I (см. табл. 13.2, пп. 1 и 2), можно видеть, что при проходе неровности пути малой шестерне в том и другом случае задается не только поступательное (координата z_{02}), но и вращательное ($\varphi_ш$) движение, которое, будучи передано якорю, вызовет появление динамического момента $M_{дин} = J_я \ddot{\varphi}_я$. В этом, собственно, и проявляется кинематическое несовершенство приводов классов I и II, заставляющее искать пути снижения действующих в них динамических моментов.

В приводе класса II ввиду того, что базу опирания редуктора стараются приблизить к величине $R + r$ для уменьшения расцентровки муфты, этот момент при прочих равных условиях может быть больше, чем в приводе класса I: $M_{дин\ II} = J_я \frac{1+u}{R+r} \ddot{z}_н$ и $M_{дин\ I} = J_я \frac{1+u}{L_р} \ddot{z}_н$, где $L_р \approx 2(R + r)$.

Эта особенность не была известна в период создания нового поколения электропоездов серии ЭР1 с приводом класса II (первоначально жестким) взамен серии $С^з_р$ (с приводом класса I) и послужила причиной многолетних последующих доработок конструкции их тяговой передачи.

Первоначальные доработки сводились к усилению деталей, подвергавшихся усталостному разрушению: серьги и кронштейны подвески редуктора, посадки венца шестерни на вал. При этом каждое последующее усиление повышало жесткость связи и вело к дальнейшему росту динамических нагрузок, вызванных кинематическим возмущением от прохода неровностей пути. Только введение упругих элементов и некоторое улучшение кинематики привода (опытный упругий венец большого зубчатого колеса, резиновый амортизатор подвески редуктора, упругая резино-кордная тяговая муфта, увеличение базы опирания редуктора вместе с дальнейшим снижением жесткости его подвески) позволили повысить надежность узла тягового привода электропоездов ЭР.

Применение упругого опирания тягового двигателя на центры колес (п. 3, табл. 13.2) дает возможность снизить значение $\varphi_ш$ как вследствие снижения $\dot{z}_{01}$ (эффект вертикального подрессоривания), так и вследствие повышения тангенциальной гибкости опорных упругих элементов $c_{тан}$. К сожалению, практически из-за габаритных ограничений не удается вписать в существующие конструкции элементы с достаточно низкой жесткостью, которые обладали бы высоким виброзащитным эффектом и долговечностью.

В случае применения горизонтальной реактивной тяги вертикальное движение колесной пары кинематически не связано с вращением якоря (п. 4,

---

[1] Диаграммы скоростей пп. 3, 7, 8 служат для пояснения физики явлений и не несут количественной информации.

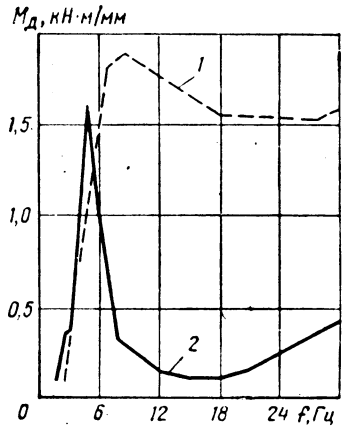


Рис. 13.16

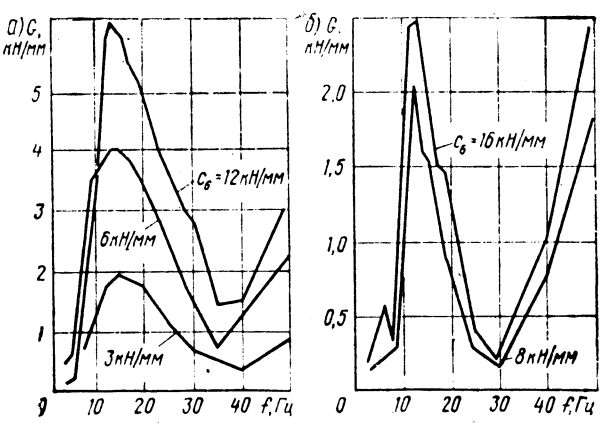


Рис. 13.17

Рис. 13.16. Амплитудно-частотные характеристики тягового привода класса II при связи редуктора с рамой тележки с помощью вертикальной тяги (кривая *1*) и горизонтальной (кривая *2*) при $u = 2{,}27$, $ж_б = 46$ кН/мм, $ж_т = 500$ кН·м/рад

Рис. 13.17. Амплитудно-частотные характеристики динамических сил G в подвеске редуктора электропоездов ЭР2 (*а*) и ЭР200 (*б*) при изменении жесткости амортизатора $ж_б$ в случае номинального значения торсионной жесткости $ж_т$ муфты

табл. 13.2) и таким образом последний защищен от возмущения со стороны пути.

Для количественной оценки влияния рассмотренных приемов на снижение динамических моментов и их реакций необходимо оценить вынужденные колебания связанной нелинейной системы экипаж — путь—привод под воздействием соответствующих возмущений, в первую очередь возмущений от прохода колесом неровностей пути. Решают такую задачу с помощью ЭВМ методами, изложенными ранее.

Методы расчета нестационарных динамических процессов в режиме боксования и аварийных режимах двигателя описаны в специальной литературе [25].

Рассмотрим АЧХ динамического момента в приводе (параметры привода электровоза ЧС3) для схемы с вертикальной (кривая *1* на рис. 13.16) и горизонтальной (кривая *2*) реактивными тягами. Как видно из рис. 13.16, во всем диапазоне частот, кроме узкой зоны частот галопирования тележки, привод второго варианта менее восприимчив к воздействиям неровностей пути.

Введение упругого элемента в подвеску редуктора (п. 5, табл. 13.2) может быть действенным способом снижения динамических моментов и их реакций. Эффективность этого иллюстрируют данные на рис. 13.17, *а* — АЧХ динамических усилий в подвеске редуктора электропоезда ЭР2 для трех значений жесткости резинового амортизатора $ж_б$. Из выражений (13.10) следует, что возможно снижать динамические нагрузки в передаче, увеличивая базу опирания редуктора $L_р$; физическая основа этого легко просматривается при сравнении диаграмм скоростей базовых схем приводов классов I и II (пп. 1 и 2, табл. 13.2).

Приведенные на рис. 13.18 зависимости от скорости средних квадратичных значений усилий в подвеске редуктора для различных вариантов связи редуктора электропоезда ЭР2 с рамой тележки дают возможность количественно оценить их эффективность. Кривые *2*, *3* и *5* соответствуют вертикаль-

ному ($\gamma = 0$), наклонному ($\gamma = 73°$) и горизонтальному ($\gamma = 90°$) расположениям реактивной тяги; кривая *4* — вертикальной тяге с увеличенной базой опирания (0,975 м; типовая — 0,735 м). Там же приведена кривая *1* для $\gamma = 0$ (как и у кривой *2*) при отключенных буксовых гасителях колебаний. Развитие галопирования тележки приводит к возникновению дополнительных возмущений в приводе, увеличивая его динамические нагрузки.

Введение промежуточной шестерни или применение двухступенчатого редуктора снижает динамические нагрузки в приводе, хотя выполняется обычно с иными целями (см. диаграмму скоростей п. 6, табл. 13.2).

В кинематическую цепь, передающую вращение, возможно ввести упругий элемент в виде упругого венца большого зубчатого колеса (классы I и II, п. 7, табл. 13.2) или в виде тяговой муфты, имеющей низкую торсионную жесткость (класс II, п. 8, табл. 13.2). Следует помнить, что при расчетах динамики привода торсионная жесткость упругого венца $ж_{ув}$ должна быть приведена к валу якоря

$$ж_{экв} = ж_{ув}/u^2.$$

Отсюда следует, что, как правило, упругий венец большого зубчатого колеса весьма эффективно снижает эквивалентную жесткость, приведенную к валу якоря, а следовательно, и динамические нагрузки (влияние величины u^2).

АЧХ динамического момента $M_д$ (f) на валу якоря тягового двигателя в электровозном приводе класса I (рис. 13.19) в диапазоне торсионной жесткости $ж_7$ от 100 до 1800 кН · м/рад (применительно к приводу электровоза ВЛ80) $ж_7 \cong 1000$ кН · м/рад) иллюстрирует изложенное ранее положение о том, что при кинематическом возмущении снижение жесткости связи не только сдвигает зону резонансных частот, но (и это главное) понижает в

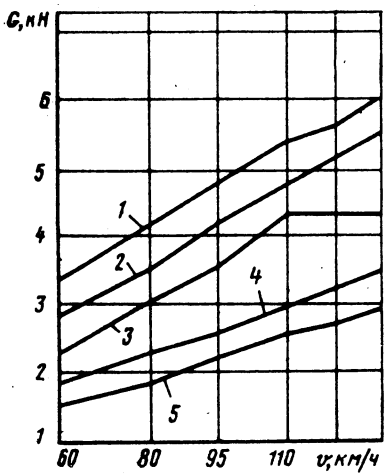


Рис. 13.18

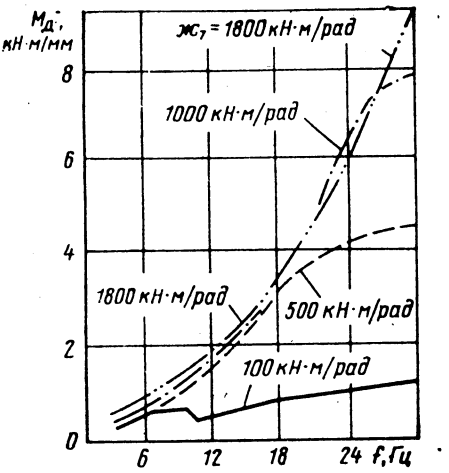


Рис. 13.19

Рис. 13.18. Зависимости динамических сил G в подвеске редуктора электропоезда ЭР2 от скорости движения по пути со случайными неровностями при $ж_6 = 6$ кН/мм (кривые *1, 2, 4*) и $ж_6 = 22$ кН/мм (кривые *3, 5*):

1, 2 — $\gamma = 0°$; *3* — $\gamma = 73$, наклонная тяга; *4* — $\gamma = 0°$, удлиненная база опирания редуктора; *5* — $\gamma = 90°$, горизонтальная тяга

Рис. 13.19. АЧХ динамического момента на валу якоря тягового привода класса I при изменении торсионной жесткости $ж_7$ в кинематической цепи якоря в случае $ж_6 = 9$ кН/мм

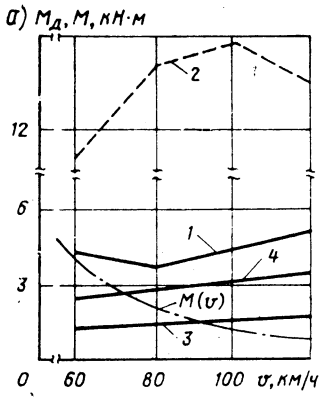
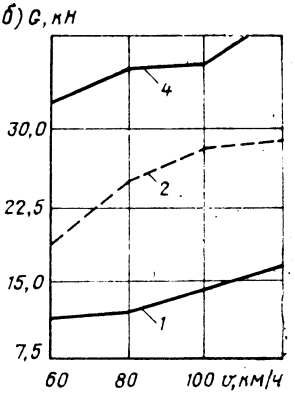


Рис. 13.20



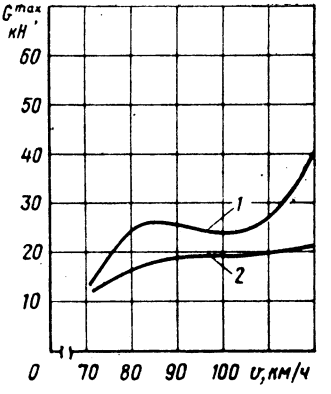


Рис. 13.21

Рис. 13.20. Зависимости максимальных динамических моментов $M_д$ на валу якоря для тягового привода класса I от скорости движения по пути со случайными неровностями в зимних (кривые *2, 4*) и летних условиях (кривые *1, 3*); $M(υ)$ — тяговый момент двигателя

Рис. 13.21. Максимальные усилия в подвеске редуктора электропоезда ЭР1:
1 — с жесткой передачей; *2* — с упругим венцом большого зубчатого колеса

целом уровень возмущающих усилий и реакций на них. В тяговых приводах класса I это снижение конструктивно может быть реализовано только в виде упругого венца большого зубчатого колеса. Устройство упругого венца с пластинчатыми пружинами практиковалось на всех советских электровозах, начиная с ВЛ19 и $С^с$ вплоть до первых экземпляров ВЛ8; упругий венец с витыми пружинами имели опытные электровозы ВЛ8, а также поставлявшиеся из Франции электровозы серии Ф (с односторонней прямозубой передачей) и из ФРГ серии К (с двусторонней косозубой передачей).

Однако роль упругого венца в снижении динамических нагрузок привода была не оценена специалистами железнодорожного транспорта; существовало мнение, что упругий венец нужен только для равномерного распределения момента в двусторонней передаче. Поэтому промышленность перешла на выпуск технологически более простой передачи с жестким косозубым венцом, обеспечивающим равномерное распределение статического момента. После почти 30-летнего перерыва были возобновлены работы по созданию электровозного привода класса I с упругим венцом БЗК на базе резиновых упругих элементов.

Что же касается тепловозов, то, начиная с 1974 г., освоено серийное производство упругого венца БЗК, обладающего дополнительно к сказанному свойством самоустанавливаемости, что обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Сравним кривые динамических моментов $M_д$ на валу якоря (рис. 13.20, *а*) электровозного привода класса I (параметры привода электровоза ВЛ80) без упругого венца в летних (кривая *2*) и зимних (кривая *1*) условиях и с упругим венцом большого зубчатого колеса в аналогичных условиях (кривые *4* и *3*). Пружинный упругий венец имеет жесткость венца 820 кН · м/рад и предварительный натяг $F_0 = 30$ кН. Как видно из сравнения кривых, переход на упругую передачу вызывает резкое снижение динамических моментов; особенно велика разница (почти в 5 раз) в наиболее тяжелых — зимних — условиях.

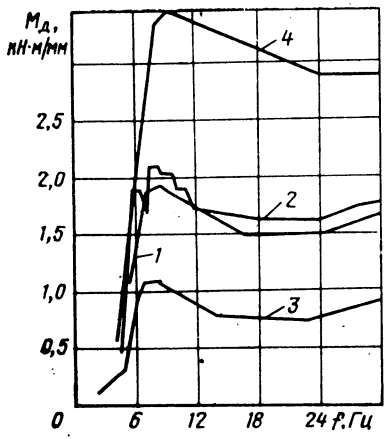


Рис. 13.22. Амплитудно-частотные характеристики динамического момента на валу якоря тягового привода класса II электровоза ЧС3 для различных значений $ж_6$ и $ж_7$:

1 — $ж_7$=500 кН·м/рад; $ж_6$=46,4 кН/мм;
2 — $ж_7$=500 кН·м/рад; $ж_6$=23,2 кН/мм;
3 — $ж_7$=250 кН·м/рад; $ж_6$=46,4 кН/мм;
4 — $ж_7$=1000 кН·м/рад; $ж_6$=46,4 кН/мм

В приводах класса II также возможно снижение торсионной жесткости передачи в результате введения упругого венца.

На рис. 13.21 приведены экспериментальные зависимости от скорости максимальных динамических усилий в подвеске редуктора, полученные на опытном вагоне электропоезда ЭР1 с жестким (кривая *1*) и упругим большим зубчатым колесом, иллюстрирующие результативность этого решения. Опытная партия венцов с упругими элементами в виде резиновых втулок успешно эксплуатируется на вагонах метрополитена.

Несмотря на высокую эффективность упругого венца для снижения динамических моментов в передаче, из-за технологических сложностей при изготовлении промышленность старается избегать этой конструкции, предпочитая варианты с гибкими торсионными элементами в цепи вала якоря, тем более, что приводы класса II такую возможность предоставляют.

Если пренебречь колеблющейся массой редуктора (что можно сделать только применительно к приводам класса II с одноступенчатым цилиндрическим редуктором), то жесткость в цепи подвески редуктора можно рассматривать как одну из составных частей эквивалентной жесткости $ж_{экв}$ привода, приведенной к валу якоря:

$$ж_{экв} = \frac{ж_7 \, ж_6'}{ж_7 + ж_6'},$$

где $ж_6'$ — приведенная к валу якоря жесткость амортизатора подвески редуктора: $ж_6' = ж_6 L_р^2 / u_п^2$.

Как показывают расчеты и эксперименты, именно снижение эквивалентной жесткости играет решающую роль в понижении возмущающих сил и моментов при кинематическом возмущении от пути.

Надо учитывать, что на степени этого влияния сказываются величины $L_р^2$ и $u_п^2$. Так, в приводе электровоза ЧС2 большое значение $L_р$ и малое $u_п$ ограничивают возможность уменьшения $ж_{экв}$ в результате снижения жесткости $ж_6$ упругих элементов в подвеске редуктора, а в вагонах метрополитена, наоборот — малая база опирания редуктора $L_р$ и значительное передаточное отношение $u_п$ предопределяют большую чувствительность $ж_{экв}$ к изменению $ж_6$.

Из АЧХ динамического момента на валу якоря двигателя в приводе с номинальными параметрами привода электровоза ЧС3 (кривая *1*, рис. 13.22), а также с измененными значениями торсионной жесткости в цепи вала якоря и жесткости в подвеске редуктора (кривые *2*, *3*, *4*) следует, что двукратное изменение торсионной жесткости ведет к практически пропорциональному изменению уровня АЧХ в зарезонансной зоне (кривые *1*, *4*). Этот эффект использован, например, в приводе электровозов шведской фирмы ASEA, где последовательно с торсионным валом установлена упругая резиновтулочная муф-

та, значительно снижающая общую торсионную жесткость в цепи вала якоря.

Влияние двукратного изменения жесткости подвески редуктора (кривая *2*) мало сказывается на динамических свойствах привода из-за неблагоприятного соотношения геометрических параметров. Напротив, АЧХ моментов в тяговом приводе вагонов метрополитена свидетельствуют о большом влиянии гибкости подвески редуктора на снижение эквивалентной жесткости, что заставляет критически относиться к применению резиновых амортизаторов, армированных для повышения статической прочности промежуточной стальной прокладкой. Получающееся при этом двукратное увеличение жесткости амортизатора неизбежно приводит к росту моментов и реакций, действующих на серьгу и кронштейн подвески редуктора. К сожалению, жесткие ограничения на расцентровку муфты из-за малой длины ее промежуточного элемента не позволяют уменьшить жесткость амортизатора, т. е. использовать эффективный и простой способ снижения динамических нагрузок привода вагонов метрополитена. В этом случае можно было бы применить двигатель с полым валом и соответственно муфту продольной компенсации с торсионным валом большой длины.

§ 13.8. СРАВНЕНИЕ ТЯГОВЫХ ПРИВОДОВ КЛАССОВ I—III ПО ДИНАМИЧЕСКИМ СВОЙСТВАМ

Воспользуемся расчетными значениями нескольких важнейших показателей, полученными путем математического моделирования движения локомотива (рис. 13.23) применительно к следующим тяговым приводам:

индивидуальный привод класса I (параметры привода электровоза ВЛ80) с жестким (кривая *1*) и упругим (кривая *2*) венцом ведомого зубчатого колеса;

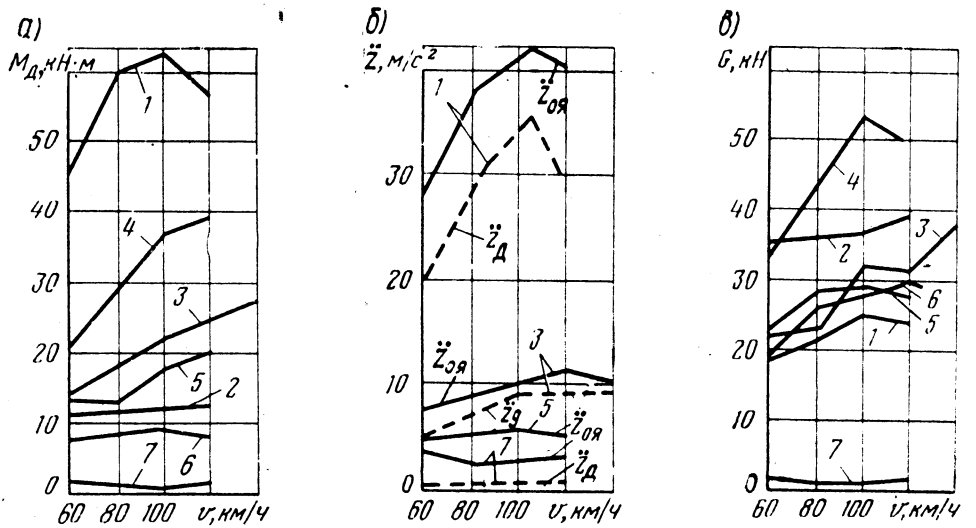


Рис. 13.23. Зависимости от скорости движения локомотива максимальных динамических моментов на валу якоря (*а*), вертикальных ускорений корпусов двигателей (*б*) и сил, передаваемых на тележку (*в*) при тяговых приводах различных классов (применительно к участкам пути с одними и теми же геометрическими и жесткостными характеристиками)

индивидуальный привод класса II (параметры привода электровоза ЧС3, кривая *3*);

групповой привод класса II (параметры привода электровоза ВЛ83) в трех модификациях — с асинхронным тяговым двигателем, высоким передаточным числом ($u = 5{,}32$), вертикальной реактивной тягой (кривая *4*), с двигателем постоянного тока, низким передаточным числом ($u = 2{,}43$), вертикальной реактивной тягой (кривая *5*); то же, но с горизонтальной реактивной тягой (кривая *6*);

групповой привод класса III — привод Жакмен (кривая *7*).

Сравнение по динамическому моменту в передаче. Значение момента приведено к большому зубчатому колесу. Как видно из рис. 13.23, *а*, самые высокие динамические моменты в передаче имеет жесткий привод класса I, принятый на серийных отечественных локомотивах (кривая *1*). Резко улучшить условия работы передачи в этом приводе можно, применив упругий венец в большом зубчатом колесе (кривая *2*).

Следующий по рассматриваемому показателю будет привод класса II в индивидуальном (кривая *3*) и групповом (кривые *4*, *5*) исполнениях. При этом большие нагрузки соответствуют приводу с большим передаточным отношением.

Снизить значение моментов в том же приводе в 2 раза можно, применив горизонтальную реактивную тягу (кривая *6*). При этом обеспечиваются наименьшие динамические моменты в передаче для приводов всех типов, имеющих опорно-осевые редукторы. Более низкие динамические моменты в передаче имеет только тяговый привод класса III независимо от того, выполнен он индивидуальным или групповым (кривая *7*) и применена ли в нем муфта типа Жакмен или поводковая шарнирно-рычажная муфта.

Таким образом, по значению динамических моментов в передаче худшими являются приводы с опорно-осевыми редукторами независимо от того, используются ли при этом опорно-осевые или рамные двигатели. Улучшить динамические свойства таких приводов возможно двумя путями: обеспечением пониженной торсионной жесткости передачи (гибкий торсионный вал, упругий венец зубчатого колеса) или применением горизонтальной реактивной тяги в качестве подвески редуктора к раме тележки.

Минимальные динамические моменты имеют тяговые передачи приводов класса III.

Сравнение по ускорениям остова тягового двигателя. Как видно из рис. 13.23, *б*, наибольшие ускорения остова имеет двигатель с опорно-осевым подвешиванием (кривая *1*); утроенное среднее квадратичное значение центра масс двигателя равно $4{,}5g$.

Все приводы, в которых используются двигатели с рамным подвешиванием, имеют значительно меньший этот показатель — $1{,}2g$ и ниже. Бóльшие ускорения имеют двигатели в приводах с опорно-осевым подвешиванием редукторов, меньшие — с рамным. Это объясняется практически отсутствием вертикальных сил, передаваемых приводом с колесных пар на раму тележки при рамном подвешивании редукторов.

В групповых приводах ускорения двигателя меньше, чем в индивидуальных того же класса, так как двигатель расположен в центре тележки.

Таким образом, по вертикальным ускорениям, испытываемым остовом тягового двигателя, наихудшим оказывается привод класса I с опорно-осевым подвешиванием тягового двигателя, а лучшим — привод класса III с рамным подвешиванием двигателя и редуктора.

Сравнение по вертикальным ускорениям элементов обмотки якоря. Поскольку этот показатель определяется величинами $M_д$ и $\ddot{z}_{дв}$, он приводится

только для трех вариантов, соответствующих кривым *1*, *3*, *7* — по одному из приводов каждого класса. Как следует из рис. 13.23, *б*, переход от привода класса I с жесткой передачей к приводам класса III особенно эффективен по этому важнейшему показателю, влияющему в значительной мере на долговечность обмотки якоря тягового двигателя: ускорения ее элементов уменьшаются более чем на порядок.

Весьма существенно (в 4 раза) снижаются ускорения и при переходе на привод класса II.

Сравнение по динамическим силам, передаваемым на тележку. Всем тяговым приводам с опорно-осевыми редукторами свойственны высокие нагрузки на узел подвески редуктора (двигателя). При опорно-осевом подвешивании двигателя (кривые *1*, *2*) значительные нагрузки возникают и в случае применения передачи с упругим венцом (кривая *2*) большого зубчатого колеса (рис. 13.23, *в*). Если перенести двигатель на раму тележки, усилия в подвеске редуктора могут стать значительно больше, чем они были в узле опирания носика тягового двигателя (кривые *1*, *4*, *5*).

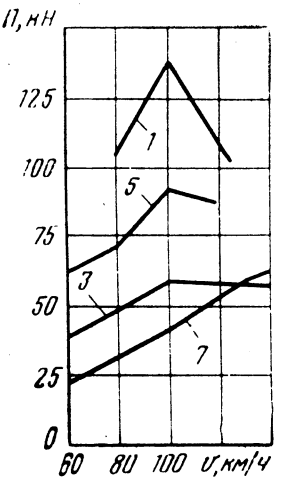


Рис. 13.24. Зависимости от скорости движения локомотива максимальных сил воздействия локомотива на путь при тяговых приводах разных классов. Обозначения те же, что на рис. 13.23

Несоизмеримо меньшие нагрузки передаются с колесной пары на раму тележки в приводах с рамным редуктором (кривая *7*). Это объясняется тем, что нагрузки возникают не вследствие динамических реакций в приводе, а вертикальной деформации упругой связи колесной пары с тележкой через гибкую в этом направлении тяговую муфту.

Сравнение по влиянию приводов на вертикальные силы взаимодействия локомотива и пути. Как следует из кривых рис. 13.24, наибольшее вертикальное воздействие на путь оказывает локомотив, имеющий опорно-осевое подвешивание двигателей (кривая *1*), наименьшее воздействие на путь — локомотив с рамным подвешиванием двигателей и редукторов независимо от того, какого вида тяговая муфта на нем применена.

Промежуточное положение занимают приводы с опорно-осевым подвешиванием редукторов. При этом более мощный локомотив с групповым приводом (кривая *5*), имеющий нагрузку 230 кН от оси на рельсы, оказывает, естественно, большее динамическое воздействие, чем локомотив ЧС3 (кривая *3*).

Таким образом, и по этому критерию лучшими оказываются приводы класса III (кривая *7*), худшими — класса I.

Подводя результаты сравнения, можно сказать, что по динамическим нагрузкам всех основных узлов привода (двигателя, корпуса редуктора, зубчатой передачи, муфты), а также нагрузок на путь худшим оказывается тяговый привод с опорно-осевым подвешиванием двигателя и жесткой передачей (класса I), лучшим — с рамным подвешиванием двигателя и редуктора (класса III). Приводы класса II занимают промежуточное положение.

§ 13.9. КОНСТРУКЦИИ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРИВОДАХ КЛАССА I

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) обеспечить параллельность вала якоря двигателя и оси колесной пары и постоянство 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 (рис. 13.25). На отечественных тепловозах [2] применен привод клас-

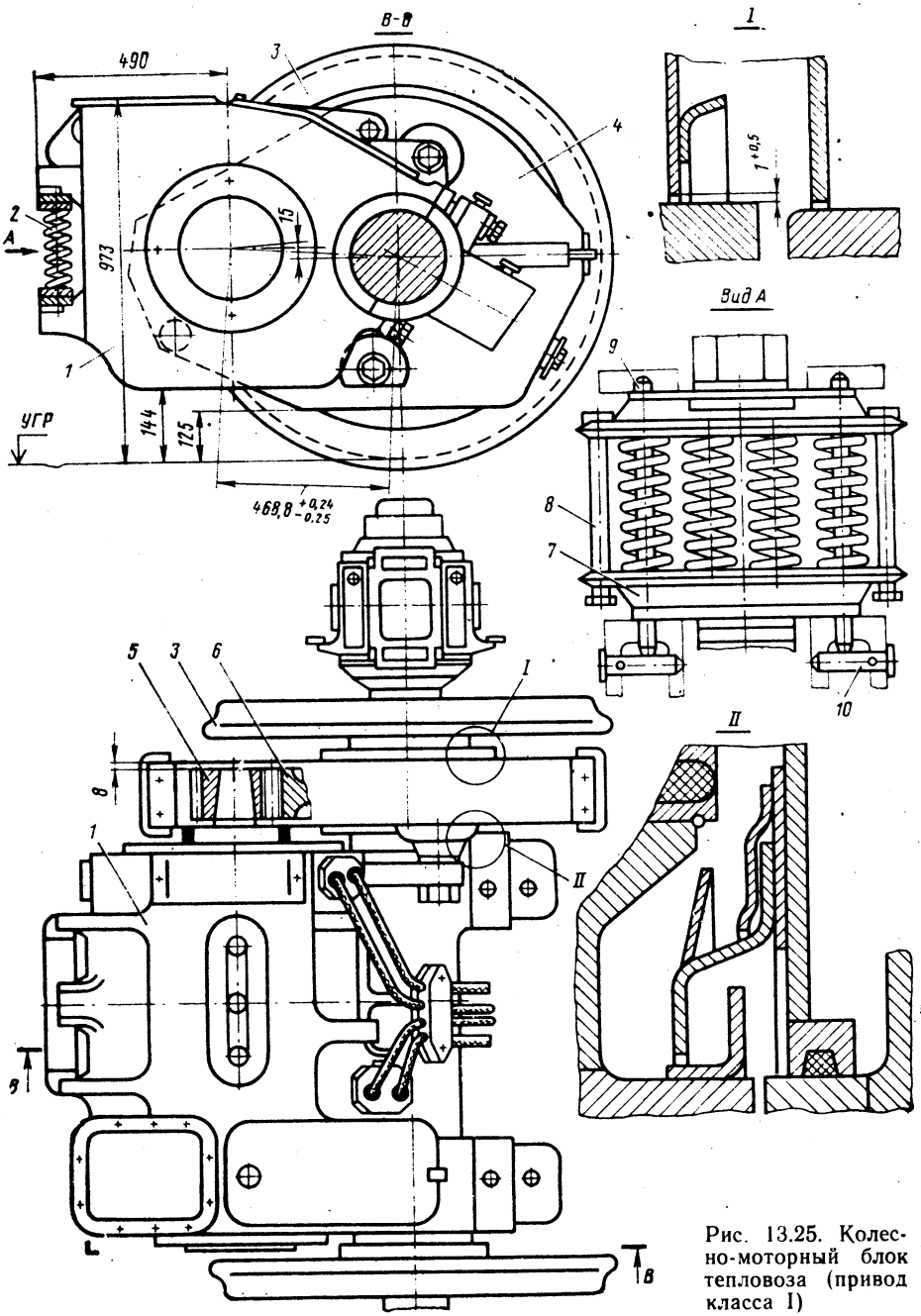


Рис. 13.25. Колесно-моторный блок тепловоза (привод класса I)

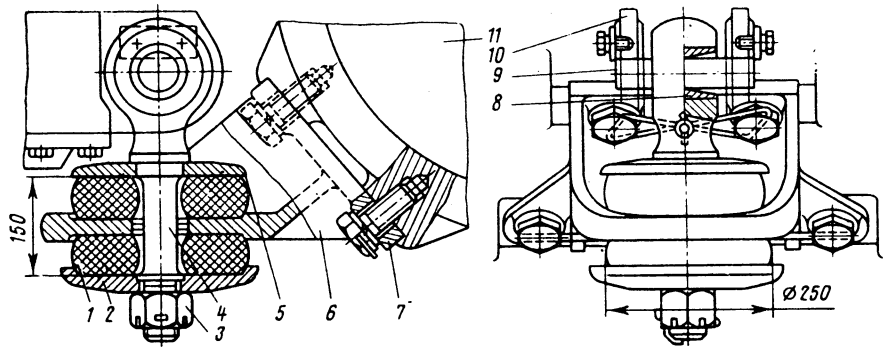


Рис. 13.26. Подвеска тягового двигателя грузового электровоза:
1 — резиновые шайбы; *2, 5* — стальные шайбы; *3* — гайка; *4* — подвеска; *6* — кронштейн тягового двигателя; *7* — болты крепления кронштейна; *8* — втулка; *9* — валик; *10* — кронштейн рамы тележки; *11* — тяговый двигатель

са I. В него входит электродвигатель *1*, опирающийся с одной стороны через моторно-осевые подшипники скольжения 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*). На электровозах пружинное подвешивание двигателя к раме тележки вытесняется более технологичным и конструктивно простым креплением на подвеске с упругими резиновыми шайбами (рис. 13.26), составляющими блок амортизаторов. Передача вращающего момента в тепловозном тяговом приводе осуществляется односторонним редуктором, состоящим из ведущей шестерни *5* (см. рис. 13.25), ведомого зубчатого колеса *6* и кожуха *4*. В кожух зубчатой передачи заливается 4,5—5,5 л осерненной смазки или смазки СТП (летом марки Л, зимой марки З). Для предотвращения ее утечки кожух снабжен по горизонтальному разъему уплотнительными пазами, а на оси колесной пары со стороны зубчатой передачи — однокамерным лабиринтом (сечение *11*).

Столь архаичное с позиций современной техники решение, как моторно-осевые подшипники скольжения (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.

Основным условием долговечности МОП является обеспечение хороших условий смазки. На первых крупносерийных тепловозах ТЭ1, ТЭ2 и ТЭ3 применялись моторно-осевые подшипники (рис. 13.27, *а*), которые состоят из правой и левой шапок *3*, привинченных болтами *7* к остову электродвигателя *8*. Шапки имеют резервуары для заливки смазки *4* и установки фитилей *6*. Смазывание трущихся поверхностей подшипников и оси колесной пары осуществляется сплетенными из шерстяной пряжи мотками подбивки (фитилями), нижние концы которых погружены в масляные резервуары шапок, а средние их части прижаты пластинами *5* и пружинами *2* к шейкам оси

колесной пары *11*. Сверху шерстяная пряжа покрывается предохранительной набивкой *1* из хлопчатобумажных концов. В каждую из шапок перед выходом тепловоза из депо после ТР-2 и ТР-3 или перед выпуском с завода заправляют 1,2 л смазки. Через 200—300 км пробега тепловоза в каждый МОП добавляют через верхнее заправочное отверстие 0,15—0,2 л смазки, прогретой зимой до температуры 25—30 °С.

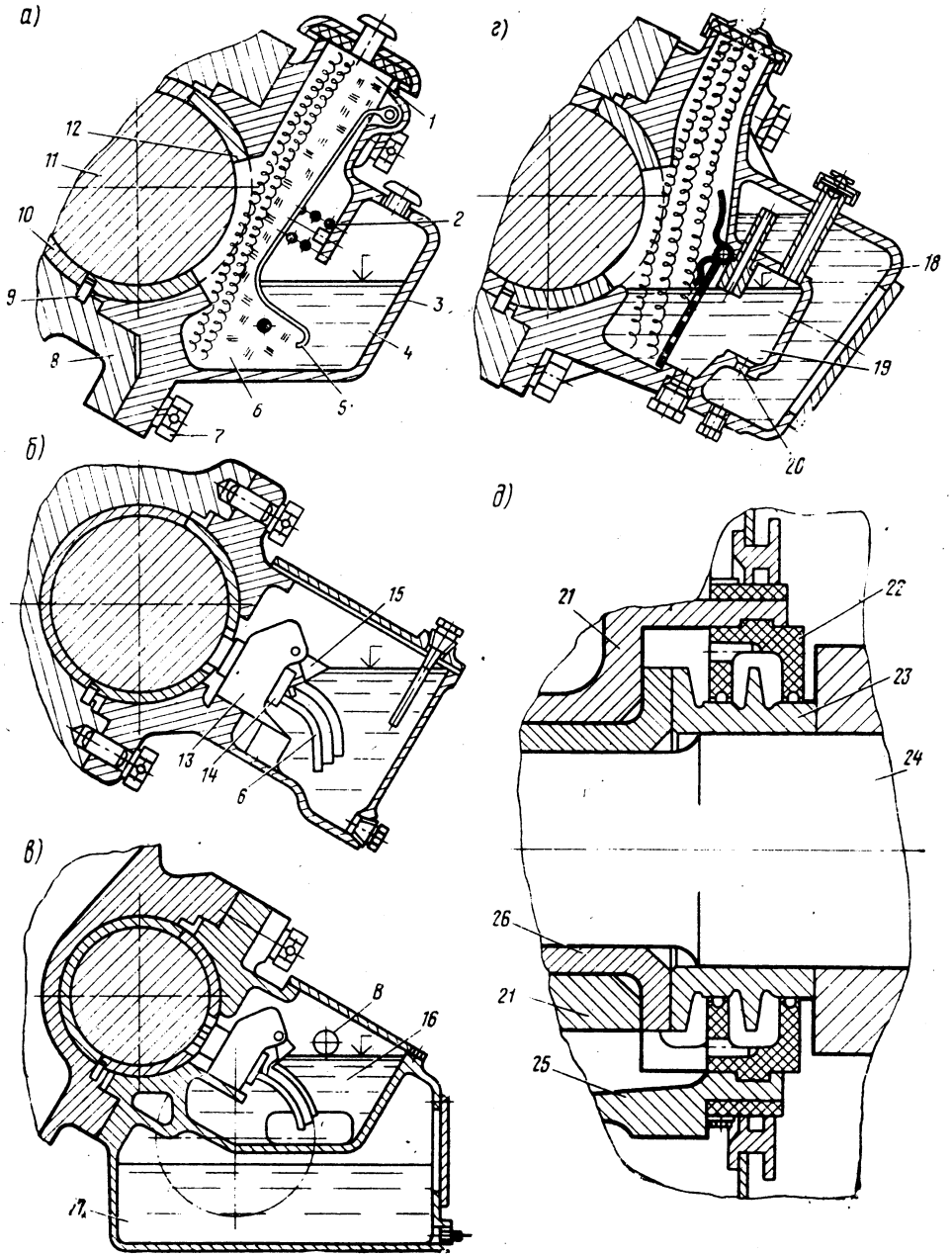


Рис. 13.27. Моторно-осевые подшипники скольжения тяговых двигателей в приводах класса I, имеющие системы смазки:

а — фитильную; *б* — польстерную; *в* — циркуляционную; *г* — с постоянным уровнем смазки; *д* — циркуляционную с резиновыми лабиринтными уплотнениями

В цилиндрических расточках диаметром 240 мм в шапках и остове расположены правая и левая пары вкладышей, которые выполнены как единое целое с упорными буртами и состоят из двух половин: верхней *10* без окна и нижней *12* с окном прямоугольной формы размером 100×120 мм. Расточка вкладышей цилиндрическая; шпонка *9* предотвращает их проворачивание.

Значительное число повреждений МОП происходило из-за неудовлетворительной подачи смазки в рабочую зону, что потребовало усовершенствовать этот узел.

С 1970 г. на тепловозах стали применять польстерную систему смазки в МОП (рис. 13.27, *б*). Польстерный механизм 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 польстерной коробки. Шапка МОП имеет увеличенный резервуар для смазки вместимостью 4 л, что обеспечивает пробег тепловоза между очередными дозаправками не менее 1000 км. Предусмотрены также сливная пробка и щуп для контроля уровня смазки.

Кроме того, рабочая поверхность новых вкладышей растачивается по гиперболоиду вращения и диаметр увеличивается от середины к торцам на 0,6—0,8 мм, что улучшает прилегание вкладышей к шейкам оси колесной пары при их относительных перекосах.

Дальнейшее совершенствование конструкции МОП осуществлено на электродвигателе ЭД118Б — применена циркуляционная система смазки (рис. 13.27, *в*). В одной общей шапке размещены, кроме вкладышей, два польстера, по устройству аналогичные ранее описанным, маслосборник *17* вместимостью 35 л и шестеренчатый насос, приводимый в действие от разъемного зубчатого колеса, установленного на оси колесной пары (в сечении не показаны). Смазка от него по специальным каналам подается в правую и левую верхние камеры *16*, где постоянно обеспечивается ее необходимый уровень. В камерах установлены польстеры, с помощью которых смазка через окна во вкладышах поступает непосредственно в зону трения. Отработанная в подшипниках смазка, а также излишки ее в камерах *16* по специальным каналам и через окно *В* сливаются непосредственно в маслосборник *17*. Польстеры обеспечивают смазку МОП при трогании тепловоза 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.

На современном тяговом подвижном составе в последнее время применяют более эффективные резиновые лабиринтные уплотнения (рис. 13.27, *д*). Резиновое уплотнение *22* расположено между остовом тягового электродвигателя *21* и шапкой *25* на торце МОП и с помощью маслогонного кольца *23*, закрепленного на оси колесной пары *24*, создает сопротивление вытеканию смазки, проникающей из МОП через зазор между его вкладышем *26* и кольцом *23*. Кроме того, места разъема между шапкой и остовом уплотнены асбестовой нитью, пропитанной герметиком или жидкой резиной; нить укладывают по плоскости разъема. В результате МОП с циркуляционной системой смазки обеспечивают пробег тепловоза между очередными дозаправками не менее чем 10 тыс. км.

Число отказов МОП с фитильной системой смазки в холодное время года достигает 30% числа отказов электродвигателей (7—8 случаев на 1 млн км пробега) тепловоза 2ТЭ10Л. Польстерная система смазки, примененная на электродвигателе ЭД118А, снизила повреждаемость МОП более чем в 3 раза, циркуляционная система обеспечила наработку на отказ более 2 млн. км [14].

Кроме того, на электродвигателе ЭД118Б оказалось возможным применить вкладыши с заливкой баббитом марки Б83 толщиной 2,5 мм, которые неудовлетворительно работали при фитильной и польстерной системах смазки. В условиях же обильного смазывания интенсивность износа этих вкладышей стала в 5 раз ниже, чем при фитильной, и в 2 раза ниже, чем при польстерной системах смазки. Благодаря этому появилась возможность приурочить ремонт МОП к среднему и капитальному ремонтам электродвигателя после пробега 750—800 тыс. км. Ведутся работы по применению стальных вкладышей с пористым бронзографитовым покрытием, что снизит стоимость их изготовления, интенсивность износа трущихся поверхностей и повысит надежность работы МОП в эксплуатации.

При монтаже новых МОП рекомендуется зазоры для масла выдерживать в пределах 0,5—0,8 мм для бронзовых вкладышей, 0,4—0,7 мм для вкладышей с баббитовой заливкой, 0,3—0,6 мм для вкладышей с пористым бронзографитовым покрытием. В эксплуатации максимальный зазор не должен превышать 2,5 мм.

На электровозах удельные нагрузки на вкладыши МОП вследствие симметрии двусторонней зубчатой передачи значительно ниже, чем у тепловозов, поэтому на них с успехом применяют МОП с постоянным уровнем смазки (рис. 13.27, *г*). В шапках МОП с постоянным уровнем смазки имеется две камеры *18* и *19*. Уровень смазки в камере *19*, в которой находится шерстяная набивка, зависит от высоты ниппеля, соединяющего камеру *19* с камерой *18*, представляющей собой запасный резервуар объемом около 4 л.

Работает эта система следующим образом: как только уровень масла в камере *19* понизится настолько, что оно не будет касаться ниппеля, 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, в результате чего прекратится доступ воздуха в камеру *18*. Пополнение смазки и поддержание ее постоянного уровня в камере *19* будут продолжаться до тех пор, пока не израсходуется смазка из запасной камеры.

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

Несмотря на различные усовершенствования, конструкции МОП остаются трудоемкими в обслуживании и ремонте, требуют большого расхода смазки и цветных металлов; невозможность надежной герметизации ведет к загрязнению окружающей среды. В итоге наличие МОП можно рассматривать как еще один довод в пользу отказа от применения приводов класса I.

Зубчатая передача в приводах класса I выполняется в зависимости от передаваемой мощности односторонней (тепловозы) или двусторонней (электровозы). На отечественных грузовых электровозах привод имеет двустороннюю косозубую зубчатую передачу с углом наклона зубьев 24° (рис. 13.28). Равенство статических нагрузок с правой и левой стороны двусторонней зубчатой передачи обеспечивается противоположным наклоном зубьев. Если по какой-либо причине в случае приложения нагрузки в зацепление вступает одна из сторон передачи, то появляющаяся осевая сила

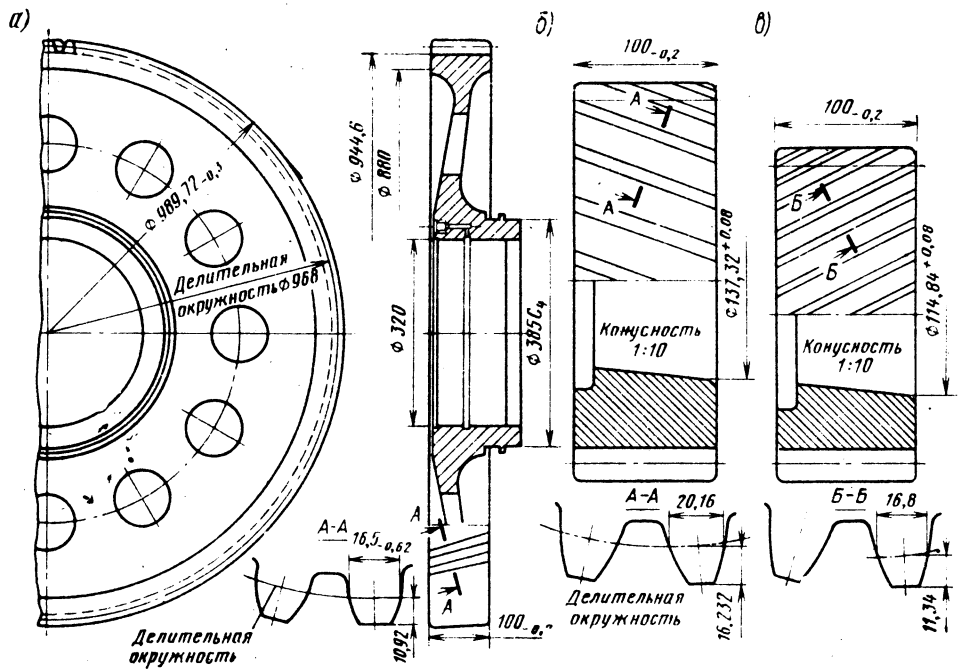


Рис. 13.28. Ведомое зубчатое колесо (*а*), шестерни грузовых электровозов ВЛ60, ВЛ80, (*б*), ВЛ80^{к} и ВЛ10 (*в*)

заставляет якорь перемещаться до тех пор, пока не войдут в зацепление зубчатые колеса другой стороны. Для компенсации неточностей монтажа электровозных колесно-моторных блоков (КМБ) предусмотрен разбег якоря в подшипниках в пределах $\pm 3{,}25$ мм от среднего его положения.

Шестерни изготовляются из стали 20ХН3А или 37ХН3А; после нарезки их цементируют, закаливают и шлифуют. Шестерни тепловозов имеют скошенный зуб, толщина его на внутреннем конце уменьшена на 0,4 мм, что улучшает условия работы зуба при перекосах вала якоря относительно оси колесной пары из-за зазоров в МОП. Ведомые зубчатые колеса электровозов изготовляют из стали 55, заготовки подвергаются закалке и высокому отпуску; материал зубчатых колес тепловозов сталь 45ХН.

На долговечность зубчатых колес сильно влияет не только технология, но и точность их 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. Это вызывает быстрый износ рабочих поверхностей зубьев, выкрашивание металла, появление усталостных трещин в основании зуба, а также вибрации двигателя. Последние могут приводить к ослаблению и разрушению крепежных деталей и нарушению посадок.

В процессе работы передачи происходит износ зубьев и нарушение эвольвентного профиля; одновременно идет приработка зубьев, в процессе которой снижаются негативные последствия искажения профиля, и виброактивность зубчатой пары может оставаться умеренной.

Однако если по какой-то причине редуктор «распарен», т. е. одно из приработавшихся зубчатых колес заменено, то происходит резкое возрастание

вибраций, даже если у вновь поставленного колеса рабочие поверхности зубьев не изношены.

Поставлявшиеся для работы на Сурамском перевале американской фирмой General Electric электровозы $С^{А}$ и первые советские электровозы $С^{с}$, ВЛ19, ВЛ22, затем $ВЛ22^{м}$ и частично ВЛ8 имели двустороннюю прямозубую упругую зубчатую передачу. На электровозах ВЛ19, ВЛ22, $ВЛ22^{м}$ в венце в качестве упругих элементов были применены пакеты пластинчатых пружин, в опытных передачах электровозов ВЛ8 и электропоездах СН1 — витые пружины. И в тех и в других предусматривался предварительный натяг пружин, поэтому венцы имели мягкую нелинейную характеристику. Такая характеристика благоприятна в условиях совместного действия силового и кинематического возмущений, так как при увеличении постоянной составляющей момента снижается интегральная эквивалентная жесткость нелинейного упругого элемента.

Одним из эффективных конструктивных решений тяговой передачи является созданное ВНИТИ в содружестве с МИИТом, ВЗИИТом и ВТЗ упругое самоустанавливающееся зубчатое колесо (УСЗК). Это колесо (рис. 13.29) состоит из зубчатого венца *1*, ступицы *8*, двух фланцев *6*, соеди-

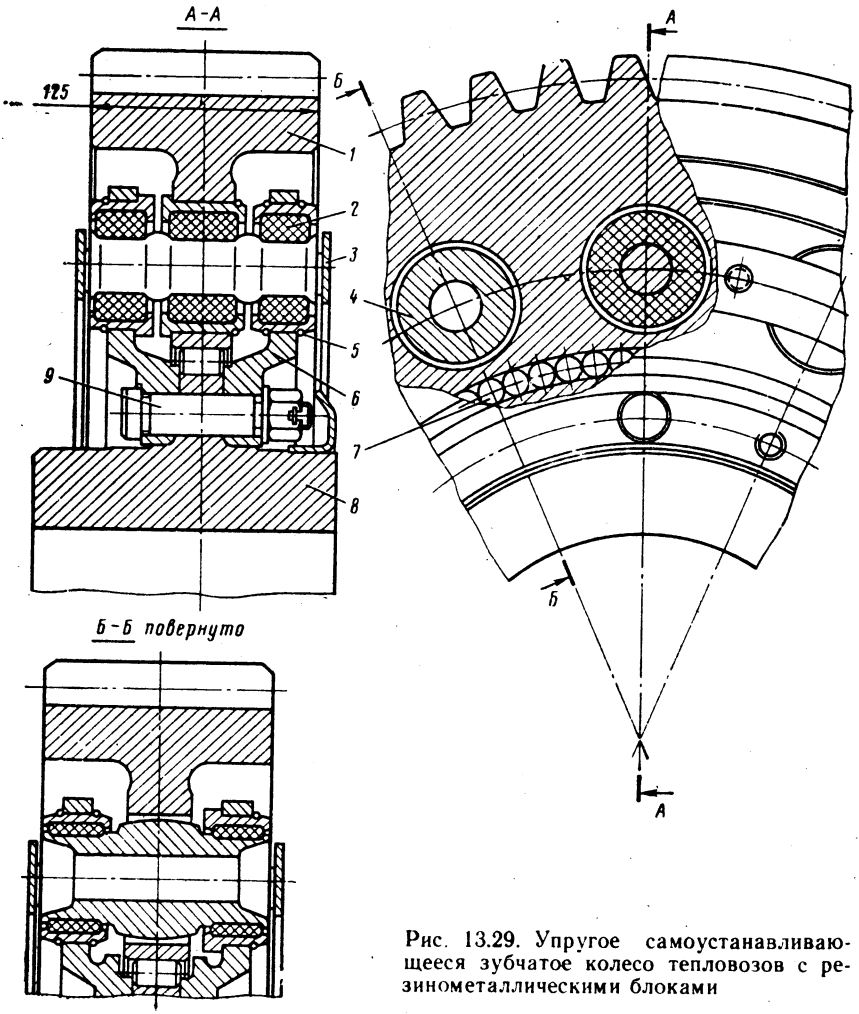


Рис. 13.29. Упругое самоустанавливающееся зубчатое колесо тепловозов с резинометаллическими блоками

ненных со ступицей болтами *9*. В соосных отверстиях венца и фланцев диаметром 70 мм в чередующемся порядке установлено восемь эластичных *2* и восемь упорных *4* резинометаллических блоков (РМБ). Блок в осевом направлении фиксируется стопорными кольцами *5* и упорными дисками *3*, приклепанными снаружи к боковым фланцам УСЗК. Венец опирается на ступицу через насыпной роликовый подшипник *7*. Беговые дорожки подшипника на венце и ступице закалены, причем дорожка ступицы выполнена сферической, что позволяет венцу перемещаться не только по касательной к опорному подшипнику, но и в поперечной плоскости. Это улучшает прилегание зубьев по длине при перекосах осей зубчатых колес, так как под действием эксцентрично приложенной равнодействующей давления на зуб он может самоустанавливаться в положение, которому соответствует центральное расположение равнодействующей.

Эластичный РМБ состоит из трех резиновых элементов, запрессованных с натягом 27% в кольцевой зазор между валиком и тремя наружными металлическими втулками. Упорный РМБ включает в себя два резиновых элемента, смонтированных на концах валика. Диаметр средней части валика меньше диаметра соосных отверстий. Между валиком упорного РМБ и отверстием в диске зубчатого венца образуется зазор в 4 мм. Жесткость упорного РМБ примерно в 6 раз выше жесткости эластичного, что достигается исключением последовательно работающего среднего элемента, а также уменьшением толщины резины в концевых блоках до 8 мм.

При трогании тепловоза с места и разгоне к зубчатому венцу приложен большой вращающий момент. Под действием его венец поворачивается относительно ступицы, деформируя вначале эластичные, а затем, после того как зазор выбран, и упорные РМБ. Таким образом, упорные РМБ ограничивают деформацию эластичных элементов, предотвращая их разрушение при максимальных нагрузках.

С увеличением скорости движения передаваемый вращающий момент уменьшается и упорные РМБ выводятся из работы, в результате чего снижается торсионная жесткость венца.

Практикой подтверждена эффективность применения УСЗК в тяговом приводе класса I, однако его отдельные элементы еще не полностью удовлетворяют требованиям долговечности и ремонтопригодности. Так, технический ресурс эластичных и упорных РМБ составляет 400—600 тыс. км. пробега; кроме того, после пробега 1,5—1,6 млн. км износ беговой дорожки ступицы и отверстий в венце и фланцах достигает предельного.

С учетом опыта эксплуатации во ВНИТИ с участием работников МИИТа и ВЗИИТа было разработано более совершенное УСЗК [2] для тяговых передач тепловозов. Его зубчатый венец контактирует со ступицей закаленными поверхностями (ролики отсутствуют); диаметр отверстий под упругие элементы увеличен с 70 до 90 мм; стопорные кольца исключены; ограничительные диски выполнены как единое целое с боковыми фланцами, при этом толщина их перемычек увеличена до 7 мм; резинометаллические блоки (эластичные и упорные) не имеют наружной металлической арматуры; соосные отверстия в венце и ступице после расточки раскатывают роликовой головкой, обеспечивающей высокую чистоту рабочих поверхностей.

Предполагается, что новые РМБ обеспечат пробег тепловоза до заводского ремонта без осмотра и смены в локомотивных депо, технический ресурс всех остальных элементов УСЗК равен сроку службы зубьев до предельного износа, т. е. 2,2—2,5 млн. км.

Длительный опыт эксплуатации УСЗК позволил в достаточной мере изучить работоспособность упругой тяговой передачи, а также исследовать влияние на надежность работы привода в целом. Как и ожидалось, интенсив-

ность износа зубьев упругой тяговой передачи, несмотря на уменьшение ее ширины на 15 мм, почти в 2 раза меньше, чем у жесткой. Применение УСЗК оказало положительное влияние на надежность работы и других узлов тягового привода.

Более чем двукратное снижение динамических нагрузок в упругой тяговой передаче уменьшило ее виброактивность, в результате чего в 1,5 раза стало меньше число повреждений болтовых креплений кожуха редуктора к остову ТЭД. Уменьшилась склонность локомотива к боксованию, на 15% снизилась интенсивность износа бандажей.

Желание сохранить конструктивную простоту привода класса I и иметь виброзащищенный тяговый двигатель привело к созданию варианта привода, в котором двигатель опирается на упруго связанный с колесной парой полый вал. В связи с тем что узел упругого опирания монтируется на центре колеса, привод получил наименование опорно-центрового. Привод этого типа получил в 50—60-е годы некоторое распространение в локомотивостроении Западной Европы.

Опытные отечественные конструкции такого привода были изготовлены и испытаны во ВНИТИ. Испытания показали, что применительно к параметрам отечественных локомотивов и условиям их эксплуатации не удается вписать в имеющиеся габариты колеса упругие элементы такой гибкости, которая обеспечила бы эффективную виброзащиту тягового двигателя; вертикальные ускорения двигателя снижаются не более чем на 25%, что явно недостаточно.

Несмотря на постоянное совершенствование конструкции, тяговые приводы класса I обладают рядом неустранимых недостатков, снижающих их надежность, усложняющих эксплуатацию и ремонт.

Одним из недостатков является слабая виброзащищенность тягового двигателя. Так, на тепловозе 2ТЭ10Л при скорости 80 км/ч ускорения остова электродвигателя над осью колесной пары в полосе частот 0—160 Гц достигают 26g, над валом якоря — 15,5g, поперечные и продольные ускорения — соответственно 13 и 10,5g. На электровозах ВЛ8, ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80 виброускорения электродвигателей вследствие их большой массы несколько меньше, чем на тепловозах, но все же велики.

Высокая вибронагруженность является одной из основных причин повреждаемости электродвигателей.

Надежность работы ТЭД электровозов несколько выше, чем у тепловозов, но также не удовлетворяет современным требованиям. Наблюдения в эксплуатации за работой электродвигателей ЭД107А и ЭД108А, различающихся лишь устройством остова, в тяговом приводе класса I на тепловозах 2ТЭ10Л и класса III на тепловозах ТЭП60 показали, что в последнем случае повреждаемость электродвигателей в 3,5 раза ниже. Если не принять специальные меры, уровень динамических моментов в передаче будет соизмерим с полезным тяговым моментом. Замеренный при испытаниях на тепловозе 2ТЭ10Л максимальный динамический момент на валу якоря тягового двигателя был равен $8 \cdot 10^4$ Н·м, что составляет 186% статистического, предельного по сцеплению момента.

Высокий уровень вибраций в контактах колес с рельсами, обусловленный значительной неподрессоренной массой и высокими динамическими нагрузками в передаче, приводит к снижению реализуемого коэффициента сцепления, а также к увеличению интенсивности износа бандажей колесных пар и поверхности катания рельсов.

Существенными конструктивными недостатками остаются наличие моторно-осевых подшипников скольжения и практическая невозможность 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-го года и электровоза для КНР, поставляемых рядом европейских фирм.

§ 13.10. КОНСТРУКЦИИ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРИВОДАХ КЛАССА II

Общие сведения. Основной схемный признак привода класса II — сочетание двигателя с рамным подвешиванием и редуктора с опорно-осевым — в значительной мере предопределяет и его конструктивные особенности. Прежде всего для обеспечения подвижности редуктора относительно двигателя требуется ввести в кинематическую цепь связи вала якоря с валом ведущей шестерни тяговую муфту, позволяющую передавать крутящий момент в условиях их взаимных перемещений. Муфта может быть использована для снижения динамических моментов в передаче; для этого она должна иметь низкую торсионную жесткость (жесткость на кручение). Так как редуктор отделен от двигателя, то для обеспечения параллельности осей шестерни и зубчатого колеса и постоянства расстояния между ними необходим несущий корпус редуктора с подшипниковыми узлами для валов ведущей шестерни и ведомого зубчатого колеса (ось колесной пары). Кроме того, для восприятия реакции G момента, передаваемого через редуктор, последний должен опираться не только на ось колесной пары, но и еще на одну опору, отстоящую от первой на некоторое расстояние $L_р$ (*база опирания редуктора*). Эта опора должна быть шарнирной и допускать относительные перемещения редуктора и рамы тележки в точке крепления по всем координатам, кроме рабочей, той, по которой реализуется реакция тягового момента. Узел подвижной опоры обычно называют подвеской или реактивной тягой редуктора. Узел подвески редуктора может использоваться для снижения динамических моментов в передаче и реакций в самой подвеске, для чего он либо должен быть выполнен по схеме горизонтальной реактивной тяги, либо иметь увеличенную базу опирания редуктора, либо низкую жесткость на сжатие-растяжение (см. § 13.3). Однако не следует забывать, что все эти решения ведут к увеличению расцентровки муфты и поэтому не всегда могут быть приняты.

Тяговые муфты. Впервые на отечественном ЭПС привод класса II был применен в 1949 г. на опытном вагоне серии В-4 (метрополитен). Была принята простейшая схема (см. рис. 13.8, *б*) с муфтой продольной компенсации и коротким промежуточным валом, которая позволяла использовать существующий тяговый двигатель и иметь редуктор простейшей конструкции. С небольшими модификациями муфта используется на метрополитене на вагонах всех серий, начиная с серии Д. Муфта имеет длину промежуточного элемента, определяемую как осевое расстояние между кулачками $l_в$ = = 135 мм, допустимую расцентровку — 8 мм. Конструктивно муфта выполнена как кулачковая (рис. 13.30). Ведомому и ведущему кулачкам сферические колпачки *11* и цилиндрические подшипники *2* позволяют пово-

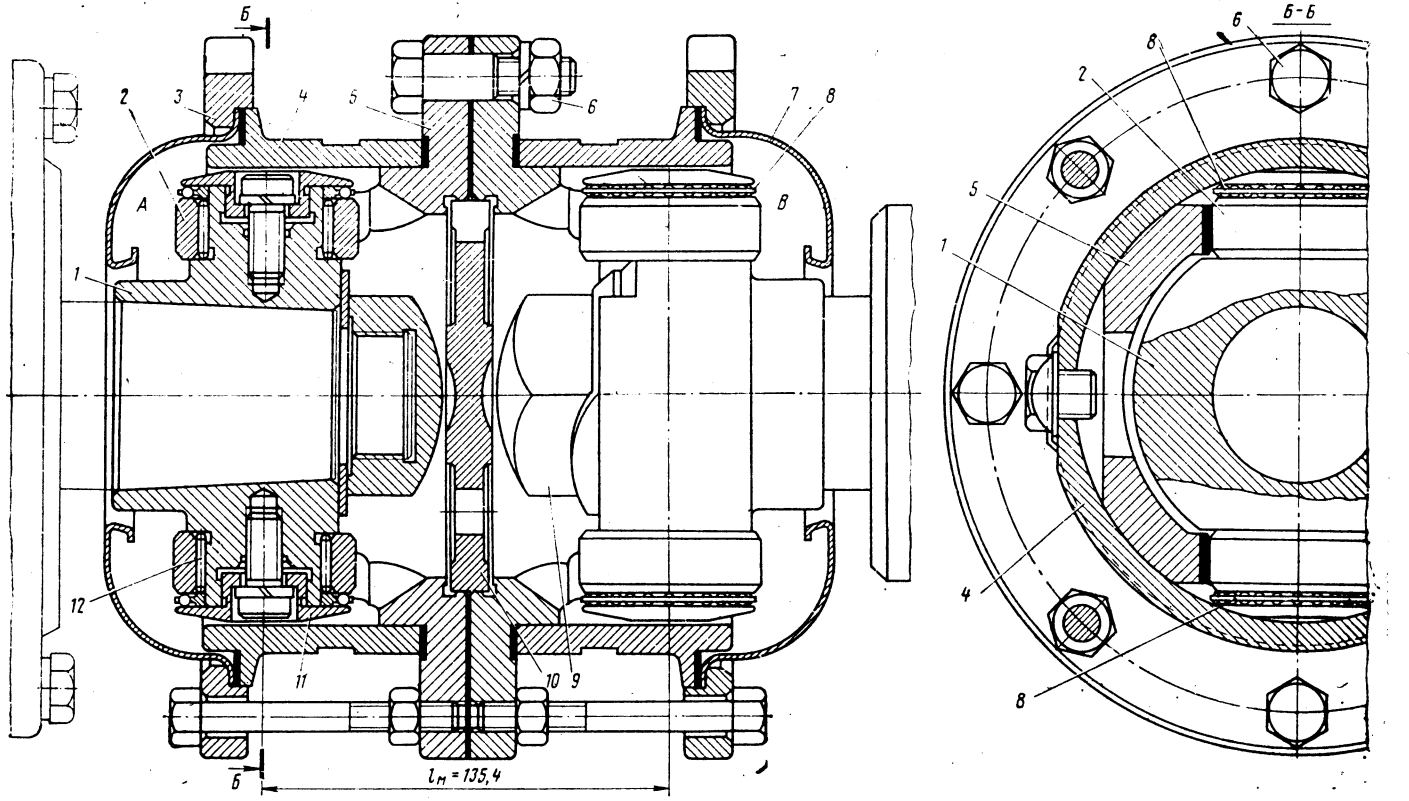


Рис. 13.30. Муфта продольной компенсации с коротким карданным промежуточным валом, примененная в тяговом приводе вагона метрополитена:

1 — кулачок; *2* — кольцо цилиндрического подшипника; *3* — кольцо крепления; *4* — стакан; *5* — корпус полумуфты; *6* — болт; *7* — уплотнительный щит; *8* — шариковый подшипник; *9* — гайка; *10* — центрирующая шайба; *11* — колпачок; *12* — иглы (тела качения)

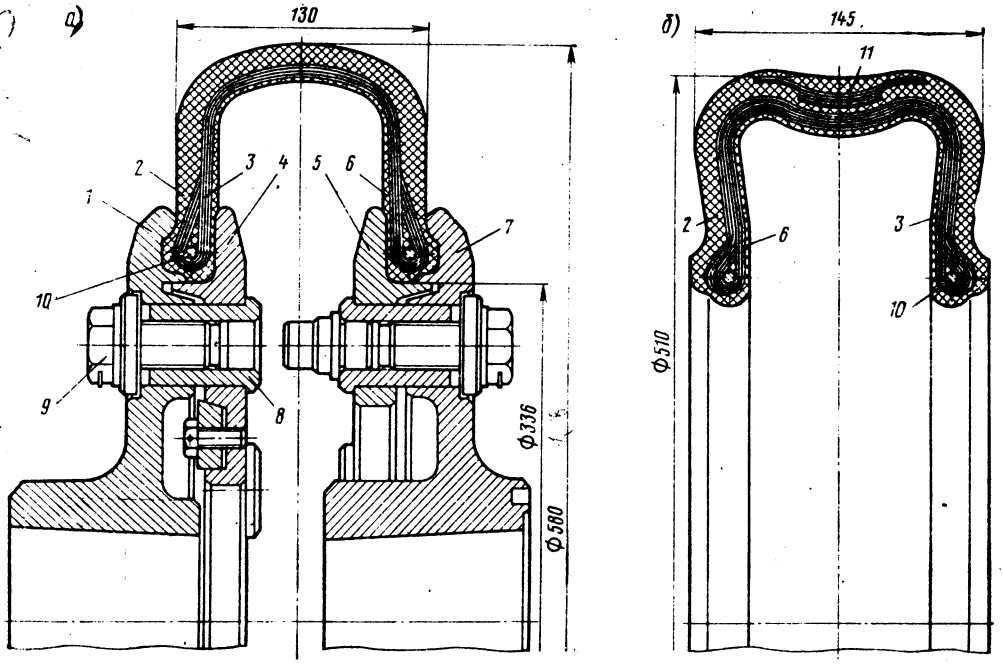


Рис. 13.31. Резино-кордная муфта 580×130, применяемая в тяговом приводе электропоездов ЭР2, ЭР9, ЭР22 (*а*), и оболочки муфты 520×150, используемой в передаче электропоездов ЭР200 (*б*)

рачиваться относительно корпуса муфты в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; кулачки могут также свободно перемещаться вдоль пазов корпусов *5* полумуфт *А* или *В*. Все это обеспечивает возможность расцентровки, осевых смещений и относительных поворотов ведущего и ведомого валов. Осевое перемещение муфты ограничено зазорами между центрирующей шайбой *10* и упорными гайками *9*.

Аналогична описанной кулачковая муфта для электропоезда ЭР1 (1958 г.). Однако значительные габариты двигателя не позволили принять длину промежуточного вала $l_в$ более 110 мм. Вследствие этого, а также высокой частоты вращения и большого момента инерции корпуса муфты возникают значительные гироскопические моменты при повороте корпуса муфты из-за расцентровки валов. В сочетании с большими динамическими моментами в передаче эти нагрузки приводили к частому выходу из строя элементов муфты. Поэтому муфта была заменена на резино-кордную торообразную (рис. 13.31) с расстоянием между фланцами 130 мм, в которой взаимная подвижность валов обеспечивается благодаря деформациям резино-кордной оболочки (рис. 13.31, *а*). Муфта состоит из ведущего *1* и ведомого *7* фланцев, напрессованных на конические хвостовики валов якоря электродвигателя и осевого редуктора, разрезного кольца *4* и неразрезного *5*, разгружающих втулок *8*. С помощью болтов *9* к фланцам крепится торообразный резино-кордный упругий элемент, состоящий из каркаса *3*, двух металлических колец *10*, наружного *2* и внутреннего *6* защитных резиновых покрытий.

Каркас оболочки выполнен из перекрещивающихся под углом 45° десяти слоев капронового корда, пропитанного синтетической резиной. Края корда для надежного его крепления в бортовых частях упругого эле-

мента завернуты вокруг металлических колец. Для предотвращения механических повреждений кордный каркас покрыт слоем резины снаружи толщиной 9—12 мм и внутри 1,4—2 мм. В муфте нет подвижных соединений с поверхностным трением, поэтому не требуется постоянный уход за ней, в частности ее смазывание.

Снижение торсионной жесткости по отношению к жесткости кулачковой муфты привело к уменьшению максимальных динамических нагрузок передачи примерно в 2 раза. Недостатки муфты — высокая радиальная жесткость и значительные осевые силы, возникающие при высоких частотах вращения. Их появление объясняется тем, что под действием центробежных сил $P_{цi}$ оболочка муфты (рис. 13.32, *а*) деформируется таким образом, что его боковые поверхности принимают коническую форму (штриховые линии).

Силы в каждой радиальной полоске корда действуют под углом $\alpha_{цi}$ к вертикали (рис. 13.32, *б*); при этом появляется осевая составляющая $T = \Sigma P_{цi} \sin\alpha_{цi}$, где $P_{цi}$ — результирующая центробежных сил в радиальных полосках корда.

Для снижения осевых сил T изменяют форму оболочки муфты (осевые линии существующей и измененной оболочек показаны соответственно на рис. 13.32, *б* и *в*), так что угол $\alpha_ц$ становится близким к нулю при деформации оболочки и осевые силы снижаются.

На этом принципе для тягового привода скоростного электропоезда ЭР200 создана муфта, основное отличие которой от приведенной на рис. 13.31, *а* состоит в том, что резино-кордный элемент снабжен дополнительным «экваториальным» кордным поясом *11* (см. рис. 13.31, *б*), в результате чего каркас приобрел вместо арочной характерную вогнутую форму. «Экваториальный» пояс имеет высокую жесткость на растяжение, что препятствует развитию деформации, приводящей к появлению осевой составляющей реакции от центробежных сил. Такая конструкция резино-кордного элемента позволила повысить предельную частоту вращения муфты с 2000 до 2620 об/мин и одновременно в 4—5 раз снизить создаваемые ею аксиальные силы.

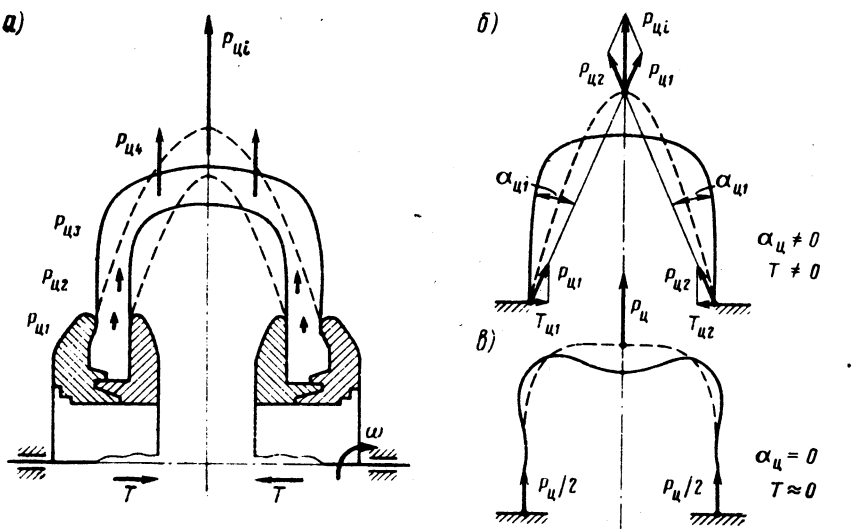


Рис. 13.32. Схемы, поясняющие возникновение осевых сил, действующих на фланцы муфты и валы для различных конструкций оболочек муфты

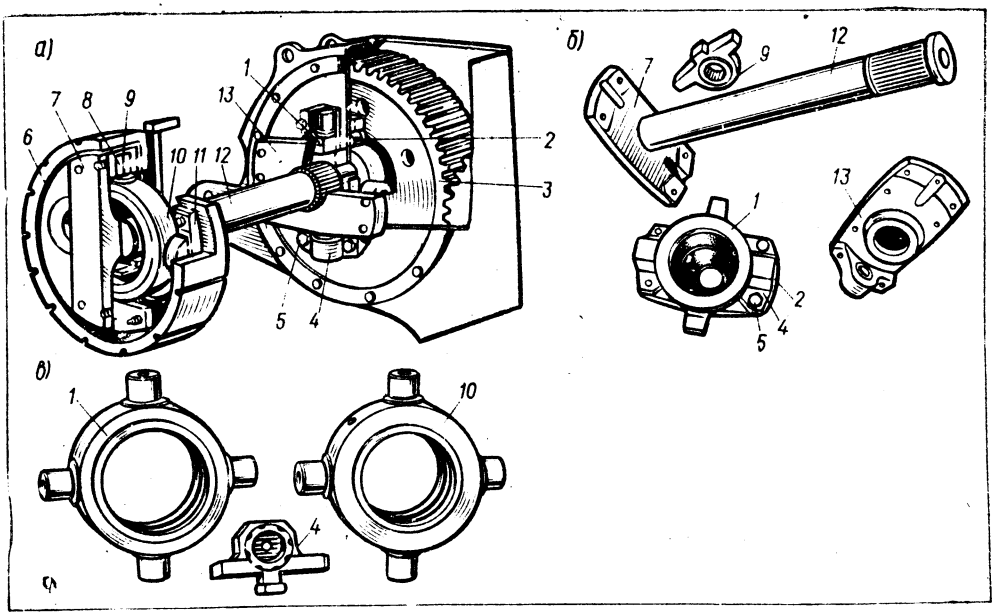


Рис. 13.33. Муфта продольной компенсации тягового привода электровоза ЧС2 (*а*) и ее элементы (*б, в*):

1, 8, 10 — крестовины; *2, 7, 13*— поводки; *3* — шестерня; *4, 9, 11* — подшипники; *5* — болты крепления подшипников; *6* — шлицевой барабан; *12* — торсионный вал

В течение долгого времени на электропоездах и вагонах метрополитена Японии используют компоновочную схему (см. рис. 13.8, *б*) с муфтой продольной компенсации, выполненной в виде зубчатой. Она отличается от кулачковой бо́льшим числом точек контакта, передающих реакции вращающего момента (в идеале — равном числу зубьев). Для практической реализации этих преимуществ необходима высокая точность изготовления сложных по профилю бочкообразных зубьев муфты, а также весьма совершенная технология упрочнения их рабочих поверхностей.

Муфты перечисленных типов могут применяться совместно с традиционным для отечественного тягового электромашиностроения двигателем со сплошным валом, однако их компоновочной схеме присущи противоречия, преодолеть которые весьма трудно. Действительно, из-за малой длины $l_в$ требуется снижать допустимую расцентровку, т. е. уменьшать базу опирания редуктора $L_р$ и увеличивать жесткость амортизатора подвески редуктора. И то и другое ведет к росту динамических моментов в передаче. Ограничить их можно, резко снизив торсионную жесткость муфты, чего очень трудно достичь в муфте с малыми аксиальными размерами. В связи с этим все четче обозначается тенденция к отказу от муфты продольной компенсации, имеющей малую длину.

В муфтах большей длины фирмы «Шкода», применяемых на электровозах ЧС (компоновочная схема на рис. 13.8, *г*), последовательно включены два шарнира Гука, обеспечивающих практически без ограничений относительную подвижность валов якоря и шестерни по всем координатам, кроме осевого смещения (рис. 13.33). Последнее достигается либо устройством шлицевого барабана (ЧС2, ЧС4 и др.), либо обеспечением осевой подвижности шестерни относительно корпуса редуктора. Промежуточный вал играет роль торсионного упругого элемента. К недостаткам муфты может быть

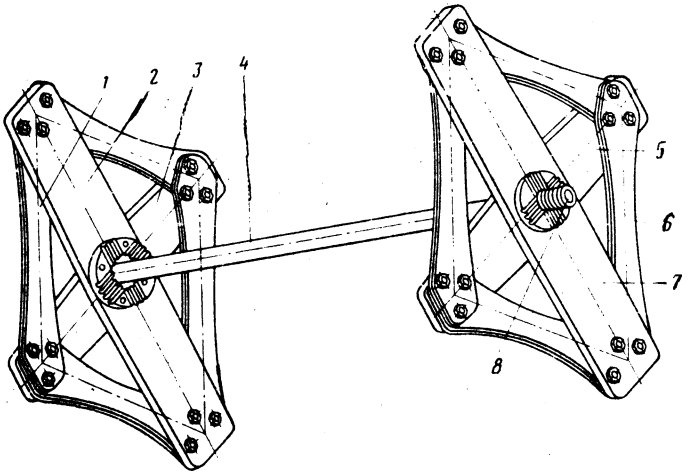


Рис. 13.34. Муфта продольной компенсации с торсионным валом фирмы Secheron:

1, 6 — упругие пластины; *2, 3* — соответственно ведущий и ведомый поводки полумуфты (сторона якоря); *4* — торсионный вал; *5, 7* — соответственно ведущий и ведомый поводки полумуфты (сторона шестерни); *8* — муфта крепления торцового шлицевого соединения

отнесено наличие пар с поверхностным трением, а следовательно, необходимость в смазывании и постоянном уходе. Кроме того, для связи торсионного вала с поводком шестерни применено торцовое шлицевое соединение; для обеспечения равномерного распределения нагрузки между отдельными шлицами требуется высокая точность изготовления этого соединения.

Как любой карданный механизм с шарнирами Гука, муфта обладает кинематической погрешностью, т. е. разностью абсолютных углов поворота φ_1 входного и φ_3 выходного валов:

$$\Delta\varphi = \varphi_3 - \varphi_1 = 0{,}25(\alpha_1^2 - \alpha_2^2)\sin 2\varphi_1,$$

где α_1 и α_2 — углы между осями вращения соответственно входного и промежуточного, промежуточного и выходного валов.

Ввиду малости углов α_1, α_2 (из-за большой длины $l_в$) и значительного эффекта самокомпенсации (при параллельном смещении валов $\alpha_1 = \alpha_2$) это свойство муфты проявляется слабо. Все остальные упомянутые муфты не обладают кинематической погрешностью.

Пластинчатая муфта фирмы Secheron (см. рис. 13.8, *д*) широко применяется на современном моторвагонном подвижном составе, применялась на электровозах ЧС1 и ЧС2 первых выпусков. Шарнирные полумуфты (рис. 13.34) выполнены в виде двух пар крестообразных фланцев, соединенных поводками из набора гибких стальных пластин. Все необходимые угловые и осевые смещения первичного и вторичного валов реализуются за счет их деформаций. Полумуфты имеют малые осевые размеры. Большая длина промежуточного вала обеспечивает малый угол деформации полумуфт, высокую торсионную гибкость. В муфте нет подвижных соединений с поверхностным трением. Для надежной работы муфты требуется высокая точность изготовления пластин и элементов их крепления, торцовых шлицевых соединений валов и фланцев.

Ведется поиск новых технических решений, сочетающих технологичность с эксплуатационной надежностью. Среди них — резино-кордные диафрагмы. Так, в тяговой передаче тепловоза 2ТЭ121 (рис.13.35) применена комбинация двух полумуфт, одна из которых выполнена как пакет из двух резино-кордных диафрагм, а другая — в виде зубчатой муфты. Для уменьшения осевых размеров вторая полумуфта утоплена в торцовую выемку корпуса двигателя. Взаимные осевые смещения двигателя и редуктора реализуются за счет смещений зубчатой муфты и деформаций диафрагм.

На практике не всегда удается обеспечить низкий уровень осевых сил в связи двигатель —•редуктор из-за значительных сил трения в зубчатой муфте и высокой аксиальной жесткости диафрагм.

Аналогичная схема применена на электровозах фирмы ASEA (Швеция); для повышения торсионной и аксиальной гибкостей ближний к редуктору шарнирный узел выполнен в виде резиновой втулочной муфты с аксиальным расположением втулок, второй конец торсионного вала соединен с валом двигателя через зубчатую муфту.

Как правило, в приводах класса II применяются муфты продольной компенсации: поскольку муфта находится в кинематической цепи вала якоря и ей свойственна высокая частота вращения, она должна быть хорошо уравновешена и не создавать дисбаланса при расцентровке. Такими свойствами, как правило, не обладают муфты поперечной компенсации. Исключение составляет оригинальная уравновешенная шарнирно-поводковая муфта поперечной компенсации (УШПМ).

Ведомый и ведущий фланцы этой муфты образуют трехлучевые звезды *I—II—III*, *I′—II′—III′* (рис. 13.36), по концам которых расположены

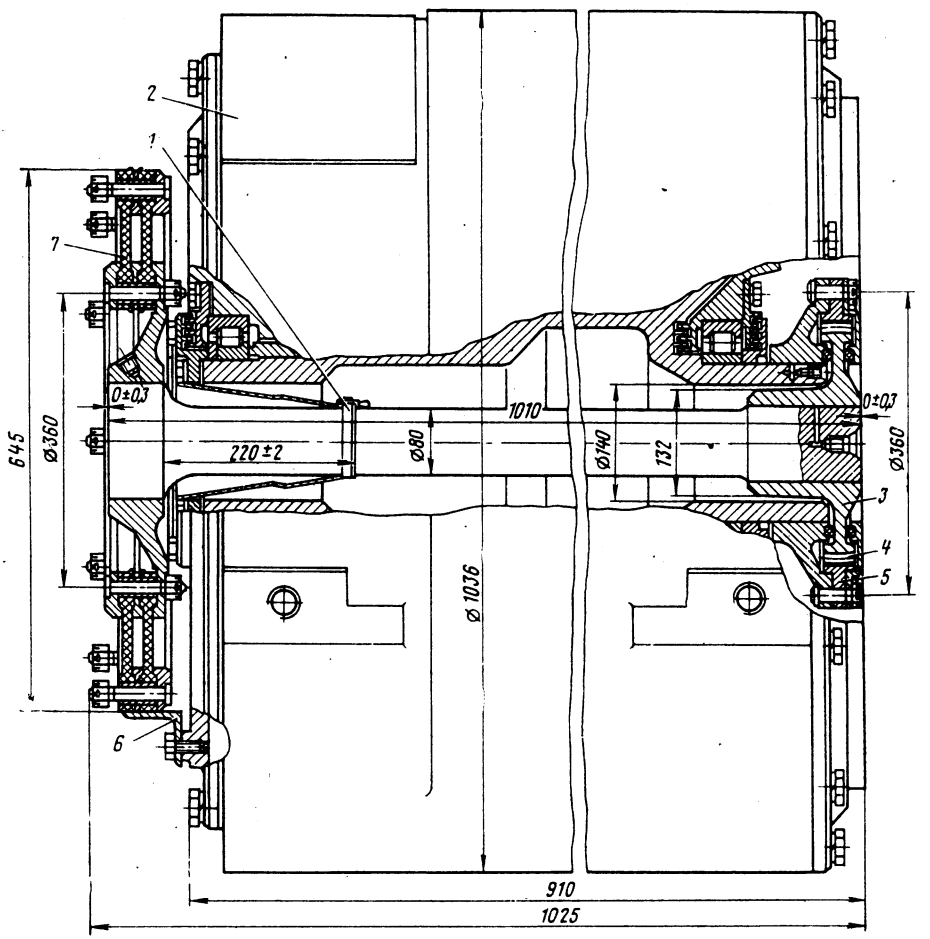


Рис. 13.35. Тяговая муфта привода тепловоза 2ТЭ121:

1 — торсионный вал; *2* — тяговый двигатель; *3* — ступица внутреннего зубчатого колеса муфты; *4* — зубчатое зацепление муфты; *5* — внешнее зубчатое колесо муфты; *6* — монтажное крепление редукторной стороны муфты; *7* — резино-кордная диафрагма

шарнирные узлы. Шарнир каждого луча *I*, *II*, *III* ведущей звезды (рис. 13.36, *а*) и соответствующего ему луча *I'*, *II'*, *III'* ведомой попарно связаны с двуплечими рычагами *A*, *B*, *C*, имеющими общий центральный узел *O*, который позволяет им поворачиваться в плоскости вращения муфты, но не допускает линейных перемещений. Как видно из рис. 13.36, *б*, шарнирно-рычажный механизм передачи этой пары, взятый в отдельности, неустойчив и передать момент не может, так как у двуплечевого рычага нет опоры. Однако с учетом связей, накладываемых на центральный шарнирный узел всеми тремя рычагами, он становится фиксированным и в сборе приобретает устойчивость. Кинематическая погрешность муфты не превышает 4′ при расцентровке 30 мм, углы коаксиального закручивания резинометаллических шарниров определяются не полной, как в других муфтах поперечной компенсации, а половинной расцентровкой N и длиной поводка $l_{\text{п}}$.

К недостаткам муфты относятся необходимость применения в 1,5 раза больше шарниров, чем в других муфтах поперечной компенсации, и наличие подвижного соединения с поверхностным трением — сложного центрального шарнира.

Корпус редуктора. В приводах класса II корпус редуктора является тяжело нагруженной конструкцией. Он объединяет большое и малое зубчатые колеса редуктора, обеспечивает параллельность их осей и постоянство централи в условиях действия опорных реакций в подшипниковых узлах и внешних сил, передаваемых через муфту и подвеску редуктора. Одновременно, как и в приводе класса I, он служит резервуаром для смазки, предотвращает попадание в передачу влаги и пыли.

На электроподвижном составе и на тепловозах с электрической передачей применяют, как правило, стальные литые (электропоезда ЭР), сварные (электровозы ЧС) и сварнолитые (тепловозы 2ТЭ121) несущие корпуса осевых редукторов. Для повышения жесткости и вибростойкости, а также для увеличения поверхности охлаждения их снабжают ребрами жесткости, расположенными снаружи. Корпус редуктора является неподрессоренной массой и поэтому по возможности должен быть облегчен. Сварные и сварнолитые корпуса тяговых редукторов легче литых. Наибольший эффект в снижении массы корпуса редуктора достигается в случае применения литья из алюминиевых сплавов, используемых, например, для изготовления несущих корпусов редукторов вагонов метрополитена.

Корпуса редукторов могут быть разъемными и неразъемными, с асимметричным и симметричным относительно плоскости зубчатого колеса расположением опорных подшипников. Плоскость разъема проходит через ось ведомого зубчатого колеса.

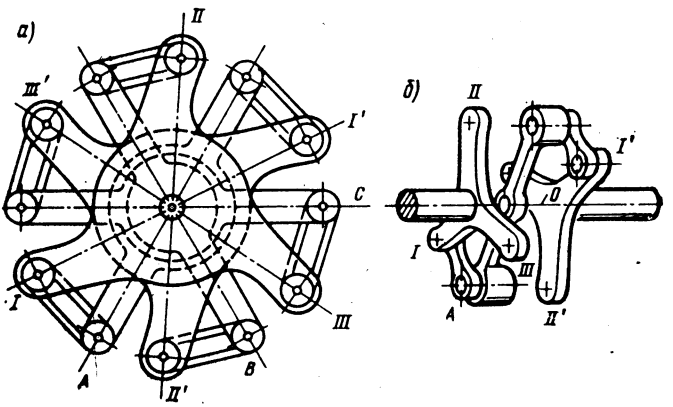


Рис. 13.36. Схема уравновешенной шарнирно-поводковой муфты (*а*) и кинематическая цепь одной пары лучей звезд и двуплечевого рычага (*б*)

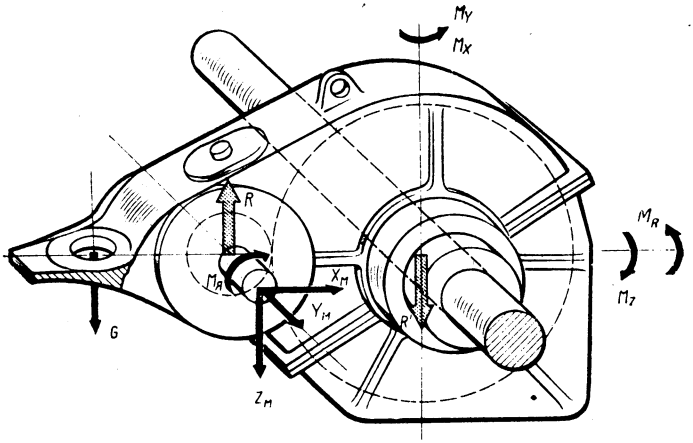


Рис. 13.37. Силы, действующие на корпус редуктора

На корпус редуктора, кроме распорных усилий, опорных реакций в подшипниковых узлах и реакции G в подвеске редуктора (рис. 13.37), действуют через фланец муфты и вал малого зубчатого колеса осевые усилия $Y_м$, возникающие в результате осевых перемещений или центробежных сил в муфтах, а также радиальные силы $Z_м$, $X_м$, появляющиеся при расцентровке муфты. Последние в зависимости от типа муфт, величин расцентровки, частоты вращения могут измеряться десятками килоньютонов. Чтобы в этих условиях не нарушалась параллельность зубьев, корпус редуктора должен обладать большой жесткостью на кручение и изгиб в горизонтальной плоскости. Наибольшей жесткостью и герметичностью обладают неразъемные корпуса редукторов с симметричным расположением опорных подшипников, применяемые, в частности, на скоростных электропоездах линии Sinkansen (Япония). Однако для демонтажа такого редуктора требуется распрессовывать колесную пару. Асимметричное расположение опорных подшипников (редукторы электропоездов ЭР1, ЭР2, ЭР22) упрощает технологию их смены, но при этом поперечное сечение редуктора получается открытым, что резко снижает его жесткость на кручение и поперечный изгиб. На электровозах ЧС4 и скоростном электропоезде ЭР200 применено симметричное расположение подшипников, что позволяет обеспечить бóльшую жесткость корпуса.

Наиболее напряженными элементами несущих корпусов являются крепежные изделия. На болты поперечного разъема и фланцев осевых редукторов действует интенсивная вибрационная нагрузка. Для исключения обрывов болтов необходимо в процессе производства крепежных изделий тщательно соблюдать технологию их изготовления, а при сборке корпуса контролировать усилия затяжки болтов, для чего применять динамометрические ключи. Для повышения предела выносливости следует применять крепежные болты с накатанной резьбой.

В разборных корпусах редукторов расточка отверстий под подшипниковые крышки осуществляется с одной установки корпуса редуктора в сборе на станке. Таким образом гарантируется точность межосевого расстояния. При сборке она обеспечивается специальными посадочными буртами на корпусе редуктора. Однако в процессе сборки и разборки редукторов при ремонте изменяются размеры посадочных поверхностей и, как правило, точность сборки не обеспечивается. Кроме того, зачастую корпус одного редуктора монтируют на опорные подшипниковые узлы другого, имеющего иные посадочные размеры. Это снижает долговечность основных узлов

редуктора и, в частности, подшипниковых. На их работу сильно влияют также условия смазывания.

На электропоездах ЭР200 и электровозах ЧС применяется раздельное смазывание зубчатой передачи и подшипников качения. В подшипниках качения используется консистентная смазка типа ЖРО, в зубчатой передаче — жидкая осерненная смазка ТАП15 марки Л летом и З зимой. Полости подшипников и зубчатой передачи разделены лабиринтными уплотнениями [2]. Опыт эксплуатации показал, что жидкая смазка постепенно проникает в консистентную. Долговечность подшипников при этом снижается, так как изменяются фрикционные свойства контакта вследствие плохого перемешивания смазок и изменения с течением времени химического состава смеси. Кроме того, значительно усложняется обслуживание таких редукторов из-за того, что резко возрастает число заправочных точек.

У магистральных и маневровых тепловозов с гидропередачей в осевых редукторах используется единая жидкая смазка для зубчатой передачи и подшипников качения; подача смазки производится шестеренчатым насосом. Подшипники качения у таких редукторов работают надежнее, долговечность зубчатой передачи при прочих условиях не снижается; трудоемкость обслуживания этих редукторов ниже.

Специфичным для привода класса II является узел подвески редуктора. Через него передается реакция момента, уравновешивающего действующий на корпус редуктора момент от опорных реакций в подшипнике малой шестерни. Подвеска редуктора должна обладать необходимой несущей способностью, а также допускать в определенных пределах перемещение колесно-редукторного блока относительно рамы тележки, что необходимо для работы упругих связей буксового узла. Это обусловливает необходимость, иметь шарнирную связь редуктора с рамой тележки по всем координатам, кроме той, по которой реализуется реакция тягового момента.

Одна из первых отечественных конструкций редукторного узла привода класса II (рис. 13.38) применена на электропоездах ЭР1. Серповидная подвеска обеспечивает опирание редуктора на длине, близкой к централи, что сводит к минимуму расцентровку муфты при вертикальных перемещениях оси колесной пары относительно рамы тележки. В подвеске предусмотрены два шаровых шарнира типа ШС, соединяющих серьгу с редуктором и болтом амортизатора. Изогнутость подвески приводит к возникновению в ней наряду с усилиями сжатия-растяжения больших изгибающих моментов; на электропоездах ЭР1, ЭР2 серьгу много раз усиливали, что было вызвано появлением трещин на ее внутренней стороне.

На электропоездах последующих серий в связи с заменой кулачковых муфт на резино-кордные, допускающие большие расцентровки, появилась возможность изменить конструкцию подвески, заменив шарниры ШС, требовавшие регулярного смазывания, двумя пакетами резиновых шайб — амортизаторов. Амортизаторы выполняют одновременно функции шарниров и упругих элементов, способствующих снижению динамических моментов в передаче. На электровозах серии ЧС роль шарниров подвески выполняют резиновые втулки.

В тяговых приводах подвеска редуктора в большинстве случаев выполняется регулируемой, чтобы можно было устанавливать начальную расцентровку муфты. Необходимость в регулировке возникает, например, в тяговых приводах электропоездов и вагонов метрополитена, где применены муфты, допускающие небольшие расцентровки. На электровозах серии ЧС подвеска нерегулируемая, так как муфта допускает большие расцентровки. Но для равномерного износа игольчатых подшипников в шарнирах Гука (см. рис. 13.33) необходима начальная расцентровка торсионного вала.

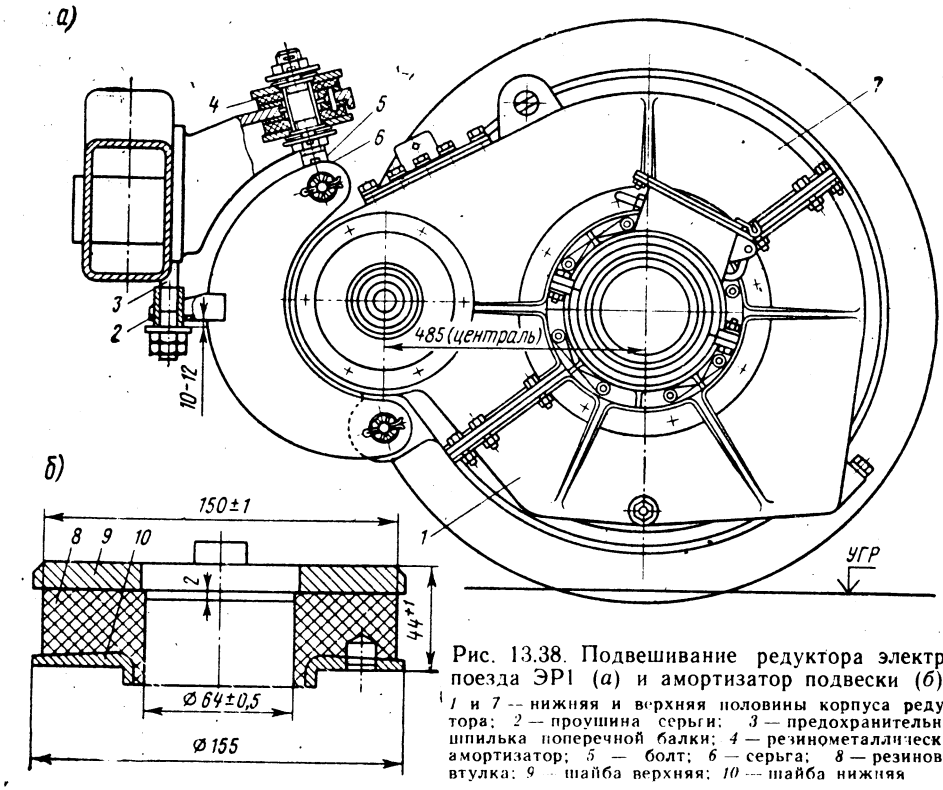


Рис. 13.38. Подвешивание редуктора электропоезда ЭР1 (*а*) и амортизатор подвески (*б*): *1* и *7* — нижняя и верхняя половины корпуса редуктора; *2* — проушина серьги; *3* — предохранительная шпилька поперечной балки; *4* — резинометаллический амортизатор; *5* — болт; *6* — серьга; *8* — резиновая втулка; *9* — шайба верхняя; *10* — шайба нижняя

Для этого тяговый двигатель располагают относительно редуктора так, чтобы ось якоря была смещена на 8 мм по вертикали и на 15 мм по горизонтали относительно оси шестерни.

Крепление тягового двигателя. Двигатель привода класса II укреплен на раме тележки. Наиболее конструктивно проста консольная схема крепления, применяемая для двигателей сравнительно небольшой массы (мощностью до 250 кВт).

Она предусматривает одностороннее крепление двигателя к поперечной балке. При этом последняя нагружается на изгиб и кручение за счет эксцентриситета приложения веса, а также динамических сил — колебаний тележки и дисбаланса якоря двигателя, что создает неблагоприятные условия работы поперечной балки в заделке.

Двигатели большой массы опирают на две поперечные балки, для чего необходимо устанавливать либо дополнительную (рис. 13.39) балку, либо на корпусе двигателя (электровоз ЧС4^{т}) опорный кронштейн большой длины, чтобы «дотянуться» до соседней поперечной балки [2].

Приводы класса II могут иметь и групповое исполнение, хотя из-за причин, указанных в § 13.4, должны быть предусмотрены специальные меры по устранению связи между вертикальными перемещениями $z_т$ надрессорного строения и моментами в тяговой передаче. Этого можно достичь, введя в передачу элементы с большой торсионной гибкостью (электровоз серии 251 фирмы Sumitomo для испанских железных дорог) или применив схему с горизонтальной реактивной тягой — опытный электровоз ВЛ83 (рис. 13.40) и вагоны парижского метрополитена серии М-77. В последних применена схема группового привода с продольным расположением тяго-

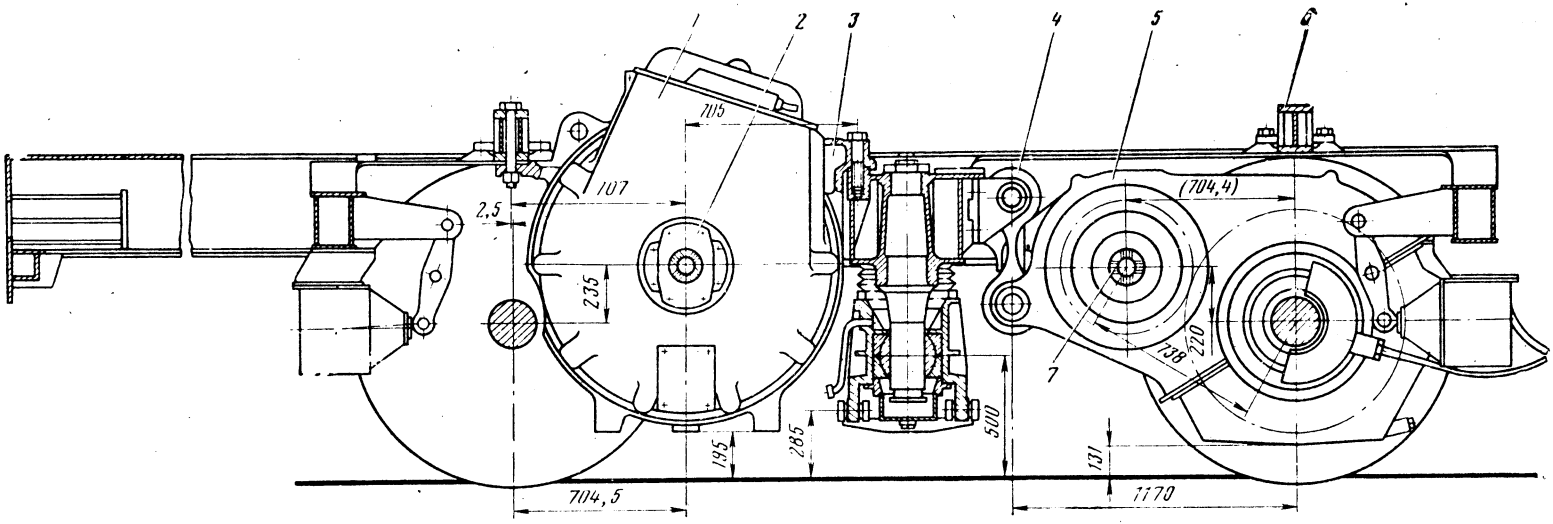


Рис. 13.39. Тяговый привод класса II электровоза ЧС7 (типа $82Е_4$):

1 — тяговый двигатель; *2* — ведомый поводок (со стороны шестерни) шарнира Гука карданного вала; *3* — кронштейн крепления тягового двигателя к раме тележки; *4* — подвеска редуктора к раме тележки; *5* — тяговый редуктор; *6* — накладная поперечная балка крепления тягового двигателя к раме тележки; *7* — торцовое шлицевое соединение карданного вала и ведомого поводка шарнира Гука

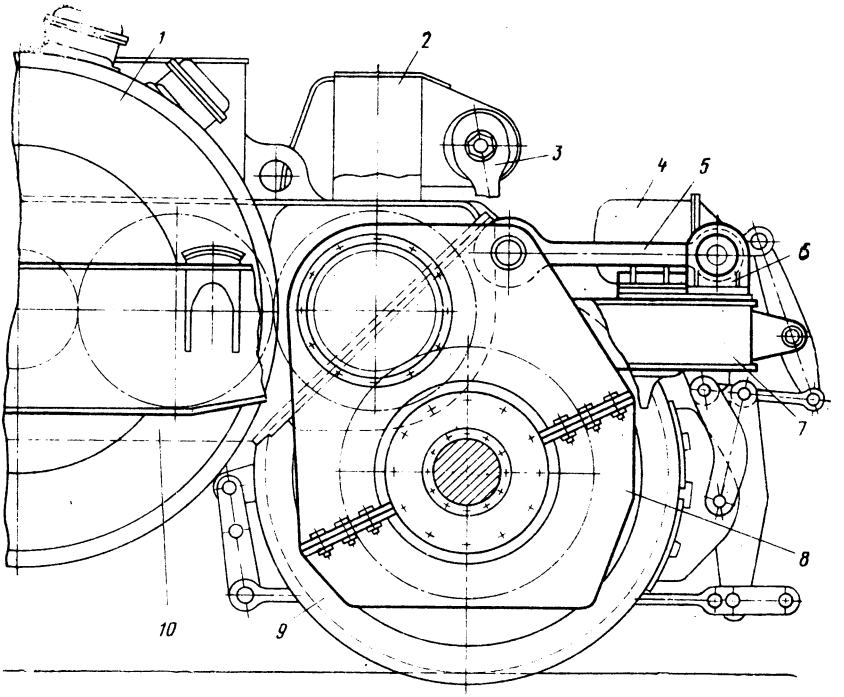


Рис. 13.40. Групповой тяговый привод класса II опытного электровоза ВЛ83:
1 — тяговый двигатель; *2* — поперечная балка рамы тележки; *3* — тяга устройства передачи силы тяги; *4* — тормозной цилиндр; *5* — горизонтальная реактивная тяга редуктора; *6* — опора реактивной тяги; *7* — продольная балка рамы тележки; *8* — редуктор; *9* — колесо колесной пары; *10* — раздаточный редуктор с рамным подвешиванием

вого двигателя. Первая ступень редуктора цилиндрическая с геликоидальным зубчатым зацеплением, вторая коническая со спиральным зубом; мощность привода 275 кВт на тележку.

§ 13.11. КОНСТРУКЦИИ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРИВОДАХ КЛАССА III

Общие сведения. Основные конструктивные особенности тяговой передачи привода класса III связаны с размещением двигателя и редуктора на подрессоренных частях (обычно на тележке) локомотива. Отсюда необходимость в устройстве полого вала ведомого зубчатого колеса, в котором с зазором, позволяющим совершаться необходимым вертикальным перемещениям, проходит ось колесной пары.

Для передачи вращающего момента с ведомого зубчатого колеса на колесную пару в условиях их взаимных перемещений требуется устанавливать между ними тяговую муфту, которая в отличие от муфт привода класса II должна быть рассчитана на большие моменты. С этой целью применяют муфты как продольной, так и поперечной компенсации.

Корпус редуктора обычно составляет единый блок с двигателем, а в ряде конструкций — с тележкой, принимая в том числе на себя роль ее несущего элемента.

Подрессоривание тягового редуктора создает дополнительные габаритные ограничения; вследствие увеличения клиренса (высота положения нижней точки редуктора над головкой рельса) до 180 мм необходимо уменьшить предельный диаметр большого зубчатого колеса примерно на 30 мм по

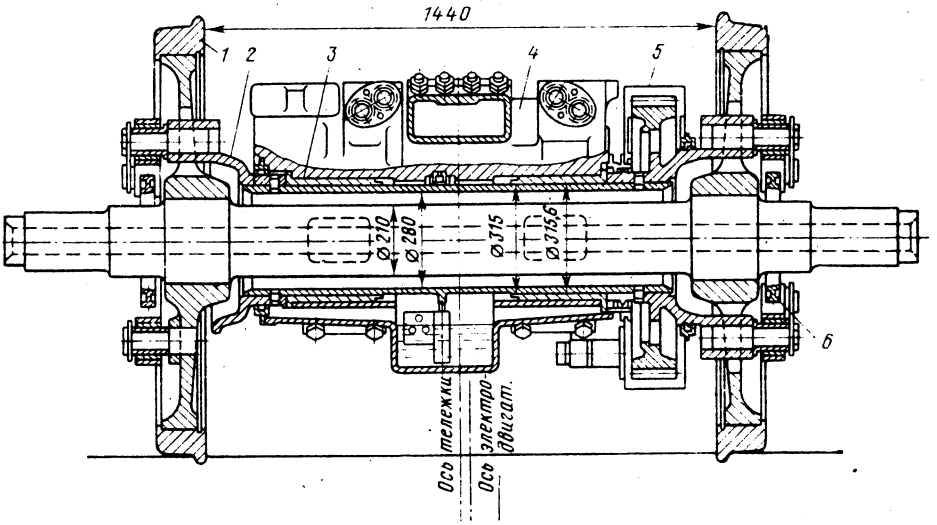


Рис. 13.41. Колесно-моторный блок тепловозов ТЭП70 (первый выпуск):
1 — колесная пара; *2* — полый вал ведомого зубчатого колеса; *3* — вкладыш подшипника; *4* — тяговый двигатель; *5* — кожух редуктора; *6* — тяговая муфта

сравнению с его диаметром в приводах классов I и II; появление зазора между полым валом большого зубчатого колеса и осью колесной пары обусловливает увеличение централи. Все это приводит к уменьшению максимального реализуемого в одной ступени передаточного отношения редуктора, что не играет большой роли для пассажирских, но весьма существенно для грузовых локомотивов.

Общую компоновку тяговой передачи в приводе класса III с односторонней зубчатой передачей и муфтами поперечной компенсации рассмотрим на примере передач тепловозов ТЭП60 и ТЭП70 первых выпусков (рис. 13.41). Тяговые муфты поперечной компенсации вынесены за пределы колес, полый вал зубчатого колеса вращается в подшипниках скольжения, смазывается принудительно с помощью шестеренчатого насоса. Тяговый двигатель опирается на раму тележки в трех точках.

Тяговые муфты. В первый период разработок тяговых приводов класса III было создано большое количество разнообразных конструкций муфт поперечной компенсации на основе пружинных и шарнирно-рычажных механизмов. По мере накопления опыта их эксплуатации обозначилась четкая тенденция к преимущественному использованию конструктивно простых шарнирно-поводковых муфт.

Наибольшее распространение в последние десятилетия получила шарнирно-поводковая муфта французской фирмы Alsthom. Ею оснащены все локомотивы этой фирмы послевоенного выпуска, локомотивы некоторых серий английских, испанских и других европейских дорог. В нашей стране подобные муфты применяются на тепловозах ТЭП60 и части ТЭП70.

Муфта (рис. 13.42) представляет собой шарнирно-поводковый механизм, состоящий из двух ведущих *1*, *3*, двух ведомых *2*, *4* поводков и так называемой плавающей шайбы *5*, собранный по схеме антипараллелограмма. Ведущие поводки внешними шарнирами присоединены к пальцам большого зубчатого колеса, ведомые — к пальцам центра колесной пары (см. сечение *А—А*). В качестве шарниров используются цилиндрические сайлент-блоки *6*, *7*. Тяговые усилия T_1, T_3 с пальцев *А* и *С* (рис. 13.43) большого зуб-

чатог о колеса через поводки *1* и *3* (см. рис. 13.42) передаются плавающей рамке в шарнирах E, G (см. рис. 13.43). Разлагая их на P_1, R_1 и P_3, R_3, а затем перенося усилия P_3, P_1 в точки H, F, получаем силы, действующие в соответствующих шарнирах. Разлагая эти силы на T_2, R_2 и T_4, R_4, находим полную сумму сил, действующих на рамку: силы R взаимно уравновешиваются, сжимая или растягивая рамку; силы T_2, T_1 действуют от рамки через поводки на колесо, производя усилия, создающие тяговый момент. При расцентровке ведущего и ведомого валов поводки поворачиваются в плоскости муфты, возникают деформации коаксиального скручивания резиновых втулок шарниров; при угловых и осевых смещениях валов возникают сдвиг и поперечно-угловые деформации втулок. Симметричная схема обеспечивает практически идентичные условия работы всех поводков и шарниров, что позволяет делать их унифицированными. В процессе вращения при наличии расцентровки возникает кинематическая погрешность, центр плавающей шайбы описывает окружность диаметром, равным величине расцентровки, с частотой, равной удвоенной частоте вращения муфты; плаваю-

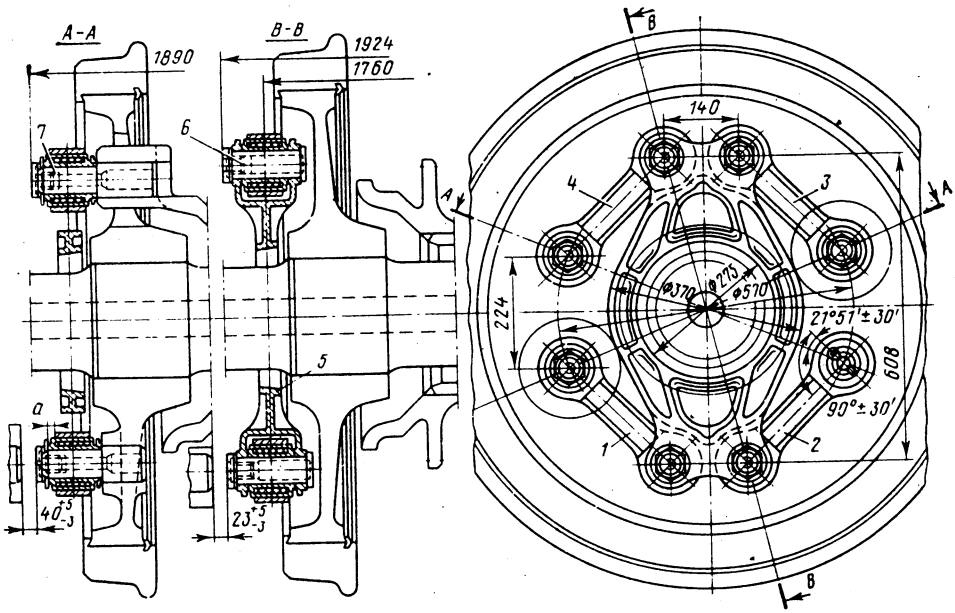


Рис. 13.42. Шарнирно-поводковая муфта поперечной компенсации фирмы Alsthom

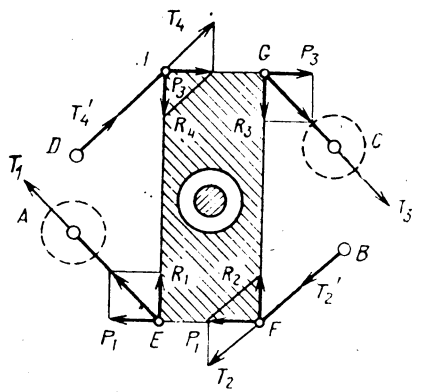


Рис. 13.43. Схема действия сил в поводках муфты фирмы Alsthom

щая шайба совершает угловые колебания, отклоняясь относительно ведущего вала на угол ψ. Кинематическая погрешность приводит к появлению переменной составляющей передаточного отношения и, как следствие, к возникновению динамических моментов в передаче, а круговое движение шайбы — к дополнительным центробежным силам.

Муфты продольной компенсации представляют собой различные модификации карданного механизма, в них можно различить ведущий, ведомый и промежуточный валы, соединенные попарно шарнирными устройствами, позволяющими смежным валам поворачиваться на некоторый угол (угол перелома осей валов) один относительно другого.

Применение муфты продольной компенсации позволяет, увеличив длину промежуточного вала, получить более благоприятные, чем в муфтах поперечной компенсации, условия работы шарнирных узлов. Это предопределило наблюдающуюся тенденцию к распространению муфт продольной компенсации, несмотря на существенный недостаток — возможность применения только в односторонних передачах.

Одной из наиболее широко применяемых муфт такого типа является карданная муфта передачи Жакмен (рис. 13.44, *а*), используемая в тяговом приводе французских электровозов большого числа серий. Тележки с передачей Жакмен производились по лицензии в Индии и Венгрии (тепловоз V43); в нашей стране эта передача была применена на опытном электровозе ВЛ40.

В передаче Жакмен использована карданная муфта с двумя модифицированными шарнирами Гука (рис. 13.44, *б*). Вращающий момент передается от вала двигателя через насаженную на него шестерню и промежуточное зубчатое колесо на большое зубчатое колесо *3*, а от него — через два установленных в диаметрально противоположных точках кронштейна полого вала и запрессованные в них радиально расположенные пальцы *5* и далее на резинометаллические шарниры (сайлент-блоки) кольца *8*. Ведомая пара шарниров кольца расположена также в диаметральных точках кольца, но со сдвигом относительно первой пары на угол 90°. Эта пара шарниров соединена с ведомой парой пальцев, запрессованных в кронштейны полого промежуточного вала *7*. Таким образом, кольцо, шарнирно присоединенный полый вал и вал зубчатого колеса образуют шарнир Гука, отличающийся от классического тем, что сами шарниры, выполненные в виде сайлент-блоков, обладают упругой податливостью. Второй конец полого вала аналогичным образом стыкуется со вторым кольцом *8*, которое в свою очередь связано с ведомым колесом.

Особенность классической передачи Жакмен заключается в том, что карданная муфта не только передает тяговый момент, но и осуществляет поперечную связь колесной пары с рамой тележки. Специальные опорные конические подшипники зубчатого колеса *10* и несъемный несущий корпус редуктора *2*, имеющий большое сопротивление на поперечный изгиб, позволяют сделать это. Корпус редуктора играет по существу роль главной продольной балки тележки, что позволяет заменить боковины рамы тележки легкими лонжеронами.

С момента применения в 1952 г. на прототипе электровоза ВВ9004 передача Жакмен была выполнена в нескольких модификациях.

В большинстве конструкций (на электровозах ВВ9200, ВВ9400, ВВ7200, ВВ15000, V43) муфту устанавливают между редуктором и ведомым диском колеса, что позволяет применять промежуточный вал длиной 750—845 мм (на подвижном составе Западной Европы колеи 1435 мм).

На электровозе СС21000 и его модификациях муфта установлена между двумя дисками колес. В этом случае длина промежуточного вала увели-

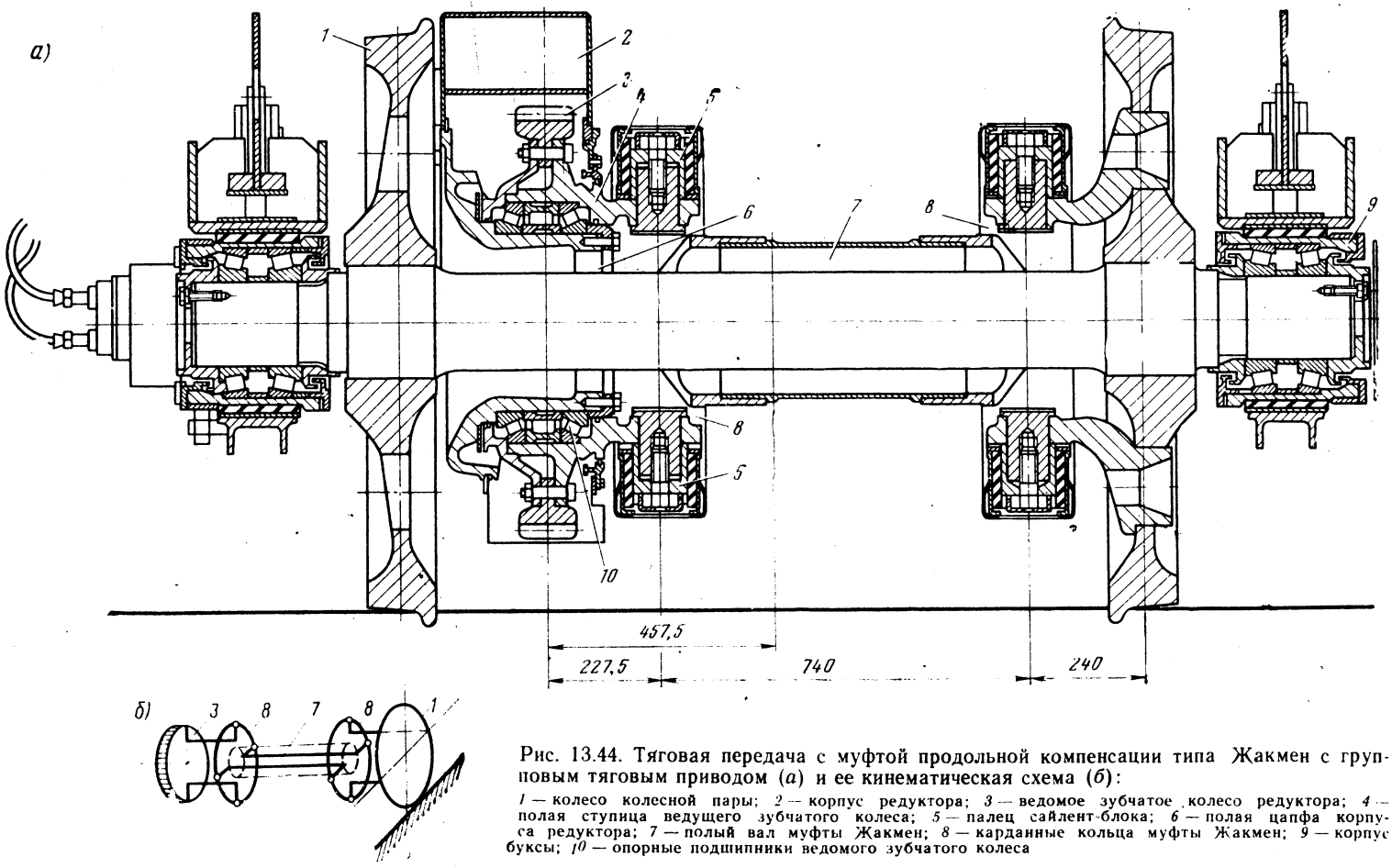


Рис. 13.44. Тяговая передача с муфтой продольной компенсации типа Жакмен с групповым тяговым приводом (*а*) и ее кинематическая схема (*б*):

1 — колесо колесной пары; *2* — корпус редуктора; *3* — ведомое зубчатое колесо редуктора; *4* — полая ступица ведущего зубчатого колеса; *5* — палец сайлент-блока; *6* — полая цапфа корпуса редуктора; *7* — полый вал муфты Жакмен; *8* — карданные кольца муфты Жакмен; *9* — корпус буксы; *10* — опорные подшипники ведомого зубчатого колеса

чивается до 1110 мм. Вследствие малых углов перекоса осей валов низка переменная составляющая деформации радиально установленных втулок на коаксиальное кручение и аксиально установленных на поперечно-угловой поворот, а следовательно, медленно накапливаются явления усталости. Статическая нагрузка на резиновые втулки также сравнительно невелика, поскольку значительны диаметр (до 630 мм по осям втулок) шарнирных колец и диаметр самих резиновых втулок (до 125 мм). Все перечисленное делает муфту Жакмен одной из наиболее надежных и долговечных из известных тяговых муфт.

Чтобы отказаться от необходимости установки промежуточного зубчатого колеса, в приводах класса III применяют муфты продольной компенсации, шарнирные узлы которых в отличие от карданных колец муфты Жакмен не препятствуют размещению тягового двигателя в непосредственной близости от полого промежуточного вала.

Примером такого решения может служить муфта пассажирского тепловоза ТЭП70 (рис. 13.45).

Вращающий момент с вала тягового двигателя *14* через шестерню *13*, ведомое зубчатое колесо (БЗК) *6* передается на четыре звездообразно расположенных кронштейна *5* полой ступицы БЗК. Последняя вращается в опорных роликовых подшипниках *2* на полой опорной цапфе *7*, фланцы *8* которой прикреплены к корпусу двигателя болтами *9*.

Кронштейны полой ступицы БЗК четырьмя поводками *12*, имеющими по концам резинометаллические шарниры (РМШ) *3* и валики *4* соединяются с четырьмя расположенными звездообразно кронштейнами полого вала *10* муфты. Вторая полумуфта, вынесенная за диск колеса, аналогична по конструкции первой, с той лишь разницей, что РМШ соединены с пальцами *11*, запрессованными в диске колеса, и кронштейнами полого вала муфты.

Расстояние между плоскостями расположения РМШ равно 1600 мм, длина поводка 265 мм, что при расцентровке муфты 40 мм дает угловую деформацию РМШ в пределах 0,008 рад. Столь малая переменная составляющая деформации — одно из условий долговечности РМШ. Опыт эксплуатации тепловозов ТЭП70 показывает, что при ремонте после пробега 0,5 млн. км РМШ не нуждаются в замене [11]. Муфты продольной компенсации с четырехповодковыми полумуфтами применены на опытных локомотивах ВЛ84, ТЭП80.

На электровозе с асинхронным приводом Е120 (ФРГ) применена та же схема с шестиповодковыми (рис. 13.46), а на электровозе серии 91 (Англия) — с пятиповодковыми полумуфтами. Минимальное число поводков три; оно необходимо для фиксации соосного положения фланца и зубчатого колеса. При увеличении числа поводков снижается тяговое усилие, передаваемое через каждый из них, но уменьшается длина поводков, что ведет к росту деформации резинометаллических шарниров при расцентровке валов.

Однако муфты продольной компенсации не вытеснили полностью муфты поперечной компенсации, что объясняется рядом особенностей последних. Так, при муфтах поперечной компенсации возможно применение двусторонней передачи, что вдвое снижает статическую нагрузку на муфту; муфты могут быть размещены с внешней стороны колесного диска.

Особый интерес к муфтам поперечной компенсации возник в связи с возвратом к идее безредукторного привода, в котором для муфты продольной компенсации потребовалось бы существенно увеличить внутренний диаметр полого вала двигателя. Безредукторный привод класса III реализован на опытном электровозе 85Е0 фирмы «Шкода» (рис. 13.47). Асинхронный тяговый двигатель *6* с полым валом *3*, охватывающим с зазором ось

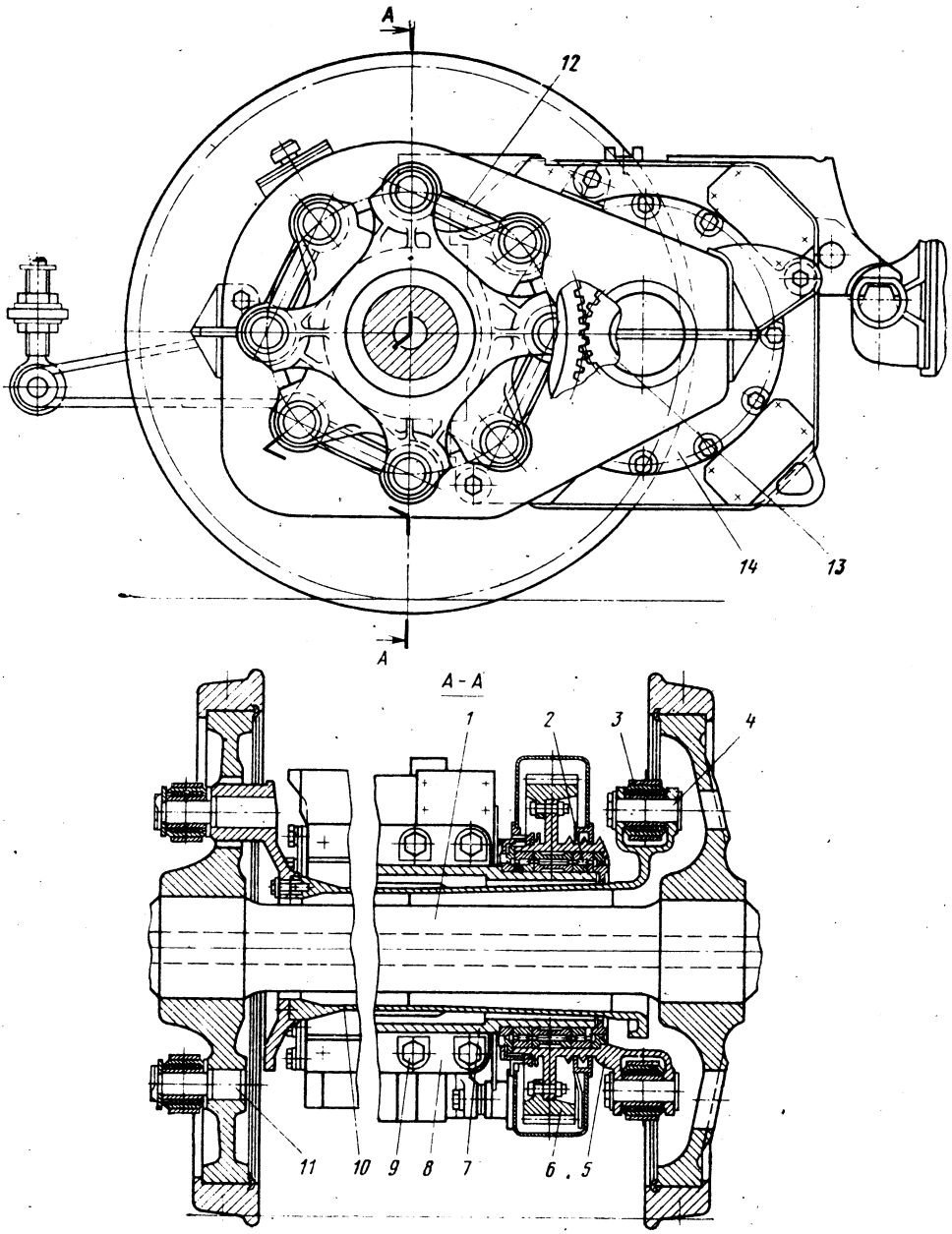


Рис. 13.45. Тяговый привод класса III тепловоза ТЭП70:

1 — ось колесной пары; *2* — опорный подшипник ведомого колеса; *3* — резинометаллический шарнир муфты; *4* — валик шарнира; *5* — кронштейн зубчатого колеса; *6* — ведомое зубчатое колесо; *7* — полая опорная цапфа; *8* — фланец опорной цапфы; *9* — болты; *10* — полый вал муфты; *11* — ведомый палец муфты; *12* — поводок муфты; *13* — ведущее зубчатое колесо (шестерня); *14* — тяговый двигатель

колесной пары, укреплен на раме *1* тележки. С полого вала якоря момент через муфты поперечной компенсации *2* передается на диски колес. Для применения в безредукторном приводе проходят сравнительные испытания муфта Альстом и четырехповодковая муфта поперечной компенсации фирмы «Шкода». Электровоз, имеющий 12-полюсный двигатель с низкой частотой вращения, который обладает сравнительно невысокими удельными энергетическими параметрами, развивает силу тяги до 347 кН и скорость до 160 км/ч. Его тележка в целом и тяговая передача в особенности отличаются конструктивной простотой, неприхотливы в эксплуатации и ремонте, однако двигатель не может быть отделен от колесной пары без распрессовки, а значит, должен обладать высокой надежностью.

Приводы класса III широко применяются в групповом варианте. Групповой привод предполагает осуществление связи колесных пар одной тележ-

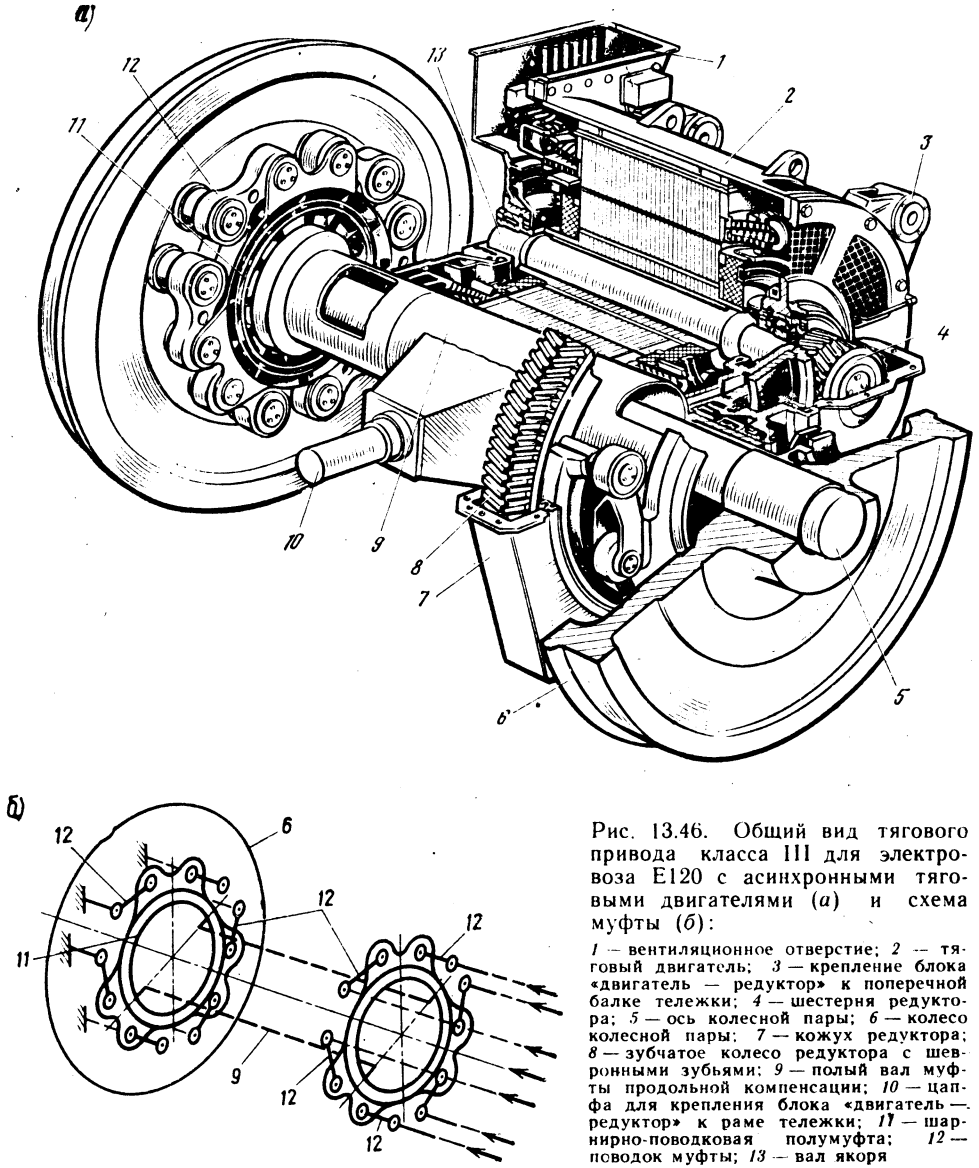


Рис. 13.46. Общий вид тягового привода класса III для электровоза Е120 с асинхронными тяговыми двигателями (*а*) и схема муфты (*б*):

1 — вентиляционное отверстие; *2* — тяговый двигатель; *3* — крепление блока «двигатель — редуктор» к поперечной балке тележки; *4* — шестерня редуктора; *5* — ось колесной пары; *6* — колесо колесной пары; *7* — кожух редуктора; *8* — зубчатое колесо редуктора с шевронными зубьями; *9* — полый вал муфты продольной компенсации; *10* — цапфа для крепления блока «двигатель — редуктор» к раме тележки; *11* — шарнирно-поводковая полумуфта; *12* — поводок муфты; *13* — вал якоря

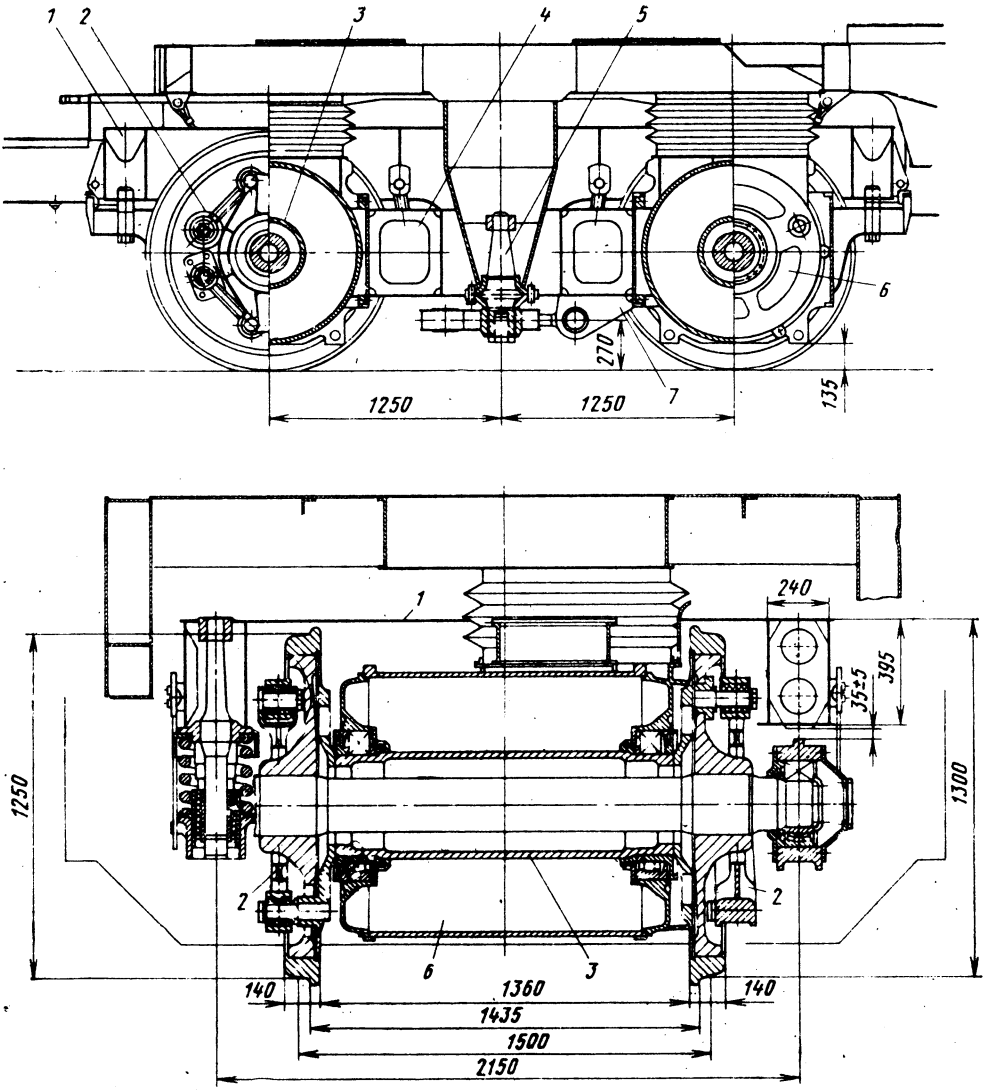


Рис. 13.47. Безредукторный тяговый привод класса III электровоза 85Е0 с асинхронными тяговыми двигателями:

1 — рама тележки; *2* — тяговая муфта поперечной компенсации (шарнирно-поводковая); *3* — полый вал тягового двигателя; *4* — промежуточная продольная балка, соединяющая два двигателя в один блок; *5* — шкворень; *6* — тяговый двигатель; *7* — кронштейн крепления поводка тягового устройства

ки через зубчатую передачу. Число шестерен в кинематической цепи связи двух смежных колесных пар для обеспечения их вращения в одном направлении должно быть нечетным: практически возможно применить одну или три промежуточные шестерни.

Первый локомотив с мономоторными тележками — электровоз BB16500 фирмы Alsthom — был выполнен с одним промежуточным зубчатым колесом по схеме, приведенной на рис. 13.48. Несмотря на большой диаметр промежуточного колеса (почти 1 м), база тележки составляла всего 1608 мм.

Впоследствии этот принцип связи колесных пар был распространен на локомотивы СС10002, СС72000, СС10400, СС21000 с трехосными мономоторными

тележками и унифицированный с ним по механической части электровоз СС6500 (рис. 13.49), где база тележки составляла уже 3216 мм. Вследствие большого диаметра промежуточного колеса улучшаются условия его работы, особенно по нагреву, так как зубья колеса имеют удвоенную частоту повторения рабочего цикла за оборот, воспринимая воздействия от смежных правого и левого зубчатых колес.

Схема с тремя промежуточными шестернями впервые применена на локомотиве ВВ9400 французской фирмы SFAC, а впоследствии — на французском электровозе ВВ15000 той же фирмы. Достоинством ее является большая база тележки, возможность использования конструктивных решений, осуществленных ранее на электровозах ВВ9200, ВВ9300 с индивидуальным приводом той же фирмы, в частности применение надежной передачи Жакмен, более удобное низкое расположение тягового двигателя. Впоследствии эта схема была применена на опытном советском электровозе ВЛ40 и итальянском электровозе Е633.

И тем не менее попытка «дотянуться» от двигателя до колесных пар, используя цилиндрические редукторы, всегда требует известных жертв: либо слишком малая база тележки, либо существенное увеличение числа зубчатых колес, а следовательно, снижение к.п.д. передачи, повышение ее стоимости. Резко упростить схему связи и сделать ее независимой от базы тележки можно, осуществив связь между колесными парами с помощью конических передач.

Значительное распространение получила схема привода класса III, предложенная фирмой Duwag (рис. 13.50), в которой продольно расположенный с рамным подвешиванием двигатель состыкован с двумя коническими ре-

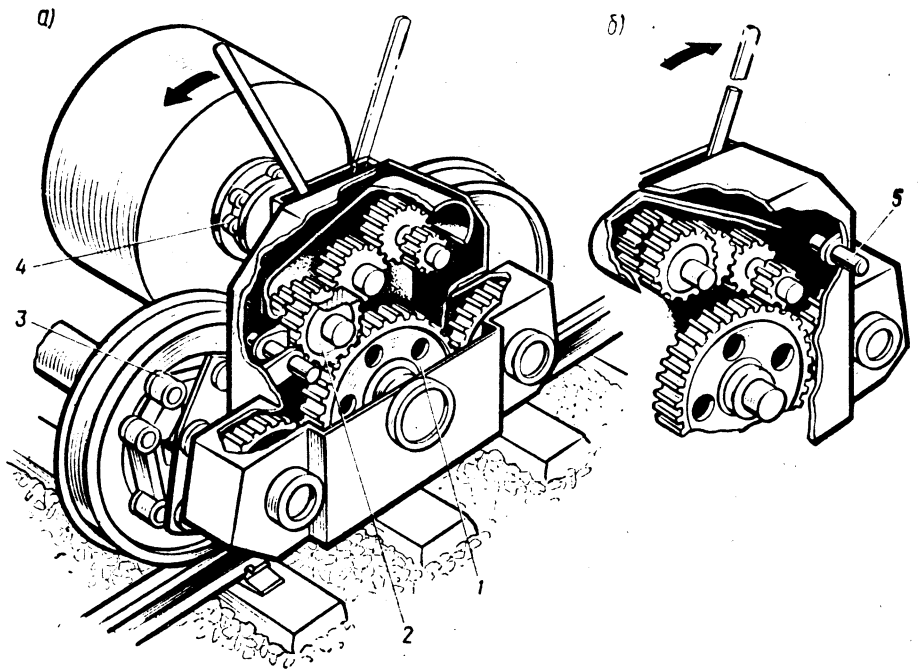


Рис. 13.48. Боковой съемный редуктор электровоза ВВ16500 в положениях, соответствующих пассажирскому (*а*) и грузовому (*б*) режимам:

1 — основной редуктор; *2* — промежуточный редуктор; *3* — шарнирно-поводковая муфта фирмы Alsthom на колесной паре; *4* — то же между валами двигателя и редуктора; *5* — стопор, фиксирующий положение промежуточного редуктора

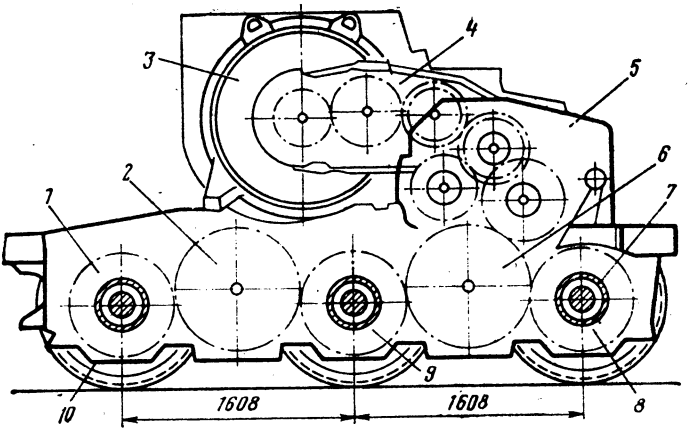


Рис. 13.49. Схема тягового привода мономоторной тележки электровоза СС6500:

1, 8, 9 — ведомые зубчатые колеса; *2, 6* — промежуточные зубчатые колеса; *3* — тяговый двигатель; *4* — вспомогательный редуктор; *5* — редуктор для изменения передаточного числа; *7* — полый вал муфты; *10* — корпус раздаточного редуктора

дукторами также с рамным подвешиванием. Большие зубчатые колеса последних через муфту продольной компенсации соединены с колесными парами. При этом число зубчатых пар передачи равно, как и в индивидуальном приводе, двум. Иногда корпус двигателя используется как часть несущей конструкции тележки. Хотя технологически и конструктивно конический редуктор значительно сложнее цилиндрического, такая схема широко распространена на подвижном составе трамвая и метрополитена, а для привода с асинхронными тяговыми двигателями становится преобладающей.

Применение одного тягового двигателя на тележку создало реальную возможность использования редукторов с изменяемым передаточным отношением, что позволяет иметь два режима работы локомотивов: грузовой (бóльшее передаточное число редуктора) и пассажирский (меньшее). Такими устройствами оборудованы все французские локомотивы с мономоторными тележками, за исключением электровоза BB15000. Как правило, используется качающий механизм изменения передаточного числа, впервые примененный на электровозе BB16500 (см. рис. 13.48, *б*).

Ведущий вал с шестерней введен в постоянное зацепление с двумя шестернями разного диаметра. На валах этих шестерен установлено еще по одной шестерне и диаметры их подобраны таким образом, что одна из пар образует понижающую ступень, а другая — повышающую. Блок шестерен может поворачиваться в пространстве вокруг оси ведущего вала, не теряя зацепления с его шестерней и вводя в зацепление с раздаточным промежуточным зубчатым колесом либо правую (повышающую), либо левую (понижающую) ветвь.

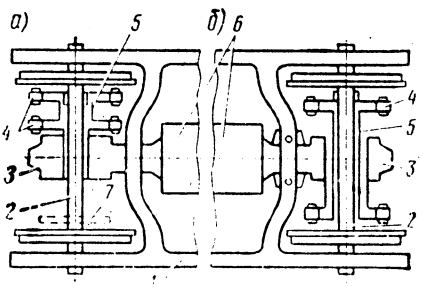


Рис. 13.50. Схемы привода класса III с продольно расположенным тяговым двигателем в случае короткого (*а*) и длинного (*б*) промежуточных валов муфты:

1 — рама тележки; *2* — ось колесной пары; *3* — конический редуктор; *4* — шарнирно-поводковые полумуфты; *5* — промежуточный вал муфты; *6* — тяговый двигатель; *7* — тормозной диск

Существенно меньший момент инерции мономоторной тележки относительно вертикальной оси и повышение точки расположения центра масс тележки приводят к снижению поперечного воздействия на путь. Это чрезвычайно важно для скоростных локомотивов, воздействие которых на путь зачастую яв-

ляется основным органичением для увеличения скорости движения. Снижение числа двигателей благоприятно для локомотивов с асинхронными тяговыми двигателями, для каждого из которых требуется сложный преобразователь. Таким образом, накапливающийся опыт более точно очерчивает сферы эффективного применения подвижного состава с групповым приводом и не подтверждает необходимости полного перехода на мономоторные тележки или полного отказа от них.

Глава 14

КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

§ 14.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОЛЕСНЫХ ПАР

Условия работы. Колесные пары являются одним из наиболее ответственных элементов локомотива, так как от их состояния непосредственно зависит безопасность движения локомотива. Колесные пары передают нагрузки от веса локомотива на рельсы, направляют движение локомотива вдоль рельсовой колеи и при приложении вращающих моментов от двигателей обеспечивают реализацию силы тяги. Помимо указанных нагрузок, колесные пары воспринимают дополнительные динамические силы, связанные с колебаниями локомотива и ударами при движении по рельсовому пути, имеющему неровности, и при наличии неровностей на поверхности колес; при колодочном торможении рабочая поверхность колеса взаимодействует с тормозной колодкой.

Динамические силы взаимодействия колес и рельсов существенно зависят от неподрессоренных масс локомотива, значительную часть которых составляют массы колесных пар. Для снижения этих сил целесообразно уменьшать массу колесной пары.

Силы взаимодействия колес и рельсов, обеспечивающие направление движения локомотива, зависят от конфигурации профиля бандажа, которую следует выбирать так, чтобы обеспечивались безопасность движения и условия устойчивости колес от схода с рельсов.

Взаимные проскальзывания колес, связанные с разностью их диаметров, снижают реализуемую силу тяги. Поэтому целесообразно выбирать такой профиль колеса, чтобы износы поверхности катания в процессе эксплуатации были минимальными.

Основные элементы. Колесная пара (ГОСТ 11018—87) состоит из оси, двух движущих колес и устройств для передачи вращающего момента от тягового электродвигателя или гидропередачи. Конструкция колесной пары определяется видом тяговой передачи, типом подвешивания тягового двигателя и типом колесных центров.

Обычно у колесных пар буксовые шейки расположены снаружи рамы тележки, а движущие колеса — внутри. Колесные пары с внутренними (по отношению к раме тележки) шейками имели некоторые электровозы старой постройки и тепловозы ТГМ1, ТГМ23 с шатунно-спарниковой передачей вращающего момента.

При опорно-осевом подвешивании тягового электродвигателя зубчатое колесо (или колеса) жестко напрессовывают либо на ось колесной пары, либо на удлиненную втулку колесного центра. В последнем случае уменьшаются напряжения в оси, связанные с передачей вращающего момента от зубчатого колеса движущему колесу, и снижается концентрация напряже-

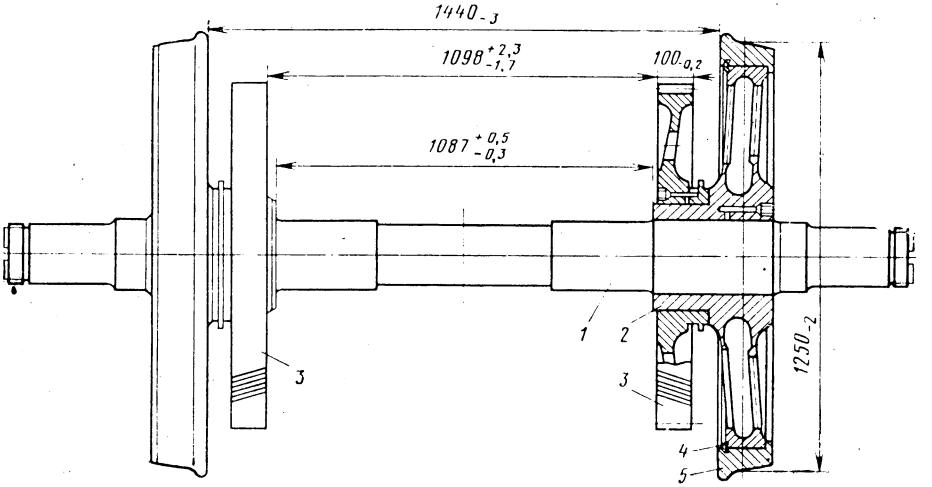


Рис. 14.1. Унифицированная колесная пара электровозов ВЛ60, ВЛ80 и ВЛ10: *1* — ось; *2* — колесный центр; *3* — зубчатые колеса; *4* — бандажное кольцо; *5* — бандаж

ний в сечении оси между колесным центром и зубчатым колесом по сравнению со случаем, когда на ось напрессованы и колесный центр, и зубчатое колесо.

В зависимости от конструкции колесного центра различают колесные пары спицевые, дисковые (литые и катаные) и цельнокатаные. Колесные пары локомотивов с опорно-осевым подвешиванием тяговых электродвигателей достаточно широко унифицированы. Унифицированная колесная пара электровозов ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80 (рис. 14.1) состоит из оси *1*, двух движущих колес, состоящих из колесных центров *2* и бандажей *5* с бандажными кольцами *4*. Зубчатые колеса *3* насажены на удлиненные втулки колесных центров.

Колесные пары тепловозов (рис. 14.2) ТЭ3, 2ТЭ10Л, М62, ТЭ109, ТЭП10 и 2ТЭ116 в основном унифицированы и различаются размерами и формой торца шейки оси. На тепловозах применена односторонняя зубчатая передача, ведомое зубчатое колесо напрессовано на ось колесной пары. Диаметр движущих колес тепловозов по кругу катания равен 1050 мм, у колесной пары электровозов — 1250 мм.

Односторонняя зубчатая передача применена на пассажирских электровозах ЧС1, ЧС2, ЧС3 (рис. 14.3); здесь венец зубчатого колеса *1* прикреплен болтами *2* к конусу *3* колесного центра. Удлиненная ступица *4* служит для посадки подшипников качения редуктора зубчатой передачи.

У тепловозов с гидравлической передачей вращающий момент колесным парам передается редуктором, корпус которого опирается на ось с помощью двух роликовых подшипников. На ось колесной пары насажено цилиндрическое или коническое зубчатое колесо, передающее ей вращающий момент.

О с и. К материалу и технологии изготовления осей колесных пар предъявляют особые требования, так как оси испытывают напряжения, изменяющиеся по знакопеременному симметричному циклу. Особенно опасна концентрация напряжений, которая зависит от качества обработки поверхности, плавности переходов между частями разных диаметров, условий запрессовки на ось сопрягаемых с нею деталей.

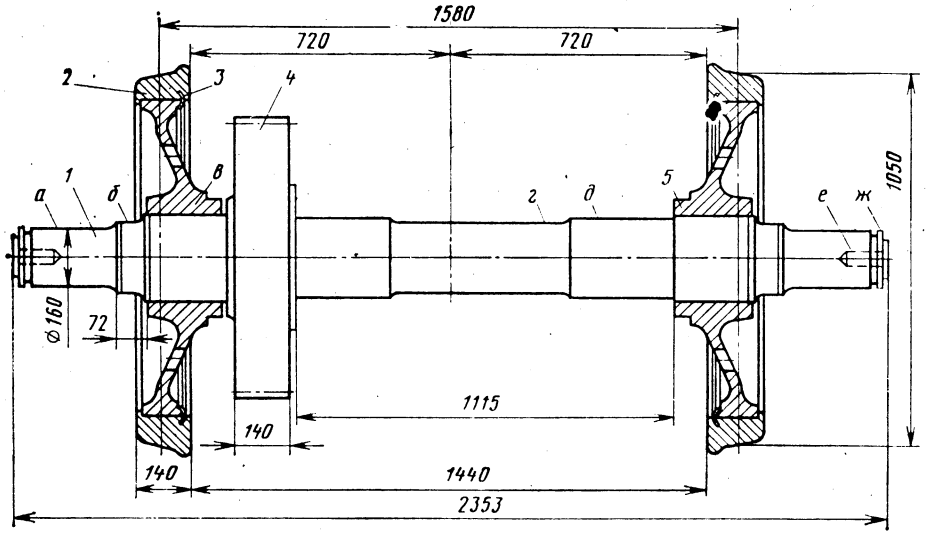


Рис. 14.2. Унифицированная колесная пара тепловозов:

1 — ось; *2* — бандаж; *3* — бандажное кольцо; *4* — зубчатое колесо; *5* — колесный центр; *а* — буксовая шейка; *б* — предподступичная часть; *в* — подступичная часть; *г* — средняя часть оси; *д* — шейка под моторно-осевой подшипник; *е* — выточка торцовая; *ж* — кольцевая проточка

Оси изготовляют из стали Ос. Л. Заготовки осей нормализуют с последующим отпуском. Механические свойства материала заготовок после термической обработки должны соответствовать требованиям ГОСТ 3281—81. При сопряжении частей оси с разными диаметрами для уменьшения концентрации напряжений выполняют плавные переходы (галтели) с возможно бо́льшими радиусами. Обработка галтелей должна иметь повышенную чистоту.

Для повышения сопротивления усталости цилиндрические поверхности оси, кроме средней части, и их галтели упрочняют накаткой роликами с

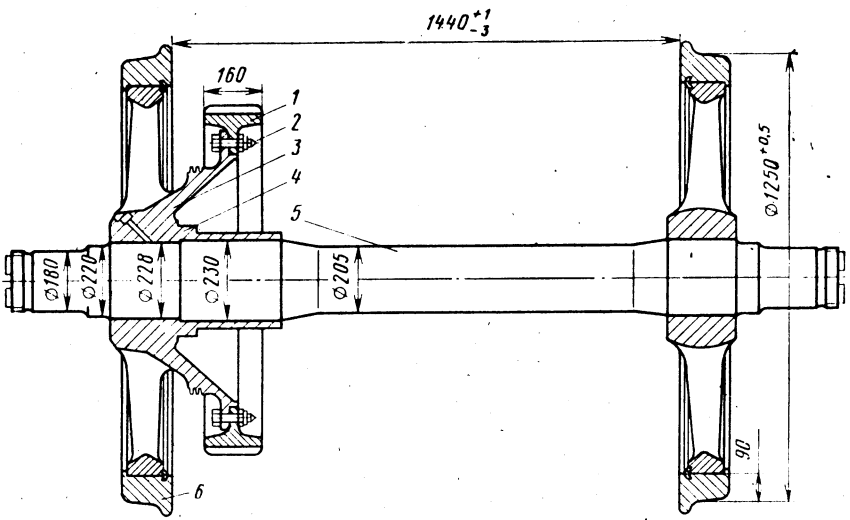


Рис. 14.3. Колесная пара электровозов ЧС1, ЧС2, ЧС3:

1 — венец зубчатого колеса; *2* — призонные болты; *3* — конус колесного центра; *4* — удлиненная ступица; *5* — ось; *6* — бандаж

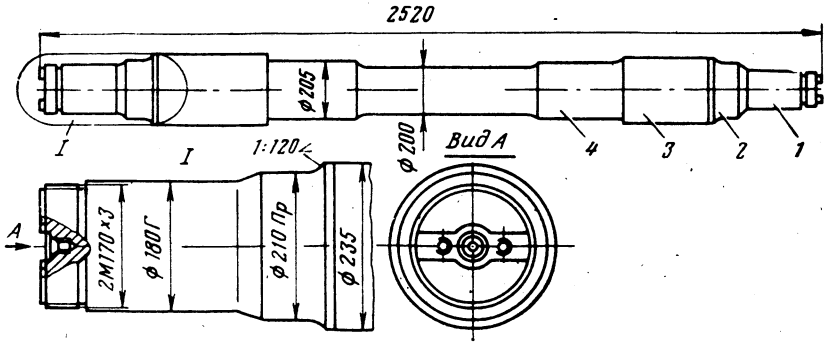


Рис. 14.4. Ось унифицированной колесной пары электровозов ВЛ60, ВЛ80 и ВЛ10: *1* — буксовая шейка; *2* — предподступичная часть; *3* — подступичная часть; *4* — шейка моторно-осевых подшипников

усилием 30—40 кН. При этом предел выносливости стали повышается примерно в 2 раза. После накатки шейки шлифуют.

Ось унифицированной колесной пары электровозов ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80 (рис. 14.4) имеет две буксовые шейки *1* (они служат для монтажа роликовых подшипников буксы), предподступичные части *2* (на них насаживают лабиринтные кольца осевой буксы), подступичные части (на них напрессовывают колесные центры), шейки моторно-осевых подшипников *4* и среднюю часть. Ось унифицированной колесной пары тепловозов имеет те же части. Диаметр подступичной части этой оси такой же, что и у оси электровозной унифицированной колесной пары. Однако у тепловозной оси подступичная часть имеет еще и участок несколько большего диаметра, предназначенный для напрессовки ведомого зубчатого колеса.

У осей колесных пар при рамном подвешивании тяговых электродвигателей нет шеек для моторно-осевых подшипников. В конструкциях с приводом класса II на оси закреплены зубчатые колеса (ТЭ121), в случае привода класса III они отсутствуют и вращающий момент передается непосредственно колесному центру.

На торец оси, а в тех случаях, когда он передает боковое нажатие от колесной пары буксе, на цилиндрический поясок, примыкающий к торцу, наносят маркировку в соответствии с ГОСТ 11018—87.

Колесный центр. На колесный центр действуют силы от посадки бандажа и запрессовки оси колесной пары; он также передает вертикальные и горизонтальные продольные и поперечные силы, действующие между бандажом и осью колесной пары. Колесный центр должен иметь достаточную прочность и жесткость.

На локомотивах применяют спицевые и дисковые (преимущественно литые) колесные центры. Спицевой колесный центр состоит из обода, спиц и ступицы. Такие колесные центры применены на электровозах ВЛ19, ВЛ22м (центр имеет 11 спиц), ЧС2 и ЧС4 (12 спиц), а также на тепловозе ТЭ121.

Унифицированные колесные пары электровозов ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80 имеют литые двухдисковые центры (рис. 14.5). У такого колесного центра предусмотрена удлиненная ступица для посадки зубчатого колеса. Обод и ступицу связывают два диска, имеющие отверстия. Для повышения прочности и жесткости колесного центра диски соединены простенками, играющими роль спиц. В ступице имеется канал, по которому на посадочные поверхности может подаваться масло под давлением для уменьшения усилия распрессовки.

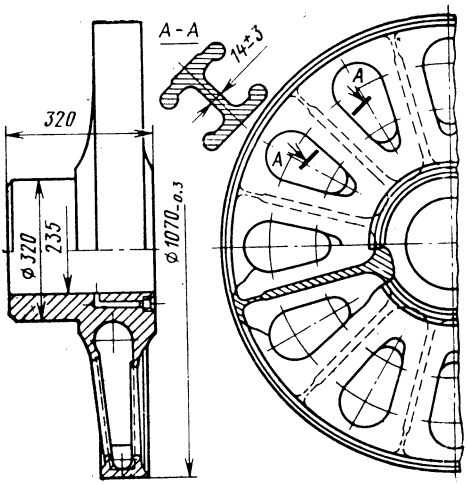


Рис. 14.5. Колесный центр унифицированной колесной пары электровозов ВЛ60, ВЛ80 и ВЛ10

В соответствии с ГОСТ 4491—86 колесные центры отливают из стали 20Л или 25Л. Для снятия внутренних напряжений и получения однородной и мелкозернистой структуры колесные центры подвергают отжигу. После термической обработки механические характеристики стали должны быть не менее указанных:

Сталь	20Л	25Л
Предел текучести, МПа	245	265
Временное сопротивление разрыву, МПа	440	470
Относительное удлинение, %	22	20
Относительное сужение, %	32	30
Ударная вязкость при температуре 20 °С, Дж/см²	49,0	49,0

Колесные пары тепловозов обычно имеют литые дисковые колесные центры (у тепловоза ТЭ121 спицевые колесные центры). У тепловозов с рамным подвешиванием тяговых электродвигателей колесные центры выполнены с приливами для запрессовки пальцев привода.

К о л е с а. На тепловозах ТГМ3 и ТГ1 установлены колесные пары с дисковыми цельнокатаными колесами, изготовленными из мартеновской стали обжимкой под гидравлическим прессом. Использование цельнокатаных колес уменьшает стоимость изготовления колесной пары. При этом масса колесной пары снижается на 400—500 кг (по сравнению с литыми колесными центрами) и упрощается ее формирование. Однако износоустойчивость цельнокатаных колес обычно меньше, чем бандажных; они чаще выходят из строя из-за повреждений поверхности катания. Вместе с тем по соображениям безопасности на высокоскоростном подвижном составе применяют, как правило, безбандажные колеса.

Б а н д а ж и. На бандажи действуют нагрузки от вертикальных и горизонтальных сил взаимодействия колес и рельсов. Напряжения, связанные с действием этих сил в зоне контакта колеса и рельса, могут быть достаточно большими. При прохождении неровностей пути эти силы часто имеют ударный характер. В процессе эксплуатации происходит проскальзывание колес относительно рельсов.

Материал бандажа должен обладать высокой прочностью при растяжении и сжатии, быть достаточно износостойким и вязким, чтобы сопротивляться ударным нагрузкам. Бандажи изготовляют из раскисленной мартеновской стали. Обеспечение одновременно высокой твердости и вязкости достигается введением легирующих добавок и специальной термической обработкой (закалка и отпуск). Для пассажирских локомотивов изготовляют бандажи (ГОСТ 398—81) из стали Ст1, для грузовых и маневровых локомотивов — из стали Ст2 (допускается применять сталь Ст2 для пассажирских локомотивов с нагрузкой от колесной пары на рельсы 200 кН и более).

Таблица 14.1

Марка стали	Временные сопротивления разрыву, МПа	Относительное удлинение, %, не менее	Относительное сужение, %, не менее	Твердость НВ, не менее	Ударная вязкость, МДж/м² при 20°С, не менее
Ст.1	880—1080	12,0	18,0	248	0,3
Ст.2	950—1130	10,0	14,0	269	0,25

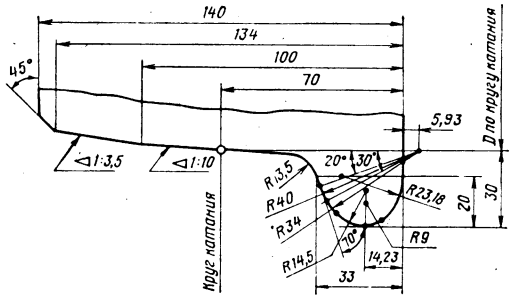


Рис. 14.6. Профиль бандажа

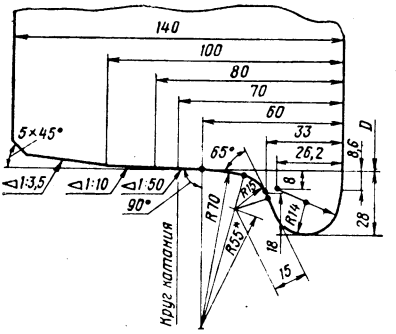


Рис. 14.7. Унифицированный профиль бандажа, разработанный ВНИИЖТом

Механические характеристики материала термически обработанных бандажей должны соответствовать указанным в табл. 14.1.

Ширина локомотивных бандажей 140 мм, толщина новых бандажей на электровозах 90 мм. На тепловозах с диаметром колес 1050 мм толщина бандажа 75 мм. Для уменьшения неподрессоренной массы колесной пары желательно снижать толщину бандажа. Однако это при периодических обточках уменьшает срок его службы.

Профиль бандажа (рис. 14.6) определяется ГОСТ 11018—87. Средняя часть наружной поверхности бандажа (поверхность катания) имеет коничность $^1/_{10}$, что способствует центрированию колесной пары в рельсовой колее и облегчает прохождение кривых. Внешняя часть бандажа имеет коничность $^1/_{3,5}$ и фаску, которые облегчают прохождение стрелочных переводов. Гребень, угол наклона которого к горизонтали составляет 70°, ограничивает поперечные перемещения колесной пары относительно рельсовой колеи.

С целью уменьшения износа гребней бандажей, рельсов и улучшения ходовых качеств локомотивов предложены и другие профили, которые проходят эксплуатационные испытания. Например, на рис. 14.7 приведен унифицированный для колес локомотивов и вагонов профиль, разработанный ВНИИЖТом.

В связи с тем что от состояния колесных пар зависит безопасность движения, требования к колесным парам регламентируются ПТЭ и Инструкцией по формированию и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм.

§ 14.2. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Ось колесной пары рассчитывают на статическую несущую способность и на сопротивление усталости. В качестве наиболее неблагоприятного режима рассматривают движение в кривой. Принимают во внимание статические и динамические нагрузки от подрессоренной части, непогашенную центробежную силу и ветровую нагрузку, горизонтальные поперечные силы взаимодействия колесной пары с рельсами и рамой тележки, силы, связанные с работой тяговых двигателей, и силы инерции неподрессоренных масс.

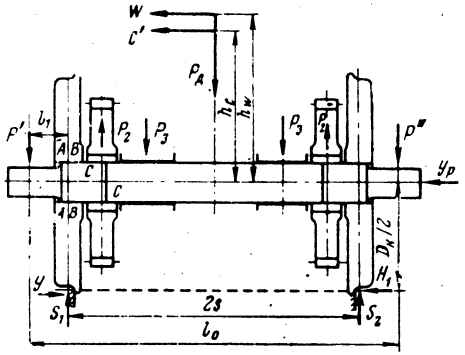


Рис. 14.8. Схема нагрузок, приложенных к оси колесной пары

Схема нагрузок, приложенных к оси при опорно-осевом подвешивании тяговых электродвигателей и двусторонней зубчатой (тяговой) передаче, приведена на рис. 14.8. Нагрузки P' на внешнюю и P'' на внутреннюю по отношению к кривой шейки:

$$P' = P_{ст} + P_{дв} + P_c + P_w + P'_и;$$

$$P'' = P_{ст} + P_{дв} - P_c - P_w + P''_и,$$

где $P_{ст}$ — статическая нагрузка от веса обрессоренной части; $P_{дв}$ — динамическая добавка от колебаний надрессорного строения; $P_{дв} = \kappa_{дв} P_{ст}$, где $\kappa_{дв}$ — коэффициент динамической добавки вертикальных сил определяется по формуле (см. § 9.2) или берется приближенно равным 0,3.

Нагрузки на шейки соответственно от действия ветра на боковую поверхность надрессорного строения P_w и от действия непогашенной возвышением наружного рельса центробежной силы P_c:

$$P_w = Wh_w/l_0; \quad P_c = C'h_c/l_0,$$

где $W = q_в S$ (здесь S — площадь боковой поверхности надрессорного строения; $q_в$ — интенсивность давления ветра на боковую поверхность, для обычных условий $q_в = 500$ Па); h_w и h_c — высота приложения соответственно сил W и C' над центрами колес; l_0 — расстояние между серединами шеек.

Коэффициент, учитывающий перегрузку рессорного подвешивания при крене надрессорного строения,

$$\kappa = 1/(1 - 4\frac{h_c}{l_0} \cdot \frac{f_{ст}}{l_0}),$$

где $f_{ст}$ — статический прогиб рессорного подвешивания; $h_c/l_0 = 0{,}6 \div 0{,}8$.

Сила инерции буксового узла

$$P'_и = mj_v g,$$

где m — масса буксового узла; j_v — коэффициент вертикального ускорения буксы.

Как и коэффициент горизонтального ускорения колесной пары j_h, коэффициент j_v в долях g в зависимости от массы колесной пары $m_{кп}$ принимает следующие значения:

$m_{кп}$, т . . .	1,6	2,0	3,0	4,0	5,6
j_v	10,5	9,5	8,4	7,7	7,0
j_h	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55

Инерционные нагрузки определяются произведением неподрессоренных масс на их ускорения. Принимается, что вертикальный импульс получает только одно колесо, наибольшее ускорение приобретает его буксовый узел, а ускорение другого колеса равно нулю. Считают, что ускорения по длине колесной пары распределены по линейному закону.

Силы P_2, передающиеся от зубчатых колес оси колесной пары, равны вертикальным усилиям Z, передающимся от ведущей шестерни зубчатому колесу,

$$P_2 = Z = F_{кп} D_к/(4R_з),$$

где $F_{кп}$ — касательная сила тяги, развиваемая одной колесной парой; $R_з$ — радиус зубчатого колеса.

Направление силы P_2 зависит от направления движения локомотива. Более неблагоприятным в отношении прочности оси является случай, когда сила направлена вверх, а колесная пара находится впереди тягового двигателя.

Усилие P_3, действующее на ось через моторно-осевые подшипники,

$$P_3 = R_A + P_3' + P_3''. \qquad (14.1)$$

Составляющая R_A реакции Z', передающейся от зубчатого колеса ведущей шестерне ($Z' = Z$),

$$R_A = Z'(L - R_3)/L = F_{кп}D_к(L - R)/(4R_3L),$$

где L — расстояние от оси колесной пары до оси подвешивания тягового электродвигателя к раме.

Составляющие веса P_3' и силы инерции P_3'' двигателя (предполагается, что на каждую шейку действует четверть соответствующей силы):

$$P_3' = 0{,}25G_д;\ P_3'' = 0{,}25G_д j_0,$$

где $G_д$ — вес тягового электродвигателя; $j_0 \approx 0{,}5j_р$.

Боковое давление рельса на набегающее колесо

$$Y' = Y_р + Y_i + F_1.$$

Горизонтальная поперечная сила, передающаяся колесной паре от рамы тележки,

$$Y_р = \kappa_h \cdot 2П,$$

где κ_h — коэффициент рамной силы ($\kappa_h = 0{,}3 \div 0{,}6$); $2П$ — нагрузка от колесной пары на рельсы.

Поперечная сила инерции колесной пары и жестко связанных с ней частей, возникающая при прохождении горизонтальных неровностей пути,

$$Y_i = Mj_h\, g,$$

где M — масса необрессоренных частей, отнесенных к одной оси; j_h — коэффициент горизонтального ускорения колесной пары в долях g.

Поперечная составляющая силы трения внутреннего колеса о рельс

$$F_1 = 2Пf_{тр} \cdot 0{,}5,$$

где $f_{тр}$ — коэффициент трения колес о рельсы, равный 0,15—0,25.

Вертикальные реакции рельсов определяются из условий равновесия колесной пары и по этим данным строится эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

В горизонтальной плоскости ось испытывает изгиб от действия сил тяги, которые создаются в опорных точках движущих колес на рельсы и передаются на ось в плоскости движущих колес. Кроме того, на нее действуют реакции со стороны рамы; считают, что они приложены к серединам буксовых шеек. Максимальное значение силы тяги по условиям сцепления

$$F_к = 0{,}5 \cdot 2П\psi = П\psi,$$

где ψ — коэффициент сцепления.

Обозначив изгибающий момент в вертикальной плоскости $M^в$ и в горизонтальной $M^г$, получим в каждом сечении результирующий изгибающий момент

$$M_и = \sqrt{(M^в)^2 + (M^г)^2}.$$

При действии на ободе движущего колеса силы тяги $F_к$ на ось на участках между движущими и зубчатыми колесами действует крутящий момент

$$M_к = 0{,}5F_кD_к.$$

По третьей теории прочности при действии изгибающего момента $M_и$ и крутящего момента $M_к$ расчетный момент $M_{пр\,III}$ и наибольшие напряжения в рассматриваемом сечении:

$$M_{пр\,III} = \sqrt{M_и^2 + M_к^2}; \quad \sigma_{max} = M_{пр\,III}/W \leqslant [\sigma].$$

Для оценки статической несущей способности оси принимают допускаемые напряжения $[\sigma] = 110 \div 120$ МПа либо находят коэффициент запаса прочности $n_\sigma = \sigma_т/\sigma_{max}$ при $\sigma_т = 294 \div 314$ МПа для осевой стали $n_\sigma \geqslant 2{,}7$.

Напряжения в материале оси изменяются по знакопеременному симметричному циклу, поэтому обязателен расчет оси на сопротивление усталости. За расчетный принят режим движения в кривой радиусом 600 м с конструкционной скоростью. Так как в этом случае напряжения от действия сил тяги невелики, то при расчете учитывают только изгибающие моменты, действующие в вертикальной плоскости.

В качестве расчетных принимаются следующие сечения: в плоскости, проходящей через торец внутреннего кольца подшипника; в зоне переходной галтели к предподступичной части; в зоне перехода к подступичной части; подступичной части в плоскости круга катания колеса; в плоскости между колесным центром и зубчатым колесом; в средней плоскости зубчатого колеса; по галтели перехода к шейке моторно-осевого подшипника; по центру шейки моторно-осевого подшипника; в зоне перехода к средней части оси.

При расчете на сопротивление усталости пределы выносливости и запасы прочности принимают соответственно [19] $n_ш \geqslant 2$ для шейки $\sigma_{-1ш} = 148$ МПа, $n_п = 1{,}3 \div 1{,}5$ для подступичной части $\sigma_{-1п} = 143$ МПа, $n_с = 1{,}3 \div 1{,}5$ для средней части оси $\sigma_{-1с} = 148$ МПа.

§ 14.3. ФОРМИРОВАНИЕ КОЛЕСНЫХ ПАР

Формированием колесных пар называется процесс их сборки из новых элементов. Он включает в себя насадку бандажа на колесный центр (для бандажных колес), колесного центра на ось колесной пары и зубчатого колеса на ось или удлиненную втулку колесного центра.

Насадка бандажа на колесный центр производится тепловым способом. Для обеспечения необходимой плотности насадки (натяга) внутренний диаметр бандажа должен быть меньше диаметра обода центра на 1,2—1,6 мм на каждые 1000 мм диаметра обода. Чтобы износ был равномерным, твердость бандажей колесной пары не должна различаться более чем на 20 единиц по Бринеллю.

В установленный горизонтально и нагретый до температуры 250—320 °С бандаж заводят колесный центр до упора в бурт бандажа. В канавку бандажа заводится бандажное кольцо, предотвращающее его сползание с колесного центра. Температура бандажа при этом должна быть не меньше 200 °С, а концы заведенного кольца должны примыкать один к другому без зазора. Прижимной бурт бандажа для плотной установки кольца в канавке обжимают роликом на специальном станке с усилием на ролик не более $50 \cdot 10^4$ Н. Плотность насадки бандажа после его остывания проверя-

ют, нанося удары молотком: при плотной посадке возникает чистый металлический звук.

Оси, зубчатые колеса и бандажи до формирования колесных пар должны быть подвергнуты магнитной или ультразвуковой дефектоскопии.

Колесные центры с осью соединяют запрессовкой в холодном состоянии или термическим способом. Запрессовка производится на гидравлическом прессе, оборудованном манометром и самопишущим прибором для записи диаграммы запрессовки (графика зависимости усилия от перемещения оси относительно центра). Колесо и ось подбирают так, чтобы диаметр подступичной части оси превышал диаметр внутренней поверхности ступицы центра на 0,25—0,35 мм для унифицированной колесной пары электровозов и на 0,18—0,30 мм для тепловозов. Посадочные поверхности тщательно очищают, протирают насухо и смазывают натуральной олифой или растительным маслом.

Наибольшие усилия в конце запрессовки (и для электровозов и для тепловозов) на каждые 100 мм диаметра оси должны быть: при насаженном бандаже на центр $44{,}1 \cdot 10^4$ Н (45 тс) — $63{,}6 \cdot 10^4$ Н (65 тс), без бандажа $39{,}2 \cdot 10^4$ Н (40 тс) — $58{,}8 \cdot 10^4$ Н (60 тс).

Диаграмма запрессовки считается удовлетворительной, если она имеет вид плавно нарастающей выпуклой кривой. Резкие колебания усилия свидетельствуют о наличии неровностей на посадочных поверхностях, которые являются концентраторами напряжений и могут привести к излому оси. При такой диаграмме колесная пара бракуется.

Тепловая посадка колесного центра на ось применяется на тех колесных парах, у которых имеются каналы для подачи масла под давлением в зону соединения оси со ступицей. Для посадки на ось колесо нагревают до температуры 240—260 °С (натяг, например, для тепловозов ТЭП60, ТГ16, М62 берется 0,16—0,22 мм). Предварительно подступичную часть оси покрывают герметизирующим эластомером ГЭН-150(В). Качество сопряжения оси с колесом проверяют на гидравлическом прессе, прикладывая осевое усилие (65 ± 2) тс на каждые 100 мм диаметра подступичной части оси; записывают диаграмму. Сдвиг оси относительно ступицы при этом не допускается.

В унифицированных колесных парах электровозов ВЛ60, ВЛ80, ВЛ10 зубчатое колесо на удлиненную втулку колесного центра напрессовывается усилием 500—800 кН. Допускается тепловая посадка зубчатого колеса с натягом 0,20—0,28 мм, которая должна проверяться контрольной распрессовкой усилием 300—400 кН.

На оси колесных пар тепловозов посадка зубчатых колес производится тепловым способом при натяге 0,12—0,16 мм и нагревании колеса до температуры 170—200 °С.

Полностью сформированные колесные пары обтачивают по поверхности катания и внутренним граням бандажей.

§ 14.4. РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗОНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА И РЕЛЬСА

Местные напряжения в зоне контакта колеса и рельса имеют существенное значение для их прочности. Кроме того, от этих напряжений зависят силы сцепления между колесом и рельсом.

При неизношенных поверхностях катания колеса и рельса можно, пренебрегая малой коничностью поверхности катания колеса, рассматривать их как два соприкасающихся цилиндра со взаимно перпендикулярными осями. Главные радиусы кривизны (см. § 8.5) для колеса $\rho_{11} = R$, $\rho_{12} = \infty$ и для рельса $\rho_{21} = r$, $\rho_{22} = \infty$; главные кривизны $\kappa_{11} = 1/R_б$, $\kappa_{21} =$

$= 1/r$, $\kappa_{12} = \kappa_{22} = 0$, где $R_б$ — радиус среднего круга катания колеса; r — радиус головки рельса.

Угол между главными плоскостями кривизны (радиусы ρ_{11} и ρ_{21}) равен $\pi/2$. Формулы для определения вспомогательного угла ψ и полуосей эллиптической площадки контакта (см. с. 181) в данном случае принимают вид:

$$\cos\psi = \left|\frac{\kappa_{11}-\kappa_{21}}{\kappa_{11}+\kappa_{21}}\right|;$$

$$a = \alpha\sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)P}{E(\kappa_{11}+\kappa_{21})}};\quad b = \beta\sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)P}{E(\kappa_{11}+\kappa_{21})}}.$$

Наибольшее напряжение в центре площадки контакта (см. § 8.5)

$$p_0 = 3P/(2\pi ab).$$

Для электровоза ВЛ80 при статической нагрузке колеса на рельс $П = 115$ кН (11,5 тс) и радиусе $R_б = 0{,}625$ м; принимая, что радиус средней части поверхности катания головки рельса $r = 0{,}3$ м, получим:

$$\psi = \arccos\frac{0{,}625-0{,}3}{0{,}625+0{,}3} = 69{,}5°;\quad \alpha = 1{,}29;\ \beta = 0{,}798,$$

$$a = 1{,}29\sqrt[3]{\frac{3(1-0{,}3^2)\,115\cdot10^3\cdot0{,}625\cdot0{,}3}{2\cdot10^{11}(0{,}625+0{,}3)}} = 1{,}29\cdot6{,}81\cdot10^{-3} = 8{,}8\cdot10^{-3}\text{ м};$$

$$b = 0{,}798\cdot6{,}81\cdot10^{-3} = 6{,}1\cdot10^{-3}\text{ м};$$

$$p_0 = 1{,}5\frac{115\cdot10^3}{\pi\cdot8{,}8\cdot6{,}1\cdot10^{-6}} = 1{,}02\cdot10^9\text{ Н/м}^2 = 1020\text{ МПа}.$$

Полученные напряжения превышают временное сопротивление бандажа. Такие высокие напряжения материал бандажа и рельса может выдержать без появления остаточных деформаций потому, что он находится в напряженном состоянии, близком к равномерному сжатию.

Точка, в которой эквивалентное напряжение будет наибольшим, находится на глубине $h \approx 0{,}4a = 3{,}5$ мм. Наибольшее эквивалентное напряжение по третьей теории прочности $\sigma_{экв\,III} \approx 0{,}63p_0 = 640$ МПа. Наибольшие касательные напряжения в этой точке $\tau_{max} \approx 0{,}315p_0 = 320$ МПа.

Указанные напряжения увеличиваются в связи с динамическим действием нагрузки и касательных сил при реализации силы тяги. Столь значительные напряжения вызывают появление в головке рельса и в бандаже пластических деформаций.

Для снижения контактных напряжений радиус средней части поверхности катания головки рельсов типов Р50 и Р65 шириной 20 мм принят равным 500 мм. В рассмотренном примере наибольшее напряжение на площадке контакта при этом снижается до $p_0 = 950$ МПа. В процессе эксплуатации профиль поверхности катания бандажей приближается к очертанию головки рельса, форма площадки контакта — к прямоугольнику, ширина которого определяется шириной головки рельса, а длина вдоль рельса $2b$ может быть определена для случая соприкосновения цилиндра с плоскостью. Наибольшее давление определяется по формуле (8.30). В указанном случае напряжения получаются меньшими, чем при неизношенных бандажах.

В известных пределах отношения $r/R_б$ действительно [23] соотношение

$$p_0 = \kappa\sqrt[3]{q_к},$$

где κ — коэффициент пропорциональности; $q_к$ — нагрузка на единицу длины диаметра колеса.

Из этого соотношения следует, что для уменьшения контактных напряжений целесообразно увеличивать диаметр колеса. Так, для рассмотренного выше примера ($P = 115$ кН, $r = 0{,}5$ м) при радиусе $R_б = 0{,}525$ м получим $p_0 = 1010$ МПа, а при $R_б = 0{,}625$ м $p_0 = 950$ МПа.

При уменьшении удельных давлений, связанном с увеличением диаметра колеса, можно ожидать увеличения коэффициента сцепления. Так, при изменении диаметра бандажа с 0,8 до 1,2 м коэффициент сцепления увеличивается на 10% [30].

Следует также принимать во внимание, в особенности для высокоскоростных локомотивов, что увеличение диаметров колес приводит к повышению неподрессоренной массы колесной пары.

§ 14.5. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ КОЛЕСНЫХ ПАР И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА

Все современные локомотивы имеют буксы с роликовыми подшипниками. Применение подшипников качения обеспечивает по сравнению с подшипниками скольжения меньшее сопротивление движению, экономию цветных металлов, смазочных и подбивочных материалов, облегчает обслуживание букс в эксплуатации.

Буксы электровозов ВЛ80, ВЛ10 (рис. 14.9) имеют литой корпус *7*, в расточку которого устанавливают подшипники с цилиндрическими роликами *3* и *6*. Наружные кольца подшипников расположены между передней *8* и задней *2* крышками, которые к корпусу буксы крепятся болтами. Внутренние кольца подшипников горячей посадкой (нагревают до температуры 120 °С) монтируют на шейке оси и плотно зажимают между упорным кольцом *1* и гайкой *9*. Натяг при этом 0,04—0,06 мм. Расстояние между наружными и внутренними кольцами подшипников фиксируется дистанционными кольцами *4* и *5*, ширина которых определяет продольный осевой разбег буксы на оси, равный 0,5—1,0 мм (в буксах средних колесных пар трехосных тележек для облегчения вписывания в кривые предусматривается осевой разбег буксы по отношению к оси колесной пары 14—16 мм на сторону). Боковые силы от рамы тележки к колесной паре в буксе рассматриваемой конструкции передаются через торцы роликов, бурты колец и съемное упорное кольцо.

В ряде конструкций букс передача боковых (по отношению к раме тележки) сил цилиндрическими роликовыми подшипниками не предусматривается. Для этого устанавливают осевые жесткие (тепловоз ТЭ3) или упругие (тепловозы 2ТЭ10Л, 2ТЭ116) упоры. В буксе тепловоза ТЭП70 используется для этой цели упорный шариковый подшипник, установленный непосредственно на шейке оси.

Рекомендуется следующий порядок выбора и расчета буксовых подшипников [26]. Намечается тип и число подшипников на шейке оси и устанавливается требуемая расчетная долговечность подшипника L в кило-

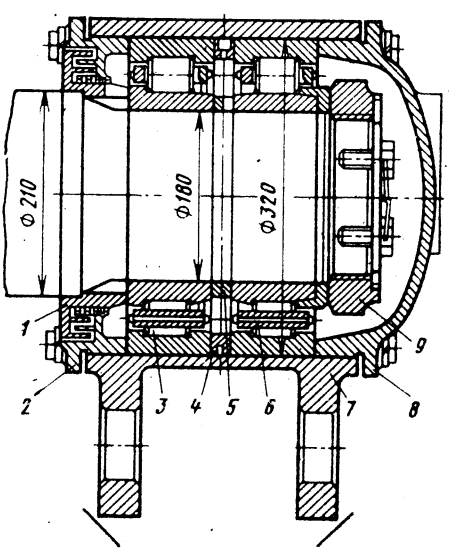


Рис. 14.9. Подшипниковый узел буксы колесной пары электровозов ВЛ80 и ВЛ10

метрах пробега. Определяется статическая радиальная сила, действующая на один подшипник,

$$Q_{ст} = (2П - q_н)/m,$$

где $q_н$ — вес частей, нагрузка от которых не передается на подшипники (колесной пары, части тяговой передачи, внутренних колец подшипников, лабиринтных колец и др.); m — число роликовых подшипников, воспринимающих радиальную силу, в двух буксах.

Вычисляется эквивалентная динамическая сила, действующая на один подшипник,

$$Q_{экв} = Q_{ст}\kappa_к\kappa_t\kappa_б,$$

где $\kappa_к$ — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца $\kappa_к = 1{,}0$); κ_t — температурный коэффициент (для подшипников, работающих в буксовых узлах железнодорожного подвижного состава, при максимальной допустимой температуре 100 °С $\kappa_t = 1{,}0$); $\kappa_б = 1{,}3$ — коэффициент безопасности.

Определяется необходимая динамическая грузоподъемность подшипника C (в соответствии с ГОСТ 18855—73 динамическая грузоподъемность C радиальных и радиально-упорных подшипников есть постоянная радиальная нагрузка, которую группа идентичных подшипников сможет выдержать в течение расчетного срока службы, соответствующего 1 млн. оборотов внутреннего кольца), кН:

$$C = Q_{экв}\sqrt[10/3]{L/(\pi D_к \cdot 10^3)},$$

где $D_к$ — диаметр круга катания колес с учетом допускаемого среднего износа бандажей, м.

По ранее намеченному типу подшипников, внутреннему диаметру подшипника и найденной динамической грузоподъемности в таблицах справочника-каталога подбираются номер (условное обозначение) подшипника и его габаритные размеры.

Для выбранного подшипника расчетная долговечность

$$L = (C/Q_{экв})^{10/3}\ \pi D_к \cdot 10^3.$$

Динамическая грузоподъемность выбранного подшипника для стандартных подшипников берется из справочника-каталога, для нестандартных вычисляется по ГОСТ 18855—82 или используются ее значения по данным ВНИИПа.

Подшипники с цилиндрическими роликами, у внутренних колец которых имеется борт или приставное упорное кольцо, подлежат проверке на соответствие допускаемой осевой грузоподъемности $A_{доп}$ действующим осевым силам, кН:

$$A_{доп} = (pv_c)\lambda/n,$$

где pv_c — безразмерный параметр, характеризующий термическое состояние подшипника: $pv_c = 1{,}5$; λ — безразмерный параметр, влияющий на восприятие осевой силы ($\lambda = 7000$ при внутреннем диаметре подшипника 130—150 мм); n — частота вращения подшипника, об/мин (вычисляется при конструкционной скорости для движения в прямых участках пути и при скорости 27,8 м/с в кривых).

Подшипниковые узлы колесных пар высокоскоростного тягового подвижного состава в большинстве случаев имеют двойные конические подшипники.

Глава 15

РАМЫ ТЕЛЕЖЕК И КУЗОВА ЛОКОМОТИВОВ

§ 15.1. КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ РАМ ТЕЛЕЖЕК

Рама тележки локомотива — основной несущий узел тележки, предназначена для размещения элементов тягового привода, тормозного оборудования и рессорного подвешивания.

На раму тележки через центральное рессорное подвешивание передается вес кузова. Через элементы первичного рессорного подвешивания силы тяжести кузова, самой рамы и оборудования тележки, находящегося на раме, передаются на буксы колесных пар. Силы тяги и торможения, развиваемые каждой колесной парой, передаются на раму через элементы ее связей с буксами, а затем через элементы связей рамы тележки с кузовом — на раму кузова и далее на автосцепку. В старых конструкциях (электровозы ВЛ19, ВЛ22, ВЛ8) сила тяги передавалась на автосцепку через раму тележки. При движении тележки по прямому или кривому участку пути рама тележки воспринимает силы, действующие от колесных пар при взаимодействии их с рельсами в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Рамы тележек (рис. 15.1) обычно состоят из продольных *1* и поперечных *2* балок. Иногда у брусковых и листовых рам эти балки называют боковыми рамами (боковинами) и междурамными креплениями. Взаимное расположение основных элементов рам тележек — балок — составляет компоновочную схему рамы (рис. 15.2). Для соединения продольных и поперечных балок рамы с колесными парами, тяговым приводом и кузовом необходимы элементы, жестко связанные с балками; поэтому на компоновочных схемах они изображены в виде стержней, примыкающих к балкам.

Выбор компоновочной схемы тележки, а следовательно, и рамы в большой степени определяется требуемыми по техническому заданию конструкционной скоростью и силой тяги, развиваемой электровозом при номинальном режиме движения.

При одинаковом количестве движущих осей длина электровоза на трехосных тележках иногда будет меньше, чем на двухосных, однако по воздействиям на путь при высоких скоростях движения, а также по условиям вписывания в кривые электровозы с двухосными тележками обладают неоспоримыми преимуществами. Это привело к тому, что все современные электровозы строят с двухосными тележками.

Двухосные тележки имеют легкую раму и наименьшую базу; оказывается возможным автоматизировать технологический процесс производства их рам и создать унифицированный ряд тележек для электровозов и тепловозов с электрической передачей.

В качестве примера можно рассмотреть тележку итальянского электровоза Е444 (рис. 15.2, *з*), имеющую малую базу. В ней рама по компоновочной схеме представляет собой замкнутый контур, состоящий из двух продольных и двух концевых балок. Сила тяги передается на кузов с помощью тяг, которые крепятся к раме. Из-за отсутствия центральной шкворневой балки оказалось возможным расположить двигатели близко друг к другу и в центре тележ-

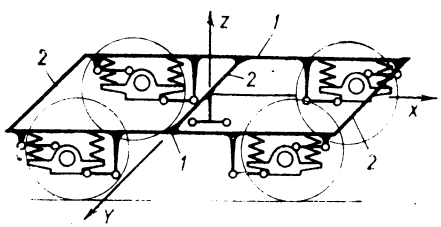


Рис. 15.1. Пространственная компоновочная схема рамы тележки электровоза ВЛ85

ки, что обеспечивает минимальный момент инерции тележки относительно вертикальной оси. Вес двигателей передается через элементы болтового крепления на продольные балки. Соединение продольных балок остовом двигателей увеличивает жесткость рамы на скручивание от кососимметричной нагрузки.

Подобная схема применена для тележки перспективного электровоза с асинхронными тяговыми двигателями, разрабатываемого фирмой «Шкода» (рис. 15.2, *и*). В этой тележке блок тяговых двигателей опирается на концевые балки и благодаря безредукторной тяговой передаче располагается близко к центру тележки, обеспечивая таким образом ее минимальные базу и момент инерции.

Следует отметить, что многие конструкторские организации разрабатывают варианты безрамных тележек для высокоскоростного подвижного состава. В одних случаях в качестве рамы используются остовы тяговых двигателей, в других — все оборудование тележки, за исключением колесных пар с рессорным подвешиванием, переносят на раму кузова.

С целью максимального снижения собственной массы рамы, улучшения звукоизолирующих и шумопоглощающих свойств, использования собственной упругости рамы в качестве первичной ступени подвешивания ведутся работы по созданию рам тележек из композиционных волокнистых синтетических материалов.

Рамы тележек имеют разнообразные конструкции, что определяется совокупностью действующих на раму сил, устройством располагаемого на ней оборудования, а также принятой технологией изготовления.

Рамы первых советских электровозов С^{с}, ВЛ19, ВЛ22, ВЛ23 проектировались с учетом технологии, по которой изготовляли главные рамы паро-

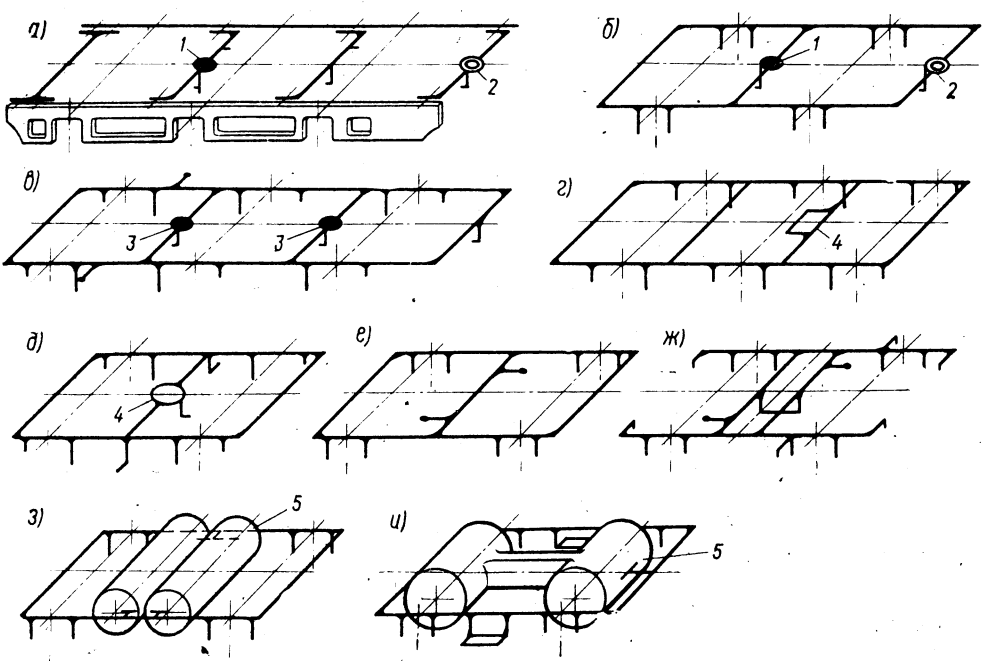


Рис. 15.2. Компоновочные схемы рам тележек электровозов ВЛ23 (*а*), ВЛ8 (*б*), ВЛ60 (*в*), ЧС4 (*г*), ВЛ80 (*д*), ЧС1 (*е*), Е444 (*з*), 85Е (*и*) и электропоездов ЭР2 (*ж*):

1 — плоская опора; *2* — межтележечная связь; *3* — гнездо под резиновый конус; *4* — гнездо под шкворень; *5* — спаренные тяговые двигатели

возов. Их выполняли из стального бруса толщиной свыше 100 мм, в котором для снижения веса боковин и расположения элементов рессорного подвешивания вырезались окна. Боковины этих рам соединяли с помощью концевых и поперечных литых балок группой призонных (с плотной посадкой) болтов. Эти крепления при строгом соблюдении технологии сборки обеспечивали достаточную прочность, но трудоемкость изготовления рам была велика. Кроме того, во время эксплуатации места крепления боковин с поперечными балками необходимо было постоянно осматривать, в случае ослабления болтов заменять их, а это достаточно трудоемкая операция.

Для снижения трудоемкости изготовления, повышения производительности труда и увеличения надежности самой рамы на НЭВЗе была разработана конструкция литой рамы для электровоза ВЛ8.

Несмотря на ряд преимуществ (большая жесткость в горизонтальной плоскости, возможность распределять при проектировании металл по длине рамы, добиваясь требуемой прочности, наличие слоя кремнезема как защиты от коррозии), цельнолитые рамы распространения не получили. Большой процент брака и трудности контроля качества литья, особенно во внутренних полостях, заставили отказаться от этой технологии и перейти на более перспективную — изготовление рам с помощью сварки. Кроме того, рост скоростей движения на железных дорогах приводил к необходимости снижения массы тележки.

Однако отсутствие в те годы опыта проектирования, изготовления и испытания сварных рам, предназначенных для работы в условиях постоянно действующих динамических нагрузок, привели к большим трудностям в эксплуатации первых электровозов Н60, а затем ВЛ60 и электропоездов ЭР1 из-за недостаточной их надежности.

Многие годы происходила экспериментальная отработка, доводка конструкции и технологии изготовления рам на НЭВЗе и РВЗ с привлечением научных сотрудников МИИТа, РФ ВНИИВа, ВЭлНИИ, ВНИИЖТа.

Рассмотрим конструктивные особенности рам электроподвижного состава, эксплуатируемого на отечественных железных дорогах. На продольных балках рам электровозов ВЛ80 (рис. 15.3, *а*) или ВЛ10, электропоездов ЭР2, ЭР200 предусмотрены кронштейны для крепления к ним различного оборудования. Через кронштейны на балки передаются различные по характеру силы. Кронштейны крепят с помощью сварки или болтовыми соединениями к специальным платам, приваренным к балкам. Такой способ крепления технологичен, но при этом нарушается сплошность металла балок, создаются местные изменения жесткости, что снижает надежность рамы в целом.

Наиболее ответственными узлами на продольных балках являются кронштейны, осуществляющие связь рамы с буксами и передающие силы тяги и торможения. Эти кронштейны могут быть выполнены в виде челюстных направляющих (моторная тележка электропоезда ЭР2, рис. 15.3, *б*), цилиндрических направляющих — шпинтоны как на электровозах серий ЧС1, ЧС2, ЧС3, ЧС7, ЧС8, кронштейнов различных форм для поводковых букс (рис. 15.3, *а* и *в*). Последняя конструкция получила наибольшее распространение, и практически все локомотивы и моторные вагоны, выпускаемые в нашей стране, имеют поводковые буксы. Для крепления поводков к раме используют кронштейны, которые охватывают продольную балку рамы (электропоезд ЭР200, см. рис. 15.3, *в*) или привариваются к нижнему листу продольной балки (электровоз ВЛ80, см. рис. 15.3, *а*). Для создания прочного соединения длина сварного шва должна быть строго определенной и поэтому кронштейны имеют большие привалочные поверхности, а в некоторых случаях (рама тележки ЭР200) — внутренние вырезы под сварной шов на поверхности кронштейна.

Кронштейны, имея сложную форму, должны обладать большой жесткостью на изгиб при наименьшей массе. Как правило, их выполняют литыми из стали марки 25ЛКII. Такие же требования предъявляются к центральной поперечной (шкворневой) балке рамы тележки восьмиосных электровозов. Она также выполняется литой и присоединяется к продольным балкам с помощью цапф, которые прошивают балки, и внешними швами по окружности цапф привариваются к ним (рис. 15.4, *а*). Поперечная балка тележки электровоза ВЛ80 (рис. 15.4, *а* и *б*) значительно ослаблена в середине из-за необходимости располагать в ней шкворневое устройство. К тому же балка нагружена значительным крутящим моментом, так как сила тяги или торможения прикладывается к ней на уровне сечения *а—а*, т. е. на плече *l* относительно оси кручения балки. Для обеспечения требуемой прочности балка имеет значительную высоту и ширину поперечных сечений.

В конструкции, где осуществлена передача силы тяги с помощью наклонных тяг, можно отказаться от литой поперечной балки. Ее сваривают из отдельных листов (рис. 15.4, *в* и *г*) с плавным переходом к продольным балкам, что позволяет снизить концентрацию напряжений в этом месте до приемлемого уровня (рис. 15.5).

Однако схема нагружения балки не изменилась, так как наклонные тяги присоединены на уровне *а—а* к специальному кронштейну, приваренному к нижнему поясу поперечной балки (см. рис. 15.4, *в*). Поэтому размеры поперечных сечений практически не изменились и выигрыш в весе достигается рациональным выбором размеров сварных балок. Такая конструкция применяется на электровозах серии Sr1, изготовленных НЭВЗом для Финляндии, и на электровозе ВЛ85.

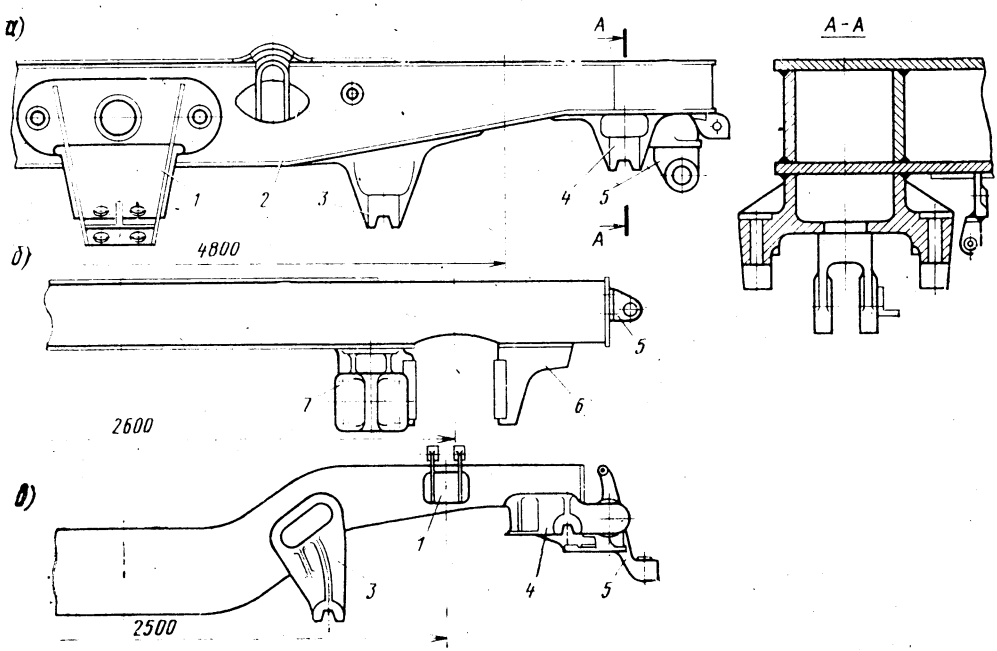


Рис. 15.3. Рамы тележки электровоза ВЛ80 (*а*), моторной тележки электропоезда ЭР2 (*б*) и электропоезда ЭР200 (*в*):

1 — кронштейн для гидравлического гасителя колебаний центрального или буксового рессорного подвешивания; *2* — кронштейн для люлечной подвески; *3, 4* — кронштейны для буксовых поводков; *5* — кронштейн для тормозной подвески; *6* — челюстная направляющая буксы; *7* — кронштейн для тягового поводка в центральном подвешивании

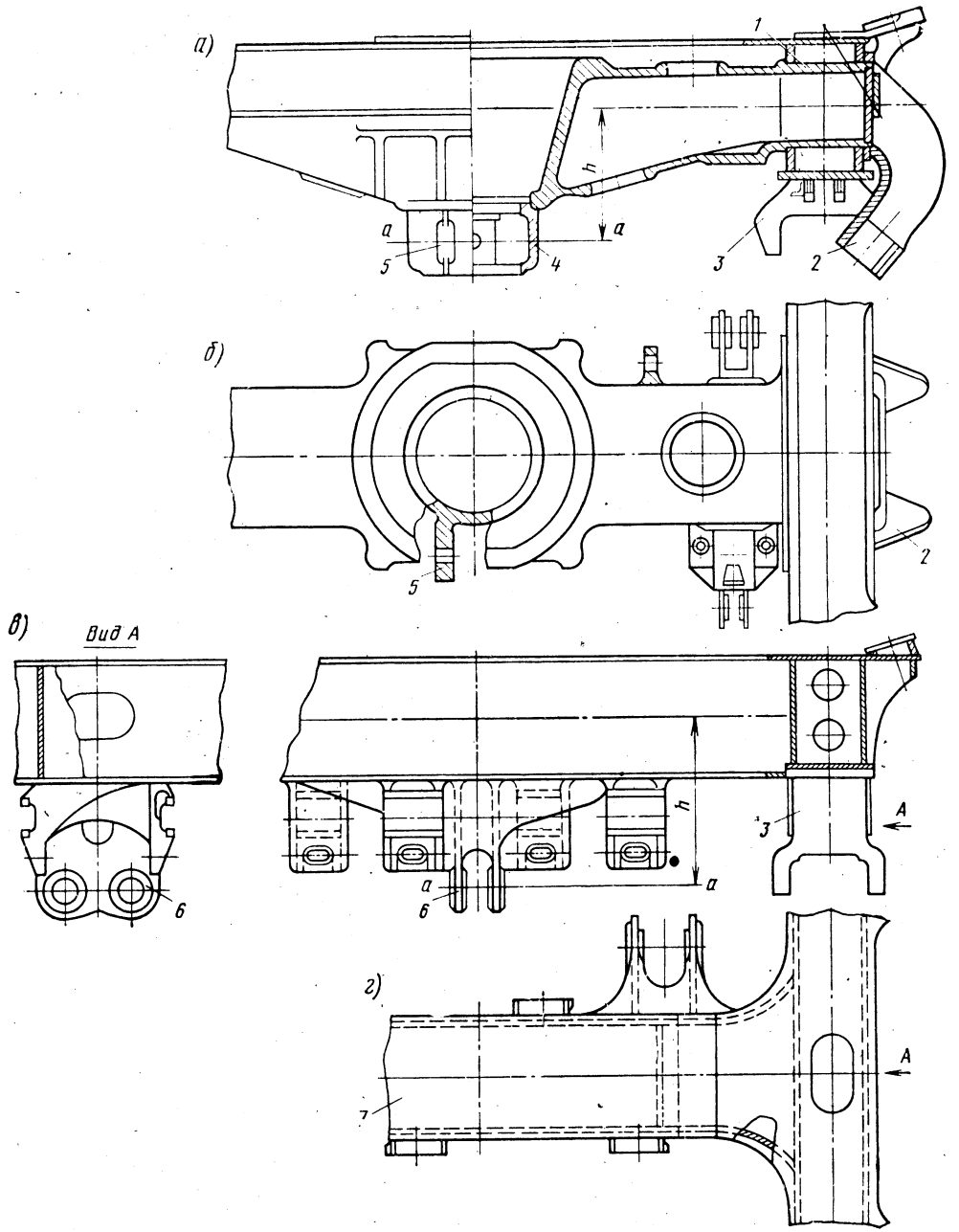


Рис. 15.4. Конструкции поперечных балок рам тележек электровоза ВЛ80 (*а, б*) и электровоза Sr1 (*в, г*):

1 — цапфа поперечной литой балки; *2* — кронштейн для гидравлических гасителей колебаний центрального подвешивания; *3* — кронштейн буксового поводка; *4* — коробка гнезда шкворня; *5* — кронштейн подвески тягового двигателя; *6* — кронштейн крепления наклонной тяги; *7* — сварная поперечная балка тележки

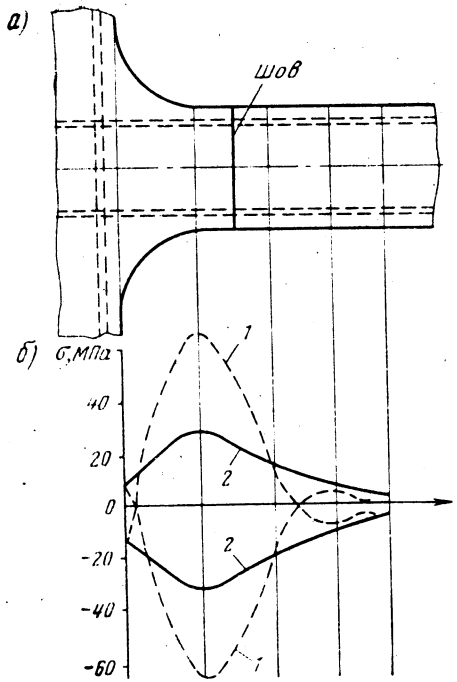


Рис. 15.5. Узел соединения продольной и поперечной балок тележки (*а*) и напряжения в нем (*б*) при изгибе поперечной балки переменной силой:

1 — изменение напряжения в верхнем поясе; *2* — то же в нижнем поясе

Требования экономии металла и снижения массы ходовых частей с повышением конструкционных скоростей локомотивов заставляют сечения всех несущих элементов выбирать с минимальным запасом прочности. Кроме того, для снижения трудоемкости изготовления рам стараются использовать выпускаемые промышленностью готовые прокатные или штампованные балки стандартных профилей (в основном швеллеры).

Продольные балки (рис. 15.6), применяемые для сварных рам, изготовляют из прокатных профилей (рама тележки электропоезда ЭР2), штампованных профилей (рама тележки электровоза ЧС2), отдельных листов (рама тележки электровозов ВЛ80). Применение прокатных профилей снижает затраты производства, но при одной и той же прочности балки ведет к увеличению веса рамы вследствие худшего распределения металла по длине балки по сравнению с рамами из штампованных профилей или сваренными из листов.

В рамах из прокатных профилей высота сечения по длине балки остается постоянной, а увеличение момента инерции сечения (характеризует сопротивление изгибу) может быть достигнуто только увеличением толщины навариваемых на балку горизонтальных листов.

Широкое применение нашли балки, сваренные из штампованных половин или из четырех листов. В этом случае можно менять по длине балки высоту сечения (см. рис. 15.3, *а*, *в*) и таким образом получать балки меняющегося сопротивления с минимальным весом. Иногда с целью сокращения за-

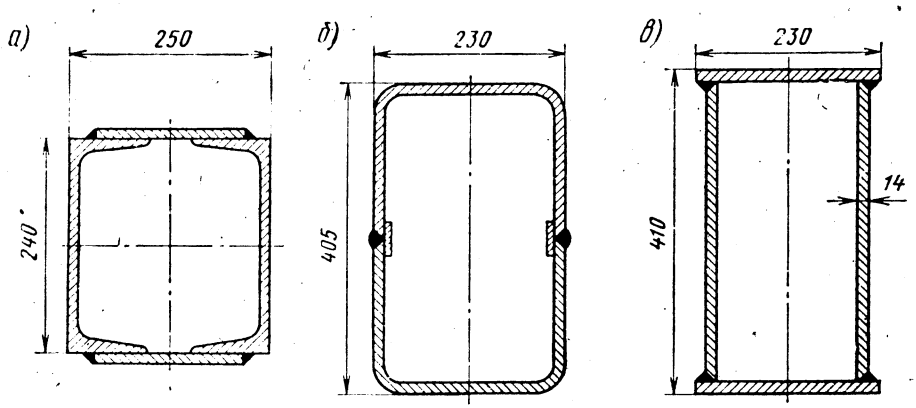


Рис. 15.6. Поперечные сечения продольных балок рам тележек электропоезда ЭР2 (*а*), электровозов ЧС2 (*б*) и ВЛ80 (*в*)

1 — штампованная половина продольной балки рамы; *2* — верхний накладной лист; *3* — штампованная половина продольной балки рамы; *4* — диафрагмы; *5* — нижний накладной лист; *6* — опорная труба для валика люлечной подвески

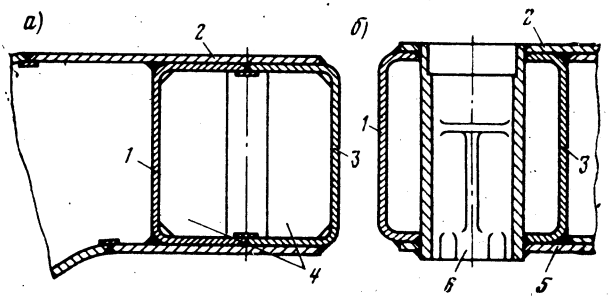


Рис. 15.7. Поперечные сечения продольной балки рамы тележки электропоезда ЭР2 в месте соединения продольной и поперечной балок (*а*) и в месте расположения опорной трубы для валика люлечной подвески (*б*)

трат на изготовление рам применяют штампованные балки, имеющие постоянные размеры сечений по длине (рамы тележек электровозов ЧС2, ЧС4, моторных вагонов электропоездов ЭР1, ЭР2, ЭР9).

Применение безлюлечного кузовного рессорного подвешивания, использующего пневморессоры или гибкие в поперечном направлении пружины «Флексикойл», потребовало у подавляющего большинства конструкций рам изменить форму продольной балки в средней ее части для расположения на ней пневморессоры или пружин (см. рис. 15.3, *в*). Это усложнило и проектирование и изготовление рам, создало зону с высоким уровнем напряжений.

Оригинальное решение было предложено РВЗ в конструкции моторной тележки дизель-поезда ДР2 и впоследствии автомотрисы АР1. Было применено так называемое нижнее расположение рамы, при котором продольная балка находится ниже букс колесных пар. Рама по конструкции получилась наиболее простой — без характерного изгиба продольных балок в центре (см. рис. 1.10).

В рамах стараются применять штампованные детали, имеющие закругленные края, плавные переходы к кронштейнам; в таких рамах минимально количество сварных швов.

Для того чтобы при поперечном изгибе и кручении не изменялась форма поперечных сечений коробчатых балок, широко применяют диафрагмы — пластины, вваривaемые во внутренние полости продольных балок. Иногда для этого применяют трубы или шпинтоны (электровоз ЧС2), которые выполняют функции кронштейна и диафрагмы. Примером могут служить диафрагмы и люлечные опоры рамы моторной тележки электропоезда (рис. 15.7, *а*, *б*).

Место постановки диафрагмы и схему расположения сварного шва выбирают на основе расчетов или по результатам испытаний на статическую и усталостную прочность. Зоны расположения большого числа сварных швов на раме, например на рис. 15.7, *а*, *б*, даже при строгом соблюдении технологии сварки являются концентраторами напряжений; коэффициенты концентрации могут быть равны 2 или 3.

Для создания надежной рамы требуется доводить ее конструкцию в процессе стендовых и эксплуатационных испытаний, соблюдать технологические правила при сварке, размещении сварных швов, их отделке и упрочнении.

В связи с этим при проектировании возрастает необходимость в применении уточненных методов расчета, что стало возможным при использовании вычислительной техники.

§ 15.2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА РАМ ТЕЛЕЖЕК ЛОКОМОТИВОВ

Расчет рамы начинают с создания расчетной модели, в которой схематизируются действующие нагрузки и геометрические свойства системы — основные размеры, размеры элементов и поперечных сечений. Кроме того, при разработке модели используются физические гипотезы сопротивления материалов или прикладной теории упругости, а также допущения о возможности представления отдельных элементов рамы как абсолютно жестких или необходимости учета их податливости. Степень детализации модели корректируют при проведении статических испытаний рам тележек.

В процессе движения локомотива рама находится под действием следующих нагрузок:

статических, к которым относятся силы тяжести, определяемые полной массой кузова, массой самой рамы и расположенных на ней элементов тяговой передачи, тормозной системы и т. п., ветровая нагрузка и т. д.;

динамических, возникающих вследствие колебаний локомотива, реализации сил тяги и торможения, а также движения в кривой;

ударных динамических нагрузок, быстро изменяющихся во времени, достигающих больших значений, но имеющих конечное значение импульса:

$$S_{уд} = \lim_{\tau \to 0} \int_0^{\tau} F_{уд}(t)\, dt. \qquad (15.1)$$

Статические нагрузки $F_{ст}$ определяют, в частности, исходя из весовой ведомости, составленной при развеске локомотива, а также на основе рабочих чертежей тележки. Эти нагрузки делятся на сосредоточенные и распределенные по длине. К первым относятся силы тяжести кузова, двигателей, реакции рессорного подвешивания, тяговой передачи при развитии вращающего момента и т. п.; ко вторым — силы тяжести элементов рамы. С достаточной точностью распределенные нагрузки в данной задаче можно заменять сосредоточенными. Кроме того, учитывают некоторые специфические нагрузки, возникающие при ремонте, а также нагрузки, обусловленные технологическими факторами при изготовлении, — кососимметричное загружение, вызванное начальной деформацией рамы или неодинаковой жесткостью элементов рессорного подвешивания.

Динамические нагрузки, возникающие от колебаний локомотива, наиболее точно могут быть определены при решении задач динамики. Способ определения динамических нагрузок еще не полностью внедрен в расчетную практику и их вычисляют приближенно, используя нормативные коэффициенты динамики $\kappa_д$:

$$F_д = \kappa_д F_{ст}. \qquad (15.2)$$

Значение $\kappa_д$ рассчитывают по эмпирическим формулам (см. § 9.2), рекомендуемым в соответствующих нормативных документах [30, 36].

Нагрузки на раму, возникающие при движении с постоянным и медленно изменяющимся ускорением, при трогании с места и реализации максимальной силы тяги, а также при служебном или экстренном торможении, определяют из кинетостатических уравнений равновесия после приложения соответствующих сил инерции ко всем элементам локомотива. Сюда же относятся силы, возникающие при движении в круговой кривой.

Методы расчета на продольный удар разработаны еще недостаточно, поэтому продольную силу удара заменяют некоторым нормируемым статическим значением, приложенным по оси автосцепки. Эту силу принимают равной 2,5 МН для грузовых локомотивов и вагонов электропоездов и

2,0 МН для пассажирских локомотивов. Уравновешивающие ее силы инерции прикладывают к элементам механической части пропорционально их массам, причем эти силы должны быть не менее $3mg$.

На основе результатов расчетов и испытаний локомотивов установлены и регламентированы нормами [30, 36] расчетные схемы загружения рам тележек. Например, при расчете статической прочности сварных конструкций локомотивных тележек рассматривают следующие режимы нагружения рамы тележки:

силой тяжести от массы брутто кузова с учетом сил тяжести тележки и ее оборудования; при этом рассматриваются опирание кузова на все тележки, аварийная подъемка локомотива за автосцепку, выкатка колесных пар при ремонте, переноска тележки в сборе краном;

только силой тяжести кузова; этот режим используется для сравнения результатов расчета с результатами статических испытаний;

наибольшими тяговыми усилиями;

тяговыми усилиями при конструкционной скорости;

то же при движении локомотива в кривой;

кососимметричное нагружение.

Проверку условия статической прочности рамы тележки выполняют при различных режимах движения, представляющих собой комбинации отдельных расчетных схем. Выбор этих режимов должен гарантировать, что выполненная проверка определяет прочность рамы в условиях ее работы с наибольшими нагрузками.

Рамы тележки проверяют также на сопротивление усталости и ударную прочность. Выполнение перечисленных оценок прочности связано с необходимостью расчета рамы на заданные нагрузки и определения внутренних нормальных и касательных напряжений. Задача решается методами прикладной теории упругости. Для рам тележек, которые представляют собой сложные тонкостенные пространственные конструкции типа коробчатых оболочек, часто переменного сечения, с узлами двоякой кривизны, ослаблениями в виде отверстий, приваренными деталями, накладками и ребрами жесткости, точное решение задачи даже с применением современных ЭВМ практически неосуществимо. Поэтому применяют приближенное решение задачи.

Напряжения в точке рамы представим приближенно в виде трех слагаемых, каждое из которых является решением самостоятельной задачи:

$$\sigma \approx \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3, \qquad (15.3)$$

где σ_1 — часть напряжений, определяемая на основе простейших гипотез сопротивления материалов путем расчета конструкции как статически определимой или статически неопределимой системы; σ_2 — доля напряжений, определяемая на основе уточненных подходов, использующих дополнительные сведения из теории упругости, например теорию тонкостенных стержней, оболочек и т.п.; σ_3 — напряжения, обусловленные эффектами концентрации.

Согласно предполагаемому подходу напряжения σ_1 можно определять, например, в рамных конструкциях по внутренним силам, найденным из расчета статически неопределимой стержневой системы без учета эффектов «тонкостенности» и концентрации напряжений. Вычисленные при этом значения σ_1 являются исходными для определения σ_2 и σ_3.

При приближенном расчете напряжений σ_2 выделяется часть системы, к которой прикладывают σ_1 в качестве внешней распределенной нагрузки. Далее используют известные решения теории упругости или метод конечных элементов (МКЭ). Совершенствование МКЭ и его программного обеспечения позволяет в системах довольно сложной конфигурации сразу рассчитывать для каждого элемента напряжение σ без разделения на слагаемые. Такие

расчеты связаны со значительными затратами машинного времени и требуют сложной работы по подготовке исходной информации. Применение МКЭ особенно удобно в рамках со сравнительно плавно изменяющимися поперечными сечениями, без массивных приваренных деталей, например при расчете боковых рам тележек грузовых вагонов. Для рам тележек локомотивов эту методику пока еще трудно использовать.

Расчеты напряжений σ_3 [см. формулу (15.3)], возникающих вследствие эффекта концентрации, трудно выполнить с достаточной точностью указанными методами. Вместе с тем именно эти напряжения часто могут определять усталостную прочность конструкций. Поэтому для эффективного прогнозирования работоспособности несущей детали необходимо располагать достаточно полным каталогом коэффициентов концентрации $\kappa_\sigma = \sigma_3/(\sigma_1 + \sigma_2)$ для ряда типовых узлов, соединений, сопряжений, технологических несовершенств и т. п., определяемых в специальных экспериментах на конструкциях или моделях. В таких экспериментах обычно применяют малобазные тензодатчики (с базой 1 мм).

Нормами расчетов допускается оценка прочности рам только по напряжениям σ_1; поэтому далее рассмотрен более подробно расчет рам тележек локомотивов как статически неопределимых систем на основе гипотез сопротивления материалов.

§ 15.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАМ ТЕЛЕЖЕК ЛОКОМОТИВОВ НА ЗАДАННЫЕ НАГРУЗКИ

Рамы тележек локомотивов в общем случае можно рассматривать как пространственные стержневые системы с жесткими узлами, загруженными пространственной нагрузкой. Такие системы во многих случаях являются статически неопределимыми; способы расчета их изложены в § 8.2.

Напряжения в раме определяют, как правило, методом сил. Этот расчет состоит из нескольких этапов. Вначале составляют расчетную схему по осевым линиям (осевую схему), проходящим через центры тяжести площадей сечений, и определяют геометрические характеристики сечений, длины и углы ориентации отдельных элементов рамы. Затем получают основную систему, превращая раму в статически определимую систему.

Обычно основную систему получают путем разрезов контуров рамы. В этих сечениях прикладывают внутренние силы X_i — *неизвестные метода сил*. Далее раскрывают статическую неопределимость, находят значения X_i и всех внутренних сил в системе, а по ним — значения напряжений.

При выполнении этих расчетов с помощью малых вычислительных машин наиболее трудоемким считалось раскрытие статической неопределимости, что связано с решением канонической системы уравнений для определения неизвестных метода сил. Остальные этапы, хотя и связаны со значительным объемом вычислений, не требуют большой точности и выполнение их вручную вполне возможно. В современных условиях практически все расчеты рам выполняют на ЭВМ по специальным программам.

Для рамы тележек, не обладающих регулярной структурой, т. е. имеющих большое число разных элементов, целесообразно расчет на ЭВМ выполнять, используя матричную форму метода сил. Систему уравнений относительно неизвестных метода сил в матричной форме записывают в виде

$$\mathbf{DX} = -\mathbf{\Delta}_p, \qquad (15.4)$$

где $\mathbf{D}$ — матрица размера $n \times n$ (где n — степень статической неопределимости) перемещений в основной системе от единичных значений неизвестных метода сил; $\mathbf{X}$ — прямо

угольная матрица размера $n \times a$ (где a — число независимых схем загружения) неизвестных метода сил; Δ_p — прямоугольная матрица размера $n \times a$ перемещений от нагрузки в основной системе.

Элементы матрицы перемещений удобно определять, используя матричную форму записи формулы Мора. Целесообразно вычислять сразу расширенную матрицу перемещений **A**, которая состоит из матрицы **D** с приписанными столбцами матрицы $-\Delta_p$:

$$\mathbf{A} = [\mathbf{D} \vdots -\Delta_p]. \tag{15.5}$$

Вычисление матрицы **A** с помощью формулы Мора сводится к операциям умножения и сложения матриц, характеризующих геометрические и упругие свойства рамы, а также содержащих информацию о приложенных нагрузках:

$$\mathbf{A} = \Sigma \mathbf{L}_x^{\tau} \mathbf{B} \mathbf{T}, \tag{15.6}$$

где $\mathbf{L}_x$ — матрицы влияния сил в основной системе; **B** — матрицы податливости; **T** — матрицы внутренних сил.

Число матриц влияния сил в основной системе $\mathbf{L}_x$ равно числу слагаемых, удерживаемых в формуле Мора при определении перемещений. Обычно при расчете рам локомотивов перемещения могут быть вычислены с достаточной для практики точностью, если учитывать только изгибающие моменты в плоскости рамы M_y и перпендикулярной к ней M_x, а также крутящий момент M_z. В некоторых случаях учитывают также продольную силу N_z, хотя, как показывает опыт расчетов, влияние ее крайне незначительно. Таким образом, при расчетах рам тележек локомотивов необходимо составить три матрицы: $\mathbf{L}_x(M_x)$; $\mathbf{L}_x(M_y)$; $\mathbf{L}_x(M_z)$.

Первый столбец матрицы $\mathbf{L}_x(M_x)$ содержит изгибающие моменты M_x во всех точках рамы от $X_1 = 1$, второй — от $X_2 = 1$ и т. д. Аналогичным образом находят элементы $\mathbf{L}_x(M_y)$ и $\mathbf{L}_x(M_z)$, только они содержат величины моментов M_y и M_z соответственно.

Для нахождения элементов указанных матриц на расчетной схеме размечают участки рамы с одинаковыми геометрическими характеристиками поперечных сечений. Общее число таких участков зависит также от приложенных нагрузок, поскольку алгоритм расчета реализуется наиболее просто, если принять, что все нагрузки являются сосредоточенными и могут быть приложены только в точке стыковки участков.

В каждом разрезе рамы, выполняемом с целью получения основной системы, необходимо приложить в общем случае шесть неизвестных метода сил по числу внутренних сил: два изгибающих и один крутящий моменты, а также две поперечные и одну продольную силы. Если рама состоит из двух замкнутых контуров, то необходимо произвести два разреза, т. е. общее число неизвестных метода сил $n = 2 \cdot 6 = 12$.

Таким образом, процедура нахождения элементов матриц влияния $\mathbf{L}_x$ заключается в вычислении внутренних сил от единичных значений неизвестных метода сил.

Следует указать, что в формулу (15.6) входят не матрицы влияния, а транспонированные к ним $\mathbf{L}_x^{\tau}$.

Матрицы податливостей **B** характеризуют деформативные свойства участков рамы по отношению к изгибу в плоскости рамы $\mathbf{B}_x$, перпендикулярной к ней плоскости $\mathbf{B}_y$ и по отношению к кручению $\mathbf{B}_z$. Эти матрицы податливости имеют квазидиагональную структуру, т. е. состоят из квадратных блоков размера 2×2, расположенных по диагонали. При использовании для

вычисления интегралов Мора способа Верещагина отдельный блок $\mathbf{b}_i$ записывают в виде

$$\mathbf{b}_i = \frac{l_i}{6E_i J_i}\begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}, \tag{15.7}$$

где l_i — длина i-го участка рамы тележки; $E_i J_i$ — жесткость на изгиб этого участка.

При изгибе в плоскости рамы берется жесткость $E_i J_{ix}$, при изгибе из плоскости рамы — $E_i J_{iy}$, а на кручение — $G_i J_{\rho i}$, где G — модуль сдвига. Моменты инерции поперечных сечений J_x, J_y, J_ρ вычисляются на подготовительной стадии расчета:

$$J_x = \int_F y^2\,dF;\quad J_y = \int_F x^2\,dF;\quad J_\rho = \int_F \rho^2\,dF = \int_F (x^2 + y^2)\,dF. \tag{15.8}$$

Размеры матрицы **B** равны удвоенному числу участков рамы. Входящая в выражение (15.7) квадратная матрица получилась в результате применения формулы Мора—Верещагина к одному участку и представляет собой матрицу преобразования внутренних сил по концам участка.

Перейдем к рассмотрению **T** — последней из матриц, входящих в формулу (15.6). Эта матрица также содержит значения внутренних сил, причем не только от единичных значений неизвестных метода сил, но и от внешней нагрузки:

$$\mathbf{T} = |\mathbf{L}_x| - \mathbf{S}_p|, \tag{15.9}$$

где $\mathbf{S}_p$ — матрица внутренних сил в основной системе от нагрузки.

Здесь первые n столбцов представляют собой матрицу влияния, остальные a столбцов образуются из взятых с обратным знаком значений соответствующих внутренних сил от внешней нагрузки.

После вычисления матрицы **A** из выражения (15.4) находим

$$\mathbf{X} = -\mathbf{D}^{-1}\Delta_p. \tag{15.10}$$

Результатом расчета является матрица S внутренних сил в заданной статически неопределимой раме, которые складываются из внутренних сил в основной системе от нагрузки и внутренних сил в основной системе от матрицы найденных неизвестных метода сил **X**, т. е.

$$\mathbf{S} = \mathbf{L}_x\mathbf{X} + \mathbf{S}_p. \tag{15.11}$$

После нахождения всех внутренних сил определяют напряжения для каждой расчетной схемы в тех точках участков рамы, где внутренние силовые факторы значительны. При этом в поперечном сечении приходится проверять несколько точек, так как каждый участок рамы находится в условиях сложного напряженного состояния. Для этого случая нормальные напряжения вычисляют по формуле

$$\sigma = \pm\frac{M_x}{W_y} \pm \frac{M_y}{W_x} \pm \frac{N_z}{S}. \tag{15.12}$$

Здесь знаки выбирают в зависимости от направлений внутренних сил. Касательные напряжения от кручения

$$\tau = M_z/W_\rho. \tag{15.13}$$

Моменты сопротивления при изгибе

$$W_x = J_x/y_{max};\quad W_y = J_y/x_{max}.$$

Момент сопротивления при кручении W_ρ вычисляют методами сопротивления материалов в зависимости от формы поперечного сечения; например, для тонкостенного профиля прямоугольного поперечного сечения

$$W_\rho = 2bh\delta,$$

где b — ширина; h — высота; δ — толщина стенки в сечении.

Для оценки прочности вычисляют эквивалентные напряжения на основе четвертой теории прочности

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \qquad (15.14)$$

Полученные значения сравнивают с характеристиками прочности.

При известных матрицах $\mathbf{L}_x$, $\mathbf{S}$ и $\mathbf{B}$ реализация матричного алгоритма метода сил на ЭВМ не представляет затруднений, поскольку в математическом обеспечении всех ЭВМ имеются стандартные программы алгебраических действий над матрицами.

При расчетах рам тележек встречаются системы с большим числом участков, поэтому матрицы $\mathbf{L}_x$ и $\mathbf{S}_р$ имеют большое число строк (примерно 100). В связи с этим трудоемкой, хотя и не требующей большой точности, становится работа по вычислению и вводу в ЭВМ элементов этих матриц. Для формирования матриц $\mathbf{L}_x$ и $\mathbf{S}_р$ в 60-е годы был разработан алгоритм, позволяющий передать машине процедуру вычисления всех внутренних сил в основной статически определимой системе. Этот алгоритм основан на последовательном вычислении столбца внутренних сил в конце участка по известным значениям этих сил в начале участка и его длине.

Введем вектор-столбец внутренних сил:

$$\vec{\Phi}_i = \begin{bmatrix} \vec{M}_i \\ \vec{R}_i \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} M_{xi} \\ M_{yi} \\ M_{zi} \\ Q_{xi} \\ Q_{yi} \\ N_{zi} \end{vmatrix}. \qquad (15.15)$$

Так как по длине участка внешние силы не приложены, то вектор внутренних сил на конце участка в сечении рамы $i + 1$ можно представить так:

$$\vec{\Phi}_{i+1} = \begin{bmatrix} \vec{M}_{i+1} \\ \vec{R}_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \vec{M}_i + \vec{l}_i \times \vec{R}_i \\ \vec{R}_i \end{bmatrix}, \qquad (15.16)$$

где $\vec{l}_i$ — вектор, направленный из точки i в точку $i + 1$.

Раскрывая векторное произведение, можно с помощью линейного преобразования записать

$$\vec{\Phi}_{i+1} = \mathbf{C}(l_{i+1})\vec{\Phi}_i. \qquad (15.17)$$

Оператор перехода от начала к концу участка

$$\mathbf{C}(l_{i+1}) = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -l_i & 0 \\ 0 & 1 & 0 & l_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \qquad (15.18)$$

При переходе от конца одного элемента к началу другого значения внутренних сил изменяются в связи с изменением направления оси следующего элемента, возможного несовпадения центров тяжести поперечных сечений (эксцентриситета) и из-за приложения внешней нагрузки. Для расчетных схем рам локомотивов ориентация любого участка полностью определяется положением его продольной оси. Различие в положении двух соседних участков можно описать, как правило, двумя углами поворота. Если принять, что внешние силы всегда приложены к началу участка, то вектор-столбец внутренних сил в начале последующего участка можно выразить через внутренние силы в начале предыдущего участка с помощью последовательности линейных преобразований

$$\vec{\mathbf{\Phi}}_{i+2} = \mathbf{C}_{\pi}(\alpha\beta)\mathbf{C}(e_{i+2})\mathbf{C}(l_{i+1})\ \vec{\mathbf{\Phi}}_i + \vec{\mathbf{\Delta\Phi}}_{i+2}. \tag{15.19}$$

Преобразование внутренних сил к центру тяжести поперечного сечения в начале последующего участка

$$\mathbf{C}(e_{i+2}) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{y_{i+2}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & e_{x_{i+2}} \\ 0 & 0 & 1 & -e_{y_{i+2}} & -e_{x_{i+2}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \tag{15.20}$$

Преобразование внутренних сил к осям координат в начале последующего элемента

$$\mathbf{C}_{\pi}(\alpha\beta) = \begin{bmatrix} C(\beta_{i+2})\,C(\alpha_{i+2}) & \\ & C(\beta_{i+2})\,C(\alpha_{i+2}) \end{bmatrix}. \tag{15.21}$$

Матрица-столбец внешних сил, приложенных в начале последующего участка, элементы которой есть проекции этих сил на координатные оси этого участка, обозначена $\vec{\mathbf{\Delta\Phi}}_{i+2}$. В формуле (15.20) e_y и e_x — координаты центра тяжести сечения в начале последующего участка в осях, связанных с концом предыдущего; $\mathbf{C}(\alpha_{i+2})$ и $\mathbf{C}(\beta_{i+2})$ — матрицы, преобразующие внутренние силы к осям координат, полученных путем поворота осей в конце предыдущего участка на угол α_{i+2} вокруг оси y_{i+1} и на угол β_{i+2} вокруг оси x_{i+1}:

$$\mathbf{C}(\alpha_{i+2}) = \begin{bmatrix} \cos\alpha_{i+2} & 0 & \sin\alpha_{i+2} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\alpha_{i+2} & 0 & \cos\alpha_{i+2} \end{bmatrix}; \tag{15.22}$$

$$\mathbf{C}(\beta_{i+2}) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\beta_{i+2} & -\sin\beta_{i+2} \\ 0 & \sin\beta_{i+2} & \cos\beta_{i+2} \end{bmatrix}. \tag{15.23}$$

Индекс π показывает, что в операторе (15.21) заложена возможность изменения порядка сомножителей, т. е. изменения последовательности двух поворотов для получения разной ориентации.

Вычисление элементов матриц влияния и усилий от внешних сил в основной системе начинают с сечений, где приложены единичные значения всех неизвестных. При этом вместо столбцов $\mathbf{\Phi}_i$ вводят матрицы $\mathbf{\Phi}_0$ с числом столбцов, равным степени статической неопределимости плюс число расчетных схем. Для начальной точки, если внешние силы в разрезе не приложены, $\mathbf{\Phi}_0 = [\mathbf{E} \mid \mathbf{O}]$.

При использовании ЭВМ целесообразно напряжения σ и τ также вычислять на машине. Хотя формулы для их определения просты, но при большом количестве проверяемых точек объем вычислений значителен. В 70-х годах в МИИТе была составлена программа, позволяющая весь расчет рамы тележки локомотива, для которой заданы осевая схема, поперечные сечения и внешние силы, можно выполнить на ЭВМ вплоть до вычисления напряжений в опасных сечениях при возможных режимах загружения, определяемых комбинацией расчетных схем. Опасные сечения устанавливаются машиной в процессе счета. Эта методика используется рядом локомотиво- и вагоностроительных заводов.

Исходной информацией для расчета является осевая схема рамы, на которой указаны длины участков, углы между ними, матрицы нагрузок $\Delta\vec{\Phi}_i$ и характеристик поперечных сечений. На РВЗ используют программы, по которым вычисляются все необходимые геометрические характеристики поперечных сечений.

Применение изложенной методики проиллюстрируем на примере расчета рамы тележки электропоезда ЭР200 (рис. 15.8). Осевой схеме соответ-

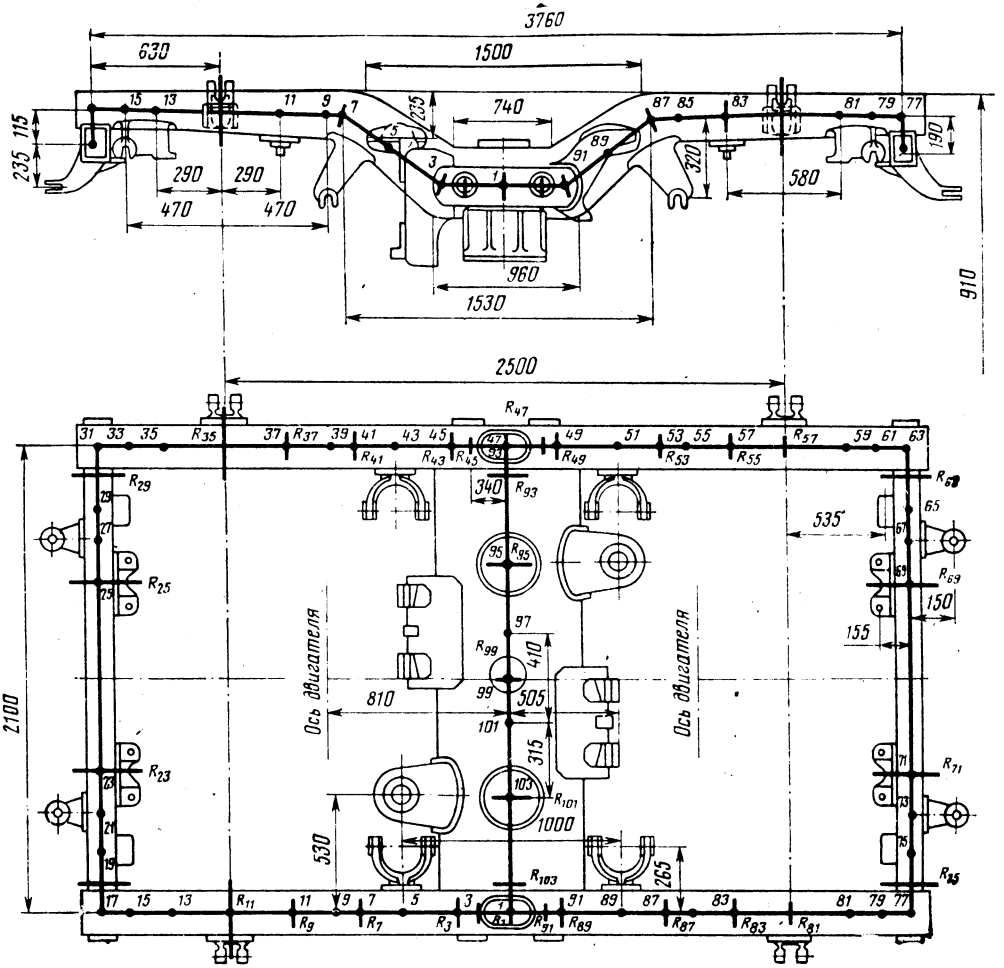


Рис. 15.8. Рама тележки электропоезда ЭР200

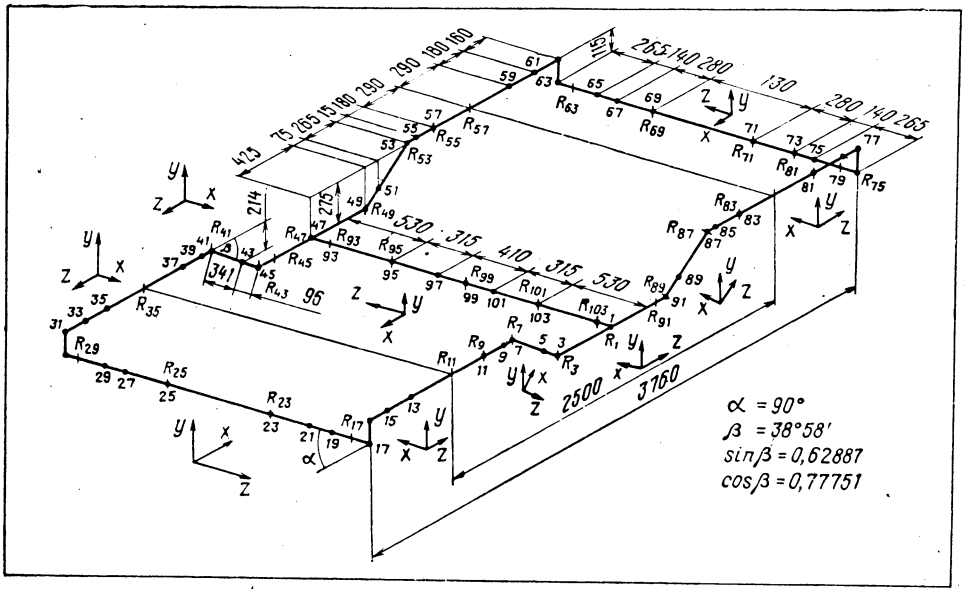


Рис. 15.9. Геометрическая схема рамы

ствуют жирные линии на рис. 15.8. Применительно к этой схеме на рис. 15.9 даны расчетная схема и оси сопровождающих систем координат; буквами R с различными индексами обозначены расчетные сечения, а цифрами — начальные точки отдельных участков рамы.

Использовали шесть расчетных схем для сил: тяжести (вертикальных) с динамическими добавками: возникающих при торможении; возникающих при работе тягового привода; инерционных при трогании с места и торможении; возникающих при вписывании в кривую; образующихся от начальной кососимметричной деформации.

В первой расчетной схеме (рис. 15.10) активные вертикальные силы состоят из сил тяжести от массы брутто кузова, тележки и оборудования. Динамическая добавка к этим силам определяется выражением (12.2). Реакции первичного рессорного подвешивания вычисляли из уравнения равновесия с учетом того, что часть их воспринимается пружинами, а часть — поводками. Отдельные наклонные силы появляются вследствие разложения силы тяжести по осям координат участка.

Исходная информация для полного расчета рамы задается в виде следующих матриц:

геометрических характеристик $\mathbf{\Gamma}_1$, в столбцах которой содержатся: значения относительных углов α и β ориентации участков; порядка, в котором производится поворот; длины участков; координаты эксцентриситетов; моменты инерции относительно трех осей;

геометрических характеристик $\mathbf{\Gamma}_2$, где приводятся значения относительных координат расчетных сечений, моменты сопротивления их и площади;

режимов, которая преобразует столбцы расчетных схем в режимы загружения.

Кроме того, задают внешние силы в виде матриц $\Delta\mathbf{\Phi}$ для начальных точек каждого участка.

Результаты расчета максимальных значений эквивалентных напряжений в расчетных сечениях показаны на рис. 15.11. В табл. 15.1 вместе с наиболь-

Таблица 15.1

Сечения рамы (см. рис. 15.9)	Режим нагружения	Расчетные напряжения, МПа
R_1	Разгон на прямой	131,4
R_3	То же	107,4
R_7	»	75,5
R_9	»	53,5
R_{47}	Торможение в кривой	141,0
R_{45}	Разгон в кривой	86,7
R_{49}	Торможение в кривой	117,5
R_{53}	То же	107,7
R_{55}	»	65,0

шими напряжениями указаны режимы, при которых они возникают. Наибольшее из всех этих напряжений (144 МПа) получилось для сечения R_{47} в месте примыкания поперечной балки к боковине при режиме торможения в кривой. Однако оно оказалось меньше допускаемого 150 МПа. Напряжение в соответствующем сечении R_1 другой боковины также значительно — 131,4 МПа, но возникает в режиме разгона на прямой.

Дальнейшее уточнение расчета рам тележек связано с рассмотрением их элементов как тонкостенных стержней, приближающихся к оболочкам. В ряде случаев учет таких свойств элементов приводит к появлению дополнительных нормальных и касательных напряжений, не учитываемых формулами сопротивления материалов. На первом этапе уточнения напряженного состояния рам тележек можно рассматривать их элементы как тонкостенные стержни замкнутого профиля с деформируемым контуром поперечного сечения.

Такая модель, кроме напряжений от изгиба, позволяет учесть также нормальные напряжения, возникающие при кручении. В тонкостенных стержнях кручение сопровождается депланацией — отклонением деформации поперечного сечения от закона плоских сечений. Поэтому и нормальные напряжения распределены по сечению не по закону плоскости.

В замкнутых коробчатых сечениях могут возникать нормальные напряжения даже от взаимно уравновешенной системы сил (рис. 15.12, *а*), которую можно рассматривать как две пары сил с одинаковыми моментами, расположенные в разных параллельных плоскостях. Такую систему называют *бимоментом*.

При действии бимомента каждая из горизонтальных (рис. 15.12, *б*) и вертикальных (рис. 15.12, *в*) пластин деформируется по закону плоскости. Суммарная деформация — депланация (рис. 15.12, *г*) — не является плоской, и, следовательно, суммарные нормальные напряжения не подчиняются закону плоских сечений.

Разработана теория расчета тонкостенных стержней двоякосимметричного сечения с замкнутым деформируемым контуром, в которой учитывается возможность искажения формы поперечного сечения — превращение прямоугольника в параллелограмм. Применение этой теории к расчету рам позволяет уточнить значения нормальных напряжений, оценить влияние некоторых конструктивных факторов, в частности влияние диафрагм, под-

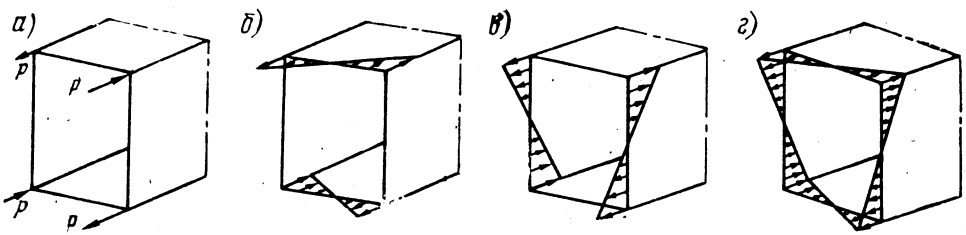


Рис. 15.12. Возникновение продольных напряжений от бимомента

Таблица 15.1

Сечения рамы (см. рис. 15.9)	Режим нагружения	Расчетные напряжения, МПа
R_1	Разгон на прямой	131,4
R_3	То же	107,4
R_7	»	75,5
R_9	»	53,5
R_{47}	Торможение в кривой	141,0
R_{45}	Разгон в кривой	86,7
R_{49}	Торможение в кривой	117,5
R_{53}	То же	107,7
R_{55}	»	65,0

шими напряжениями указаны режимы, при которых они возникают. Наибольшее из всех этих напряжений (144 МПа) получилось для сечения R_{47} в месте примыкания поперечной балки к боковине при режиме торможения в кривой. Однако оно оказалось меньше допускаемого 150 МПа. Напряжение в соответствующем сечении R_1 другой боковины также значительно — 131,4 МПа, но возникает в режиме разгона на прямой.

Дальнейшее уточнение расчета рам тележек связано с рассмотрением их элементов как тонкостенных стержней, приближающихся к оболочкам. В ряде случаев учет таких свойств элементов приводит к появлению дополнительных нормальных и касательных напряжений, не учитываемых формулами сопротивления материалов. На первом этапе уточнения напряженного состояния рам тележек можно рассматривать их элементы как тонкостенные стержни замкнутого профиля с деформируемым контуром поперечного сечения.

Такая модель, кроме напряжений от изгиба, позволяет учесть также нормальные напряжения, возникающие при кручении. В тонкостенных стержнях кручение сопровождается депланацией — отклонением деформации поперечного сечения от закона плоских сечений. Поэтому и нормальные напряжения распределены по сечению не по закону плоскости.

В замкнутых коробчатых сечениях могут возникать нормальные напряжения даже от взаимно уравновешенной системы сил (рис. 15.12, *а*), которую можно рассматривать как две пары сил с одинаковыми моментами, расположенные в разных параллельных плоскостях. Такую систему называют *бимоментом*.

При действии бимомента каждая из горизонтальных (рис. 15.12, *б*) и вертикальных (рис. 15.12, *в*) пластин деформируется по закону плоскости. Суммарная деформация — депланация (рис. 15.12, *г*) — не является плоской, и, следовательно, суммарные нормальные напряжения не подчиняются закону плоских сечений.

Разработана теория расчета тонкостенных стержней двоякосимметричного сечения с замкнутым деформируемым контуром, в которой учитывается возможность искажения формы поперечного сечения — превращение прямоугольника в параллелограмм. Применение этой теории к расчету рам позволяет уточнить значения нормальных напряжений, оценить влияние некоторых конструктивных факторов, в частности влияние диафрагм, под-

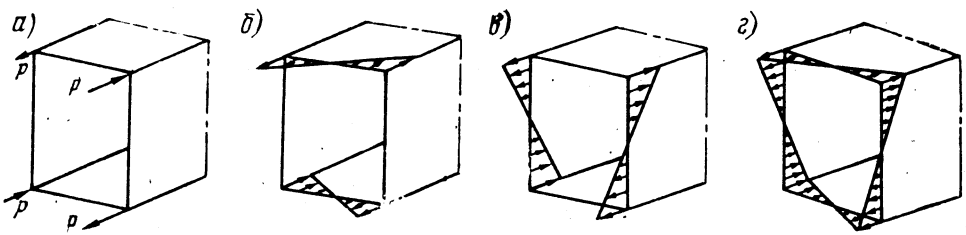


Рис. 15.12. Возникновение продольных напряжений от бимомента

крепляющих поперечное сечение, а также получить более точную картину распределения напряжений в местах соединения элементов рамы.

Так, для рамы тележки электропоезда ЭР9 в сечении боковины в месте примыкания поперечной балки нормальные напряжения от деформации контура при отсутствии диафрагм могут достигать 90 МПа, напряжения от вертикального изгиба при такой же загрузке составляют 58 МПа, а напряжения от депланации — 33 МПа. Установка диафрагм приводит к значительному уменьшению деформации контура, но в то же время вызывает дополнительную концентрацию напряжений.

Дополнительные нормальные напряжения могут возникать также при изгибе в вертикальной плоскости стержней с сечениями, несимметричными относительно продольной плоскости. Вследствие разных деформаций противоположных вертикальных стенок возникает депланация, а при ее стеснении — соответствующие напряжения. С этой точки зрения нежелательно одностороннее крепление к тонкостенным рамам различных массивных накладок, кронштейнов и т. п.

Отметим, что рассмотрены далеко не все проблемы уточнения напряженного состояния рамы тележки. Исследования в этом направлении целесообразно вести, широко применяя метод конечных элементов (МКЭ) и используя ЭВМ.

§ 15.4. ПОНЯТИЕ О ДИНАМИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ РАМ ТЕЛЕЖЕК

Как уже указывалось, динамический характер воздействий учитывают, вводя эмпирические коэффициенты динамики. Такой прием не позволяет точно оценить динамические свойства системы. Достаточно полную картину можно получить, если рассматривать взаимодействие локомотива и пути, определяя динамические силы и соответствующие динамические напряжения при случайных колебаниях.

Определение динамических напряжений в раме тележки включает в себя расчет на заданные силы, если в последние включить силы инерции. Окончательным результатом расчета является матрица спектральных плотностей динамических напряжений в задаваемых точках поперечных сечений рамы, определяемая из выражения

$$\mathbf{G}_{\sigma-\eta}(j\omega) = \mathbf{W}_{\sigma-\eta}(j\omega)\mathbf{G}_{\eta}(j\omega)\ \mathbf{W}^{*}_{\sigma-\eta}(j\omega), \qquad (15.24)$$

где $\mathbf{G}_{\eta}(j\omega)$ — матрица спектральных плотностей входных неровностей рельсовых нитей; $\mathbf{W}^{*}_{\sigma-\eta}(j\omega)$ — частотная характеристика (ЧХ) динамических напряжений от неровностей.

Для нахождения ЧХ используют матрицу влияния напряжений $\mathbf{A} = [\sigma_{li}]$, элементы которой σ_{li} представляют собой напряжения в точке l от обобщенной силы $Q_i = 1$. Кроме того, рассчитывая полную динамическую систему «экипаж—путь», находят элементы матрицы ЧХ динамических сил от неровностей $\mathbf{W}_{F-\eta}(j\omega)$. Искомую ЧХ, входящую в формулу (15.24), определяют по формуле

$$\mathbf{W}_{\sigma-\eta}(j\omega) = \mathbf{A}(j\omega)\ \mathbf{W}_{F-\eta}(j\omega). \qquad (15.25)$$

Если пренебречь влиянием сил инерции от собственных деформаций рамы, расчет существенно упрощается, так как при этом элементы матрицы $\mathbf{A}$ не будут зависеть от частоты $\mathbf{A}(j\omega) = \mathbf{A}$ и могут быть найдены до проведения динамического расчета.

Проиллюстрируем применение этого метода на примере расчета напряжений в раме тележки электропоезда ЭР2, возникающих при вертикальных колебаниях, с учетом боковой качки.

В общей модели экипажа при его взаимодействии с путем определяются характеристики колебаний экипажа и динамических сил, передающихся на раму. При этом учитываются колебания подпрыгивания, галопирования и боковой качки тележек кузова, колебания подпрыгивания и боковой качки колесных пар и крутильные колебания привода. Путь моделировался бесконечной балкой на упруговязком винклеровском основании, учитывались смещение центров тяжести тяговых двигателей от продольной вертикальной плоскости симметрии, несимметрия установки редуктора на колесной паре и крепления его к раме тележки.

Рассмотрим отдельные схемы загружения, используемые в расчете. При формировании этих схем в каждом буксовом узле действие рессорного подвешивания на раму тележки заменяется одной силой, а четыре силы со стороны люлечных подвесок считаются попарно равными на одной боковине. На раму вместе с жестко связанными с ней двигателями передается 12 независимых сил: четыре в буксовых узлах, две от люлечной подвески, две от гасителей центрального подвешивания, две в местах подвески редукторов, две через упругие муфты между редукторами и двигателями.

В соответствии с указанным было назначено 12 единичных схем загружения, с помощью которых определялись элементы матрицы **A**. Первые восемь схем соответствовали расчету рамы на единичные статические значения обобщенных сил, девятая — расчету на единичную кососимметричную нагрузку, с помощью трех последних определялись напряжения от сил инерции при задании единичного обобщенного ускорения по координатам подпрыгивания, галопирования и боковой качки тележки.

В качестве примера приведены две единичные схемы загружения (рис. 15.13), причем в схеме рис. 15.13, *б* распределенные силы инерции заменены сосредоточенными в ряде точек.

Результаты расчета ЧХ динамических напряжений от одинаковых неровностей левой и правой рельсовых нитей в сечениях *1*—*7* рамы тележки электропоезда ЭР2, рассчитанные при скорости 100 км/ч для пути с рельсами Р60 на железобетонных шпалах при количестве последних 1840 шт. на 1 км, приведены на рис. 15.14. Напряжения рассчитывались в сечениях продольных балок вблизи мест крепления поперечин, а также в сечениях поперечин, где передаются силы от редуктора и муфт. Для всех расчетных сечений основная мощность процесса сосредоточена в низкочастотной области до 10 Гц.

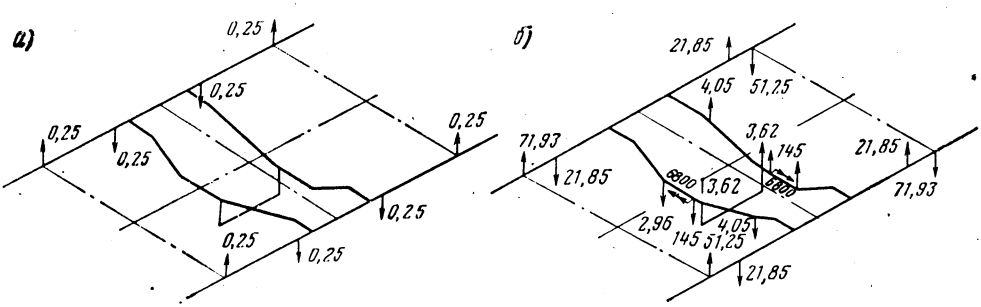


Рис. 15.13. Единичная схема загружения:

а — единичными реакциями центрального рессорного подвешивания; *б* — силами инерции от единичного ускорения галопирования;; →→ — векторы-моменты относительно оси, параллельной соответствующему вектору

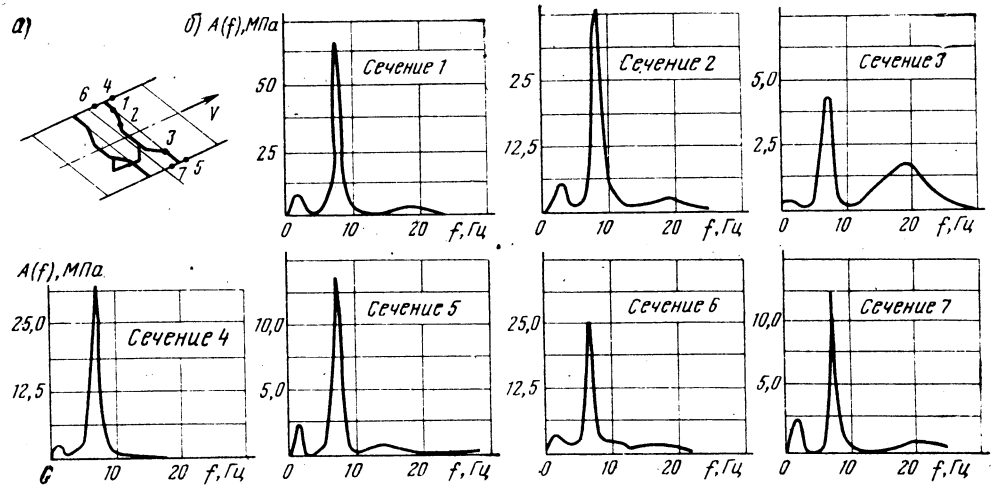


Рис. 15.14. Схема расчетных сечений (*а*) и графики частотных характеристик динамических напряжений (*б*) для расчетных сечений рамы тележки электропоезда ЭР2 при вертикальных колебаниях

Основной максимум ЧХ приходится на частоты 6—8 Гц, т. е. на собственную частоту колебаний тележки. В сечении *3* максимум ЧХ, приходящийся на частоту 20 Гц, связанный с колебаниями тягового привода, соизмерим с основным максимумом. Максимумы, приходящиеся на собственные частоты кузова (2 Гц), проявляются в меньшей степени. Ординаты ЧХ для сечений *1*, *2*, *4* и *6* (вблизи мест крепления редуктора) существенно больше, чем в противоположной.

Отметим некоторые результаты, связанные с особенностями расчетной схемы: ординаты ЧХ перемещений элементов первого по ходу движения колесно-моторного блока на 10—15% больше, чем второго. Несмотря на симметричность возмущения, ЧХ перемещений центров колес одной колесной пары различны вследствие несимметричной установки редуктора и тягового двигателя. Этим же объясняется и боковая качка тележки, соизмеримая с галопированием и подпрыгиванием. Преобладающее значение среди динамических сил, действующих на раму, имеет реакция подвесок редукторов и инерционные нагрузки. Остальные динамические силы существенно меньше.

Рассмотренная методика может быть использована и для определения динамических напряжений, возникающих при боковых колебаниях, если ограничиться линейной постановкой задачи боковых колебаний. Кроме того, при наличии в возмущении высокочастотных составляющих можно уточнить решение, расширяя систему путем введения новых обобщенных координат, описывающих деформации самой рамы.

Расчеты динамических напряжений с учетом взаимодействия локомотива и пути позволяют получить достаточно достоверную информацию об их уровнях и установить зависимость этого уровня от параметров системы, чего нельзя сделать, пользуясь формулой (15.2), в которую входит коэффициент динамики, определенный экспериментально на готовой конструкции.

По результатам статического и динамического расчетов может быть выполнена оценка прочности рам тележек, а также прогнозирование их надежности при внезапных и постепенных отказах.

§ 15.5. ТИПЫ КУЗОВОВ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Кузов служит для размещения в нем основного и вспомогательного оборудования, устройств управления локомотивом. Он состоит из кузовной рамы, боковых и торцовых стенок, крыши, кабины машиниста. Кузов должен соответствовать техническим требованиям к проектируемым локомотивам с учетом условий безопасности движения поездов и правил техники безопасности для обслуживающего персонала, обеспечения необходимой прочности и долговечности.

При проектировании кузовов необходимо выполнять требования максимального снижения собственного веса и экономии металла, аэродинамики, унификации и технологичности конструкции, а также технической эстетики.

В зависимости от распределения внешних нагрузок между элементами конструкции различают кузова с несущей рамой и цельнонесущие. У *кузовов с несущей рамой* мощная главная рама воспринимает все внешние нагрузки. В *цельнонесущем кузове* боковые стенки, а иногда и крыша жестко связаны с рамой и представляют собой единую конструкцию, все элементы которой совместно воспринимают внешние нагрузки. Несущий кузов легче кузова с несущей главной рамой. Так, отношение веса кузова и рамы к их длине составляет при несущей главной раме соответственно 14,1 и 13,2 кН/м (тепловозы ТЭМ2 и 2ТЭ10Л), при несущем кузове — 9,2 и 8,9 кН/м (тепловозы ТЭП70 и ТЭ109) [15].

При несущей главной раме применяются два конструктивных варианта кузова: капотный и вагонный.

В *капотном кузове* боковые стенки и крыша закрывают только силовые агрегаты, оборудование и отдельно кабину машиниста. Капотный кузов проще в изготовлении, чем кузов вагонного типа, легче поддается разборке при ремонте, обеспечивается хорошая видимость из кабины машиниста в обоих направлениях. Кузова капотного типа обычно применяют на маневровых локомотивах и локомотивах промышленного транспорта.

В *кузове вагонного типа* боковые стенки разнесены на максимальное расстояние, допускаемое габаритом подвижного состава; локомотивная бригада может обслуживать силовые агрегаты и оборудование, не выходя из кузова.

Основой несущих главных рам являются две мощные продольные балки, которые часто называют *хребтовыми*, если они расположены вблизи продольной оси симметрии рамы. В зависимости от их расположения относительно рам тележек различают кузова неохватывающего и охватывающего типов. В *кузовах неохватывающего типа* хребтовые балки расположены над рамой тележки. При этом центр тяжести поперечного сечения главной рамы находится на значительной высоте над продольной осью автосцепок, и в раме при приложении продольных сил одновременно с напряжениями растяжения или сжатия возникают значительные напряжения от изгиба. Необходимость обеспечить прочность рамы при действии продольных сил приводит к ее утяжелению.

В *кузовах охватывающего типа* продольные балки главной рамы разносят на наибольшее расстояние, допускаемое габаритом, и располагают их так, что они охватывают раму тележки. При этом эксцентриситет продольной силы имеет меньшее значение и рама оказывается легче, чем при неохватывающем кузове. При кузовах охватывающего типа внешний осмотр тележек затруднен, так как часть тележек закрыта рамой кузова.

Кузова неохватывающего типа с несущей рамой применяют на ряде отечественных тепловозов: ТЭ3, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В и др. Основными несущими

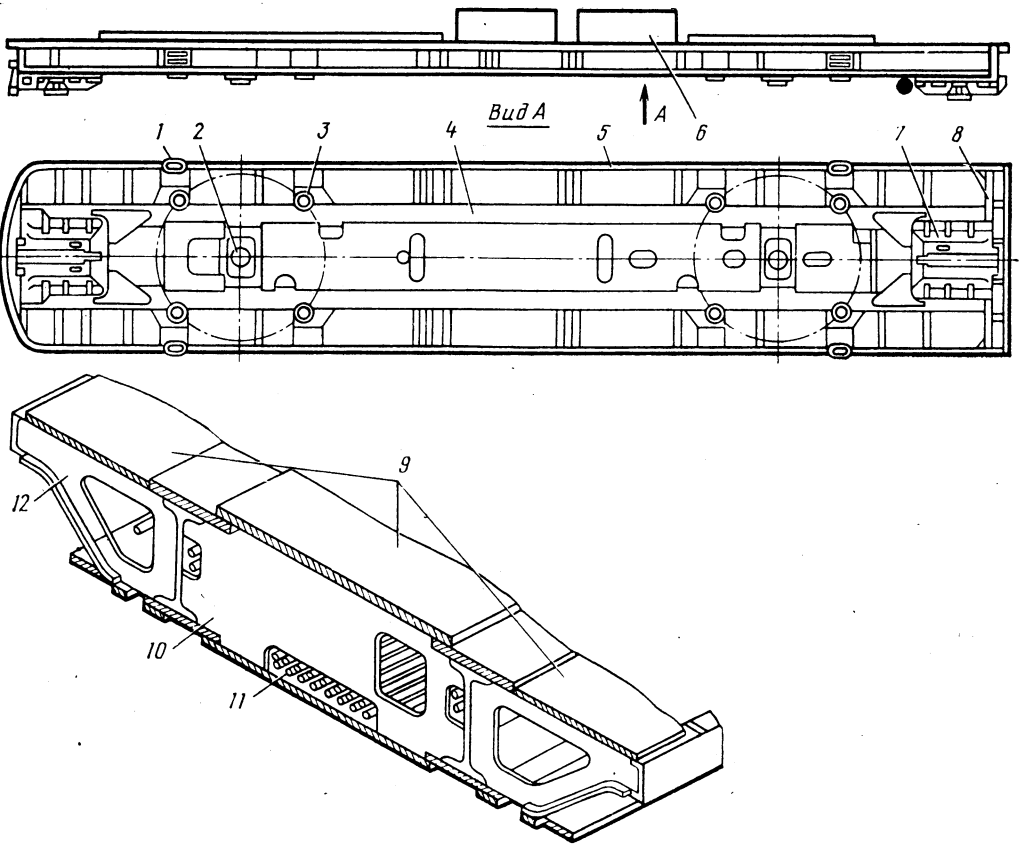


Рис. 15.15. Главная рама тепловоза 2ТЭ10В:

1 — опора для подъема кузова; *2* — шкворень; *3* — шаровая опора; *4* — хребтовая балка; *5* — обносной пояс; *6* — отсеки для аккумуляторных батарей; *7* — стяжной ящик; *8* — лобовой лист; *9* — горизонтальный лист; *10* — поперечная перегородка; *11* — кондуит; *12* — поперечный кронштейн

элементами главной рамы тепловоза 2ТЭ10В (рис. 15.15) являются две двутавровые балки *4* высотой 450 мм, к верхней и нижней полкам которых приварены усиливающие полосы сечением 18×340 мм. Хребтовые балки по концам приварены к лобовым листам *8* и приклепаны к стяжным ящикам *7*, в которых помещаются поглощающие аппараты автосцепки. Хребтовые балки соединены также поперечными перегородками *10* из листа толщиной 10—12 мм, через отверстия в которых проходят кондуиты *11* (трубки) для электрических кабелей. К усиливающим полосам сверху и снизу приварены горизонтальные листы *9* толщиной соответственно 8—14 и 6—8 мм. С наружной стороны к хребтовым балкам прикреплены обносные пояса *5* с помощью поперечных кронштейнов и горизонтальных листов. К нижней части рамы приварены два шкворня *2*, передающих горизонтальные силы от тележки кузову, вокруг которых по окружности диаметром 2730 мм укреплены по четыре шаровые опоры для передачи вертикальных нагрузок от кузова тележкам. Материал литых деталей сталь 25Л11, остальные детали из стали Ст3сп и Ст3кп.

Кузов охватывающего типа с несущей главной рамой имеют электровозы ВЛ80 и ВЛ60. Каждая из двух боковых балок *7* рам секций электровоза ВЛ80 (рис. 15.16) состоит из полосы (900 × 8 мм), к которой приварены два

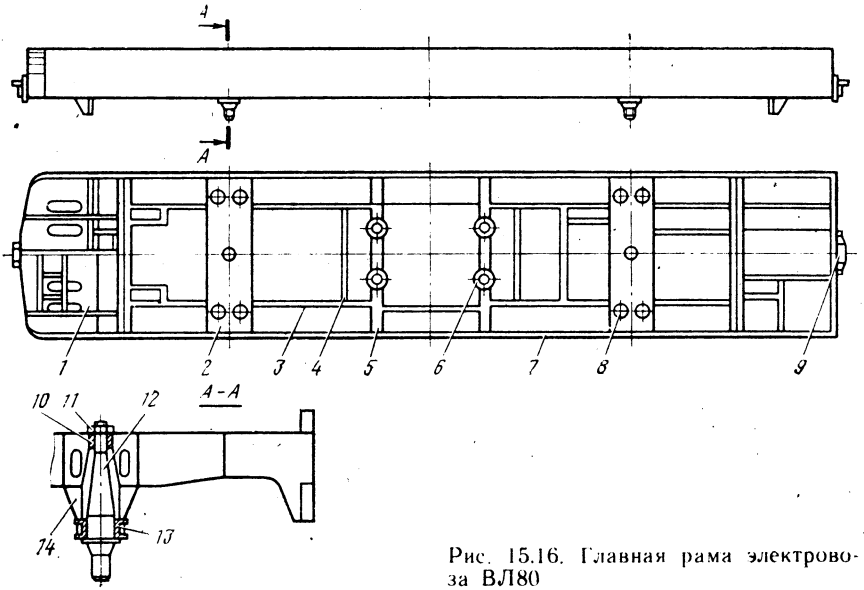


Рис. 15.16. Главная рама электровоза ВЛ80

швеллера: № 30 и 16. Ось нижнего швеллера № 30 расположена примерно на уровне оси автосцепки. Боковина рамы кузова закрывает верхнюю часть тележки на 240 мм. В поперечном направлении боковины связаны буферными брусьями *1*, двумя шворневыми балками *2* и двумя балками *5* с конусами *6* под трансформатор.

Шкворневая балка коробчатого сечения сварена из четырех листов толщиной 10—12 мм. В средней части шкворневой балки приварена коническая обечайка *14* с литым фланцем *13*. В верхнюю часть балки вварена цилиндрическая втулка *10*. Шкворень *12*, передающий силу тяги от тележки к кузову, запрессовывают во фланец *13* усилием 300—600 кН и крепят к втулке *10* гайкой *11*. В первоначальной конструкции электровоза ВЛ80 опирание кузова на тележки производилось с помощью пружин боковых опор, которые устанавливались в стаканах *8*. В новой конструкции связи кузова с тележками в плоскости шкворневой балки к нижней части боковин приваривают кронштейны люлечного подвешивания. В конструкцию рамы также входят продольные *3* и поперечные *4* элементы, и розетка *9* автосцепки.

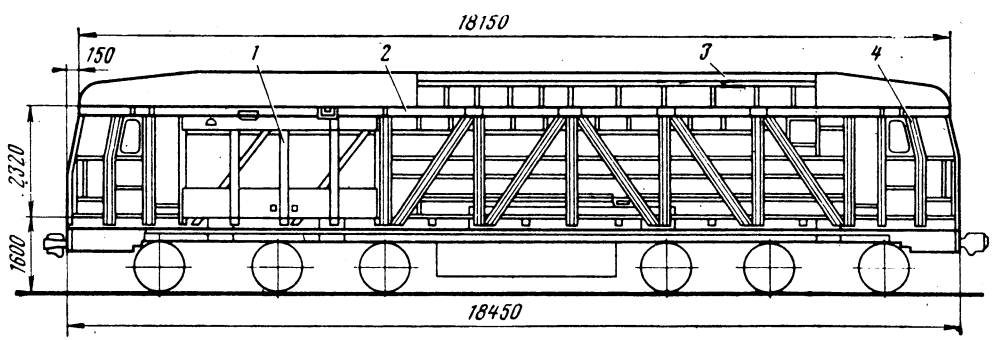


Рис. 15.17. Каркас кузова тепловоза ТЭП60:

1 — каркас холодильника; *2* — каркас боковой стенки; *3* — каркас углов крыши; *4* — каркас кабины

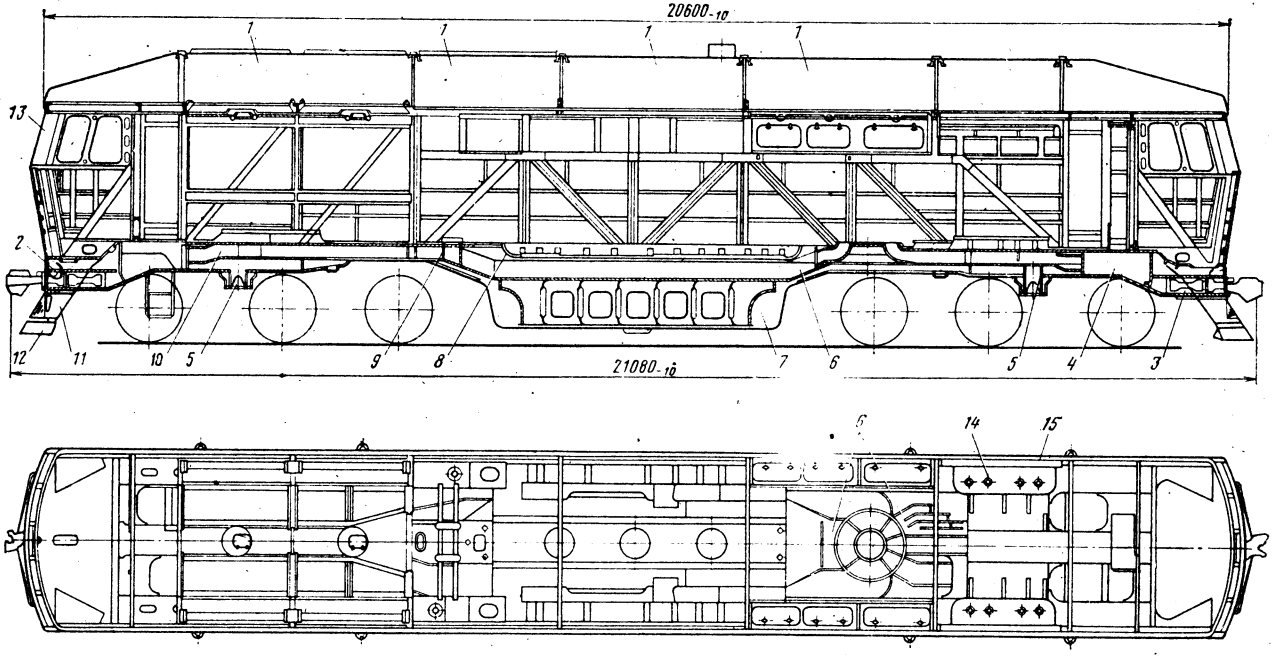


Рис. 15.18. Кузов тепловоза ТЭП70:

1 — блоки крыши; *2* — усиливающие короба; *3* — стяжные ящики; *4* — концевые секции рамы; *5* — шкворневые балки; *6* — каналы воздухоснабжения; *7* — топливный бак; *8* — средняя секция рамы; *9* — поперечные балки; *10* — основание шкворней; *11* — верхняя часть путеочистителя; *12* — нижняя регулируемая часть путеочистителя; *13* — кабина машиниста; *14* — ниши для пружин; *15* — главные продольные балки

Буферный брус сварен из листовой стали. В нем имеется проем с упорными угольниками для установки поглощающего аппарата автосцепки. Все несущие элементы рамы кузова изготовлены из стали Ст3 или стали М16С.

Электровозы ЧС1 и ЧС2 имеют также кузова с несущей рамой охватывающего типа.

Несущие кузова могут быть выполнены с боковыми стенками в виде раскосной фермы (тепловозы ТЭП60, ТЭП70, электровозы ЧС4, ЧС4^{т}) и безраскосными, в которых основным несущим элементом является обшивка боковых стен толщиной 2—2,5 мм, подкрепленная каркасом из тонкостенных балок в виде прямоугольной решетки (тепловозы ТЭ10, ТЭ109). Безраскосные кузова несколько легче раскосных.

Несущий кузов тепловоза ТЭП60 с раскосными фермами (рис. 15.17) имеет раму (нижний пояс кузова), состоящую из двух балок коробчатого сечения 250×85 мм с толщиной стенок 6 мм и двух центральных продольных труб диаметром 194 мм с толщиной стенок 6 мм. Продольные элементы рамы в поперечном направлении соединены сварными стяжными ящиками, четырьмя шкворневыми балками и элементами топливного бака.

Верхний пояс изготовлен из швеллера № 16, каркас кузова — из гнутых профилей с толщиной стенок от 2 до 6 мм. К стальному каркасу стенок оксидированными заклепками крепится дюралюминиевая обшивка.

Тепловоз ТЭП70 также имеет несущий кузов ферменно-раскосного типа (рис. 15.18). Продольные балки рамы имеют коробчатое сечение, сварены из швеллера и серпообразного профиля. Продольные балки связаны в поперечном направлении двумя концевыми секциями *4*, шкворневыми балками *5* и пятью поперечными вваренными балками *9*. В концевых секциях установлены автосцепки СА-3 с поглощающими аппаратами типа ЦНИИ-Н6. К каркасу кузова прикреплены алюминиевые листы обшивки толщиной 3 мм.

Тепловоз ТЭ109 имеет несущий кузов безраскосного типа. Внешние нагрузки воспринимаются боковыми стенками, рамами, кабинами, топливным баком и несъемными секциями крыши, которые представляют собой единую систему.

§ 15.6. МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ КУЗОВОВ НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

В процессе эксплуатации на раму и кузов действует ряд внешних нагрузок. При прочностных расчетах обычно исходят из принципа независимости действия сил. Напряжения в элементах конструкции при каком-либо режиме находят как сумму напряжений, возникающих от каждого из видов нагрузки в отдельности. Наиболее существенными для прочности конструкции являются следующие нагрузки:

1. Вертикальные статические нагрузки от веса оборудования, установленного в кузове, собственного веса конструкции и экипировочных материалов (запаса топлива, воды, песка, смазочных материалов). Напряжения от вертикальной нагрузки определяют для следующих случаев опирания кузова: а) на тележки (учитывается случай, когда все опорные реакции одинаковы, а также наиболее неблагоприятное распределение реакций опор при максимальной разнице, равной 30%, в том числе при кососимметричной нагрузке); б) на домкраты; в) аварийная подъемка локомотива за автосцепку;

2. Наибольшие тяговые усилия в режиме двойной тяги: а) при трогании с места; б) при конструкционной скорости; в) при скоростях, соответствующих резонансным состояниям, если они достаточно четко выражены;

3. Продольные усилия при растяжении или сжатии, приложенные по осям автосцепок и принимаемые обычно 2,5 МН для грузовых и 2 МН для пассажирских локомотивов;

4. Динамические вертикальные нагрузки, действующие при движении локомотива с конструкционной или резонансной скоростью; их определяют либо опытным путем при поездных испытаниях локомотива, либо расчетным путем, принимая их пропорциональными вертикальным статическим нагрузкам и считая коэффициент пропорциональности равным коэффициенту динамических добавок вертикальных сил $\kappa_{дв}$ (см. § 9.2);

5. Нагрузки на кузов при рывках и соударениях локомотивов, которые включают усилия, приложенные вдоль оси автосцепок, и силы инерции тележек и агрегатов, расположенных в кузове. Наибольшие значения усилий, приложенных по оси автосцепок, при этом принимают равными 2,5 МН для грузовых и 2,0 МН для пассажирских локомотивов, которые при существующих поглощающих аппаратах соответствуют соударениям со скоростями 5—7 км/ч.

При расчете шкворневых балок, шкворней, тяг, опорных балок и узлов крепления оборудования к раме продольные ускорения тележек и другого оборудования локомотива принимают равными $3g$.

В качестве расчетных принимают режимы, соответствующие наиболее неблагоприятному сочетанию указанных нагрузок, действующих в условиях эксплуатации одновременно.

При оценке статической прочности кузова в качестве расчетных приняты следующие режимы:

трогание локомотива с места (нагрузки 1а и 2а);

движение локомотива в тяговом режиме (нагрузки 1а, 2б и 4);

ремонтно-аварийный (нагрузки 1б и 1в).

При оценке сопротивления усталости учитывают нагрузки 1а, 2б и 4, при оценке прочности кузова при соударениях — нагрузки 1а и 5.

Оценка статической прочности производится по допускаемым напряжениям. Для трогания с места и движения в тяговом режиме принимают $[\sigma] = 0{,}65\sigma_т$, для продольного растяжения (сжатия) ремонтно-аварийного режима $[\sigma] = 0{,}95\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала. Оценка сопротивления усталости производится по коэффициенту запаса n, который определяется по формуле (8.16) и не должен быть менее 2.

Для элементов, передающих продольные усилия, шкворневых узлов, буферных брусьев, тяг также в тяговом режиме определяется запас прочности, предусматривающий периодические приложения и снятия тягового усилия (пульсирующий цикл):

$$n = \sigma_{-1}/[\sigma_f(\kappa + \psi)] \geqslant 1,$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле; σ_f — напряжения от тяговых усилий; κ — коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости детали; ψ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла.

При ударных нагрузках прочность кузова оценивается по коэффициенту запаса [см. формулу (8.19)].

Методы расчета кузова локомотивов зависят от их конструкции, вида нагрузки и требований к точности результата. В связи с тем что кузов представляет собой достаточно сложную пространственную систему, расчет производится в два этапа. Вначале используются простейшие расчетные схемы, на основе которых определяются основные размеры несущих элементов, затем производится уточненный расчет. Использование ЭВМ позволяет провести расчеты для более детализированных расчетных схем, при которых

более полно учитываются особенности рассматриваемой конструкции и повышается точность результатов расчета.

Для определения вертикальных статических нагрузок, действующих на несущие элементы кузова или главной рамы, производится развеска локомотива. Если действующие вертикальные и продольные горизонтальные нагрузки и опорные реакции симметричны относительно продольной оси рамы, то при определении опорных реакций кузов можно рассматривать как плоскую систему. Задача определения опорных реакций кузова для двухтележечного локомотива в том случае, когда опоры кузова на каждой тележке расположены в одной поперечной вертикальной плоскости или в двух поперечных плоскостях при наличии на каждой тележке сбалансированного рессорного подвешивания, является статически определимой. Опорные реакции определяются из условий равновесия кузова.

Для трехтележечного локомотива (или секции локомотива) в обоих упомянутых случаях задача определения опорных реакций кузова является статически неопределимой. При нахождении опорных реакций уравнения равновесия статики должны быть дополнены уравнением, связывающим прогибы упругих элементов рессорного подвешивания тележек.

Выполняя расчет на прочность кузова с несущей рамой, исходят из того, что все внешние нагрузки воспринимаются рамой. Поэтому рассчитывают раму на внешние нагрузки без учета влияния кузова. Если все действующие нагрузки симметричны относительно продольной оси рамы, то расчетную схему выбирают в виде балки, ось которой совпадает с линией, проходящей через центры тяжести поперечных сечений рамы. Геометрические характеристики балки (площадь, моменты инерции) должны по ее длине изменяться так, как они изменяются у рамы с учетом всех ее продольных элементов независимо от их длины и расположения в сечении. Для упрощения расчетов в пределах участков стержня, на которых геометрические характеристики стержня переменны, их усредняют и принимают постоянными. Таким образом, балка имеет ряд участков, геометрические характеристики которых постоянны в пределах каждого участка и различны у разных участков. Ось балки может быть ломаной прямой, участки которой смещены друг относительно друга. Опоры балки принимают шарнирными и расположенными по осям шкворней или по направлению равнодействующих реакций опор при их боковом расположении.

Строят эпюры изгибающих моментов от приложенных нагрузок и эпюры поперечных сил. Нормальные и касательные напряжения в опасных сечениях рамы определяют по известным формулам сопротивления материалов. Указанная выше схема является приближенной, однако при действии симметричных относительно продольной оси рамы нагрузок она дает вполне удовлетворительные результаты.

В случае действия несимметричной нагрузки относительно продольной оси рамы необходимо использовать расчетную схему в виде рамы, нагруженной пространственной системой сил. Дальнейшее совершенствование расчета несущих кузовов связано с применением расчетных схем в виде пластинчато-стержневых систем и метода конечных элементов.

Для уменьшения веса кузова применяют материалы, у которых отношение характеристик прочности к удельному весу выше, чем у углеродистой стали. Это — низколегированные стали, алюминиевые сплавы и стеклопластики. Большего уменьшения веса кузова можно достигнуть, применяя трехслойные оболочки, в которых два тонких внешних слоя связаны слоем маложесткого и легкого заполнителя. Такие конструкции имеют высокую устойчивость и жесткость при малой массе.

При конструировании кузова, в особенности в случае использования материалов с малым модулем упругости (например, у алюминиевых сплавов модуль упругости в 3 раза меньше, чем у стали), необходимо обеспечить достаточную жесткость конструкции. Для вычисления частот собственных колебаний локомотива расчетная схема кузова может быть выбрана в виде упругого стержня с непрерывно распределенной массой, стержня с дискретно расположенными сосредоточенными массами, оболочки с вырезами, плоской или пространственной стержневой системы с сосредоточенными массами.

§ 15.7. УДАРНО-ТЯГОВЫЕ ПРИБОРЫ

Ударно-тяговые приборы служат для сцепления локомотива с вагонами или другими локомотивами, передачи и амортизации продольных усилий, действующих во время движения в поезде и при маневрах. Подвижной состав отечественных железных дорог оборудован автосцепкой СА-3, обеспечивающей автоматическое сцепление единиц подвижного состава. Автосцепка состоит из корпуса с механизмом сцепления, привода для расцепления, центрирующего прибора и упряжного устройства с поглощающим аппаратом.

Корпус автосцепки СА-3 (рис. 15.19) представляет собой стальную пустотелую отливку, состоящую из головной части, в которой помещен механизм автосцепки, и хвостовика. Большой *1* и малый *4* зубья головной части корпуса образуют зев, из которого выступает рабочая часть замка *3* и лапа замкодержателя *2*.

Механизм автосцепки (рис. 15.20) состоит из замка *1*, замкодержателя *2*, предохранителя замка *4*, подъемника замка *3*, вала *5*. Сцепление автосцепок происходит автоматически при их соударении: малый зуб корпуса одной автосцепки скользит по направляющей поверхности малого или большого зуба другой и входит в зев. При этом малые зубья нажимают на выступающие части замков или замки нажимают друг на друга. Перемещаясь в крайнее положение, малые зубья освобождают замки, которые под действием собственного веса выходят снова в зевы, препятствуя обратному перемещению и расцеплению автосцепок. При этом перемещению замка внутрь корпуса препятствует замкодержатель, который входит в пространство между замком и стенкой корпуса автосцепки.

Чтобы расцепить автосцепку, необходимо повернуть рычаг расцепного устройства. При этом поворачивается подъемник, который уводит замок внутрь корпуса и удерживает его там до тех пор, пока не будут разведены автосцепки.

Для возвращения автосцепки (рис. 15.21) в центральное положение после боковых отклонений служит центрирующий прибор, состоящий из двух маятниковых подвесок *8* и центрирующей балки *7*. Продольные растягивающие и сжимающие усилия от корпуса автосцепки поглощающему аппарату передаются с помощью упряжного устройства, которое состоит из хомута *1*, клина *5*, который связывает хомут с хвостовиком автосцепки, и упорной плиты *4*. Поглощающий аппарат *2* с упорной плитой установлен между передними *10* и

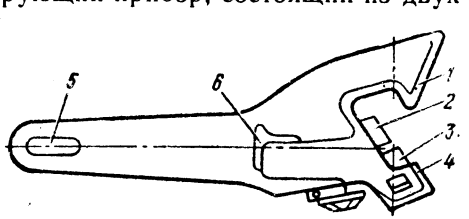


Рис. 15.19. Автосцепка СА-3:
1 — большой зуб; *2* — замкодержатель; *3* — замок; *4* — малый зуб; *5* — отверстие для клина; *6* — упор

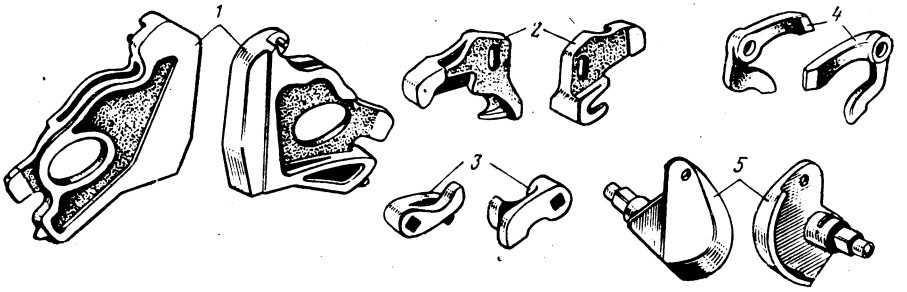


Рис. 15.20. Механизм автосцепки

задними *11* упорами, закрепленными на продольных элементах рамы. Тяговые усилия от хвостовика автосцепки с помощью клина передаются хомуту, который, двигаясь вперед, сжимает поглощающий аппарат. От поглощающего аппарата через упорную плиту усилие передается хребтовой балке через передние упоры *10*. Сжимающие силы от хвостовика автосцепки через упорную плиту передаются поглощающему аппарату и далее через задние упоры *11* хребтовой балке. Таким образом, поглощающий аппарат и при тяге и при торможении всегда воспринимает сжимающие усилия.

Поглощающие аппараты служат для уменьшения продольных сил, передающихся на рамы локомотивов и вагонов при маневрах и в переходных режимах продольных колебаний поезда.

Основными характеристиками поглощающих аппаратов являются *энергоемкость* — количество кинетической энергии удара, воспринимаемое аппаратом при сжатии, соответствующем полному ходу (усилие при этом не должно превышать 2 МН), и *коэффициент* η *необратимого поглощения энергии*, равный отношению необратимо поглощенной энергии (механической энергии, преобразованной в другие виды энергии) к полной энергии, воспринятой аппаратом.

На грузовых локомотивах устанавливают пружинно-фрикционные аппараты Ш-1-ТМ. Корпус *5* аппарата (рис. 15.22) имеет внутреннюю поверхность в виде сужающегося шестигранника. К внутренним поверхностям корпуса примыкают три фрикционных клина *3*, каждый из которых опирается на две грани. В собранном аппарате пружины *6* и *7* имеют предварительную затяжку, которая создается стяжным болтом *2*, установленным меж-

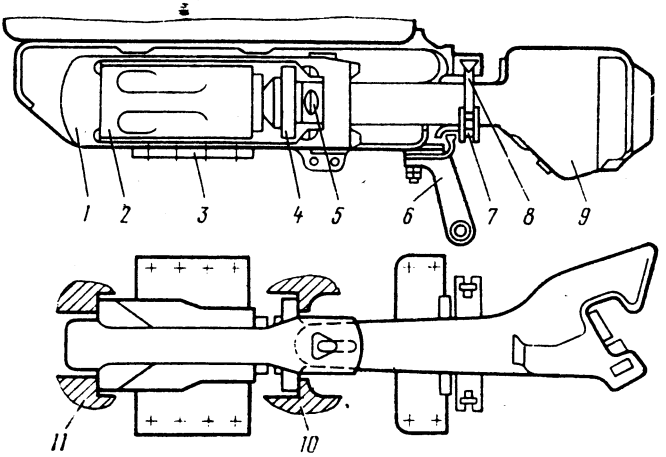


Рис. 15.21. Ударно-тяговые приборы:

1 — хомут; *2* — поглощающий аппарат; *3* — планка поддерживающая; *4* — плита упорная; *5* — клин; *6* — кронштейн; *7* — балка; *8* — подвеска; *9* — головка автосцепки; *10* — передний упор; *11* — задний упор

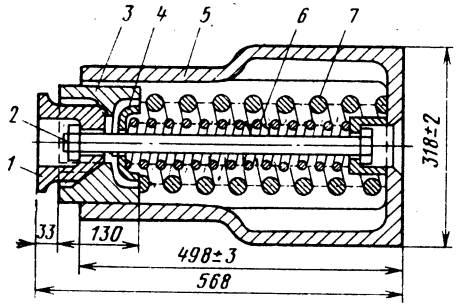


Рис. 15.22

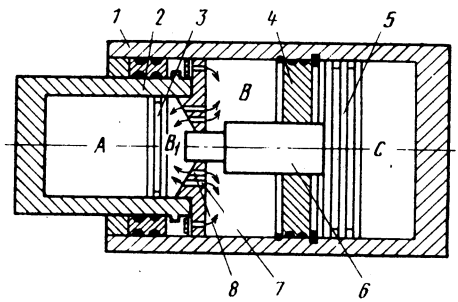


Рис. 15.23

Рис. 15.22. Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат:
1 — нажимной конус; *2* — болт с гайкой; *3* — клинья; *4* — нажимная шайба; *5* — корпус; *6, 7* — пружины

Рис. 15.23. Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-100М:
1 — корпус; *2* — нажимной поршень; *3, 5* — плавающие поршни; *4* — промежуточное дно; *6* — шток; *7* — дроссельные отверстия; *8* — перепускные пазы (отверстия)

ду днищем корпуса и нажимным конусом *1*. Скошенные поверхности нажимного конуса и нажимной шайбы *4* обусловливают образование сил распора, которые прижимают клинья к внутренней поверхности корпуса.

При сжатии аппарата нажимной конус и клинья перемещаются внутрь корпуса. Энергия, воспринимаемая аппаратом, затрачивается на упругую деформацию пружин и в большей степени рассеивается, т. е. из-за наличия сил трения (главным образом между корпусом и фрикционными клиньями) превращается в тепловую энергию. Энергоемкость аппарата Ш-1-ТМ составляет 40—50 кДж, ход аппарата 70 мм. Простота конструкции и малая стоимость определили широкое распространение пружинно-фрикционных аппаратов. Основным недостатком аппарата Ш-1-ТМ является нестабильность его работы, связанная со схватываниями трущихся поверхностей, срывами и проскальзываниями, а также склонность к заклиниванию аппарата.

Для повышения стабильности работы аппарата целесообразно вместо пары трения «сталь—сталь» применять пары «сталь—металлокерамика» или «сталь—полимер».

Представляет интерес использование гидравлических поглощающих аппаратов. В них силы сопротивления при перемещении подвижной части образуются вследствие перетекания жидкости через отверстия малого поперечного сечения. Силы гидравлического сопротивления пропорциональны скорости движения потока жидкости. Чем больше скорость соударения единиц подвижного состава, тем бо́льшую силу сопротивления развивает поглощающий аппарат, соответственно большей оказывается и его энергоемкость. Достоинствами гидравлических поглощающих аппаратов являются высокая энергоемкость, стабильная работа и небольшая масса. Эти преимущества проявляются при ударных процессах. В случае медленного нарастания действующих сил аппарат сжимается при достаточно малых силах и оказывается неподготовленным к восприятию последующих ударных нагрузок.

Для устранения этого в гидравлическом аппарате предусматривают полости со сжатым газом. В процессе перемещения подвижной части аппарата газ испытывает дополнительное сжатие и создаются силы упругого сопротивления. Эти силы при медленном нарастании обеспечивают благоприятную характеристику аппарата.

Основанные на этом принципе гидрогазовые аппараты разработаны в МИИТе. Аппарат ГА-100М имеет ход 70 мм и энергоемкость 90—100 кДж, аппарат ГА-500 — соответственно 120 мм и 140 кДж.

Гидрогазовый аппарат ГА-100М (рис. 15.23) имеет камеры *А* и *С*, заполненные газом (азотом) при начальном давлении соответственно 0,4 и 9 МПа, и полость *В*, заполненную рабочей жидкостью (маслом АМГ).

Процесс сжатия состоит из двух этапов. На первом этапе при перемещении поршня *2* шток *6* остается неподвижным; рабочая жидкость перетекает из полости *В* в полость B_1 через отверстия *7*, *8* и перемещает плавающий поршень *3*, вызывая сжатие газа в камере *А*. На втором этапе поршень *2*, упираясь в выступ штока *6*, перемещает поршень *5*, вызывая сжатие газа в камере *С*. Гидравлическое сопротивление на втором этапе увеличивается, так как отверстия *8* закрываются выступами штока *6*. Обратный ход аппарата осуществляется силами упругости сжатого газа в полостях *А* и *С*.

Гидрогазовые аппараты обладают рядом недостатков: сложность конструкции, высокая стоимость и трудоемкость изготовления, трудность обеспечения надежности уплотнений в течение длительного срока.

На пассажирских локомотивах и вагонах применяются поглощающие аппараты ЦНИИ-Н6, которые имеют пружинную и пружинно-фрикционную части, соединенные последовательно. При малых усилиях работает пружинная часть, в более тяжелых режимах смягчение ударов обеспечивается пружинно-фрикционной частью аппарата. Большая эластичность пружинной части обеспечивает необходимую плавность при трогании поезда с места. Однако аппараты ЦНИИ-Н6 имеют относительно сложную конструкцию, а их фрикционная часть работает недостаточно стабильно.

Пассажирские локомотивы оборудуют также резинометаллическими поглощающими аппаратами Р-2П (резиновый, второй вариант, пассажирский), которые по сравнению с аппаратами ЦНИИ-Н6 имеют меньшую массу и более простую конструкцию. Рабочую часть аппарата Р-2П составляют девять резинометаллических элементов, каждый из которых состоит из резиновой пластины (толщина 41,5 мм, площадь поперечного сечения 265×220 мм), привулканизированной к двум стальным листам (толщина 2 мм). Пластины изготовляют из резины 7-ИРП-1348.

Энергоемкость аппарата в среднем равна 22 кДж. Коэффициент необратимого поглощения энергии составляет 45%. Наибольшее усилие в конце хода сжатия не превышает 1 МН. Достоинствами резинометаллических поглощающих аппаратов являются простота конструкции, малая масса и относительная стабильность силовой характеристики.

Глава 16

ПОДДЕРЖАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ И ИХ МОДЕРНИЗАЦИЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

§ 16.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Специфические условия работы механической части, испытывающей динамические нагрузки, заставляют принимать меры по поддержанию работоспособности ее элементов.

Эти меры условно можно разделить на две группы: основные, направленные на предотвращение неисправностей, поддающихся прогнозированию

и в дальнейшем развиваемые и дополняемые при модернизации конструкции; вспомогательные, направленные на выявление и устранение возникающих в эксплуатации неисправностей. К последним относятся меры по устранению последствий естественного износа и старения конструкции через определенный, достаточно продолжительный период времени.

Пока еще при проектировании невозможно учесть в комплексе специфические условия работы конструкции, технологические особенности и возможности производства, свойства реальных материалов. Поэтому приходится расходовать значительные материальные и трудовые ресурсы на поддержание работоспособности механической части тягового подвижного состава.

Непременными условиями снижения этих затрат являются научный подход к разработке мероприятий, поддерживающих работоспособность элементов, и высокая технологическая дисциплина как при обслуживании, так и при ремонте элементов механической части.

Прежде чем приступать к разработке и внедрению каких-либо мер, устраняющих тот или иной вид неисправностей, необходимо выявить вызывающую ее причину. Для этого необходимо:

1. Осуществить сбор и систематизацию (по пробегу, видам неисправностей) фактических данных о выходящем из строя оборудовании;

2. Сделать описание всего комплекса факторов, способствующих появлению неисправностей, представить мысленно, как эти факторы влияют на развитие неисправности;

3. Установить с помощью структурной схемы причинно-следственные связи между этими факторами;

4. Согласно структурной схеме разработать мероприятия, последовательно устраняющие выявленные причины.

К этим мероприятиям в условиях эксплуатации относятся прежде всего организационные меры, повышающие и контролирующие качество выполнения существующих технологических приемов; применение новых передовых технологий, инструментов и приспособлений; разработка технических предложений и проектов модернизации каких-либо узлов, деталей и т. п.

§ 16.2. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ И ИХ АНАЛИЗ

На долю механической части приходится значительная часть неисправностей от их общего количества по тяговому подвижному составу, причем прослеживается рост их от кузова к колесной паре. Количество неисправностей подрессоренных частей значительно меньше, чем неподрессоренных.

Элементы рессорного подвешивания (пружины, листовые рессоры, гидравлические и фрикционные гасители, поводки и балансиры, сайлент-блоки, валики и втулки) чаще выходят из строя в буксовой ступени рессорного подвешивания, чем в кузовной. Из элементов рессорного подвешивания наибольшее количество неисправностей приходится на гидравлические и фрикционные гасители колебаний, листовые рессоры. Гасители колебаний, являясь элементами, поглощающими энергию резонансных колебаний, подвергаются частым перегрузкам, внешним динамическим воздействиям и поэтому требуют особо прочных элементов, высококачественного изготовления и ремонта.

Ненадежная работа гасителей колебаний является часто причиной выхода из строя ряда других связанных с ними элементов, например винтовых пружин (из-за увеличенных деформаций при резонансных колебаниях),

элементов люлечного подвешивания электровозов ВЛ80 и ВЛ10 (из-за повышенных перемещений кузова в вертикальном и горизонтальном направлениях). Недостаточное демпфирование в кузовной ступени подвешивания приводит к повышенному износу элементов автосцепок в вагонах электропоездов.

Надежная работа устройств рессорного подвешивания также зависит от работоспособности различных шарнирных соединений.

В конструкциях элементов рессорного подвешивания (различные поводки, тяги и т. п.) уже давно нашли применение резинометаллические шарниры (сайлент-блоки).

Значительное количество резиновых элементов выходят из строя в узлах крепления гасителей колебаний, в конструкции гидравлических гасителей (уплотнения), в буксовых поводках и подвесках редукторов электропоездов, в поводках тяговых муфт тепловозов. Являясь в одних узлах амортизаторами, в других — элементами, осуществляющими беззазорную связь (поводки) и заменяющими поверхностное трение в шарнирах внутренним в резине, они подвергаются действию статических и динамических нагрузок. Разрушающее влияние оказывают низкие и высокие температуры, присутствие масел и дизельного топлива. В результате этого появляются трещины в резине, расслоение, отрыв от металлической арматуры, потеря упругих свойств.

Иногда разрушение резины является следствием нарушения монтажа резинового шарнира.

Например, при плохой запрессовке металлической обоймы нижнего шарнира подвески редукторов пассажирских электровозов серии ЧС может происходить выдавливание резины вследствие образования по поверхности сопряжения обоймы с ее посадочной поверхностью подвески фретинг-коррозии (контактной коррозии трения).

Сущность этого явления состоит в том, что поверхностный слой контактирующих под давлением металлических деталей разрушается при нагружении переменными нагрузками.

Из-за фретинг-коррозии образуются зазоры в неразъемных соединениях, для этого процесса характерно наличие темно-красного порошка продуктов износа стальных поверхностей.

Такой вид износа свойственен тяжелонагруженным деталям подвижного состава, подверженным динамическим нагрузкам и вибрациям.

Рамы тележек локомотивов часто выходят из строя из-за появления усталостных трещин в местах с высокой концентрацией напряжений (околошовные зоны, некачественно выполненные сварные швы, места с резким изменением поперечных сечений, например места примыкания продольных и поперечных балок, зоны приварки буксовых кронштейнов к продольным балкам).

Большое количество неисправностей возникает у колесных пар — это прежде всего появляющиеся с пробегом прокат поверхности катания бандажа и подрез гребня бандажа. С ростом интенсивности движения, весов поездов увеличивается количество проворотов бандажей на колесном центре и в конечном счете их ослабление.

У колесных пар со спицевыми центрами с большим пробегом (свыше 2—2,5 млн. км) появляются усталостные трещины в спицах примерно на трети длины спицы, примыкающей к ободу. Расчеты, проведенные методом МКЭ (см. § 15.3), показали, что в этой зоне (зона *А*) самые высокие сжимающие напряжения (σ_{max} — 110 МПа при P — 38 кН) (рис. 16.1). Следовательно, в этой зоне, несмотря на большой запас статической прочности, могут накапливаться усталостные повреждения. По данным ВНИТИ пре-

дел выносливости металла спиц колес тепловоза ТЭ10Л равен 120 МПа, что близко к эксплуатационным напряжениям в этой зоне.

Значительное количество неисправностей приходится на буксовые подшипниковые узлы. Часть из них связана с нарушением технологии монтажа подшипников (нарушение посадочных размеров, увеличение или уменьшение радиальных и аксиальных зазоров), часть возникает из-за появления усталостных повреждений внешних или внутренних обойм подшипников, которые могут увеличиваться из-за коррозии поверхностей катания. Коррозия обусловлена загрязнением смазки и особенно ее увлажнением.

Большое число неисправностей имеют тяговые приводы электровозов и электропоездов с неподрессоренными элементами тяговых передач. Это электровозы ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ80 и электропоезда ЭР1, ЭР9, ЭР2, ЭР2Р, ЭР2Т. Около 30% неисправностей тяговых редукторов электропоездов приходится на крепежные болты тягового редуктора, 10—20% связаны с их разрушениями. Ввиду особой важности выявления причин этих неисправностей рассмотрим один из подходов, помогающих их определить.

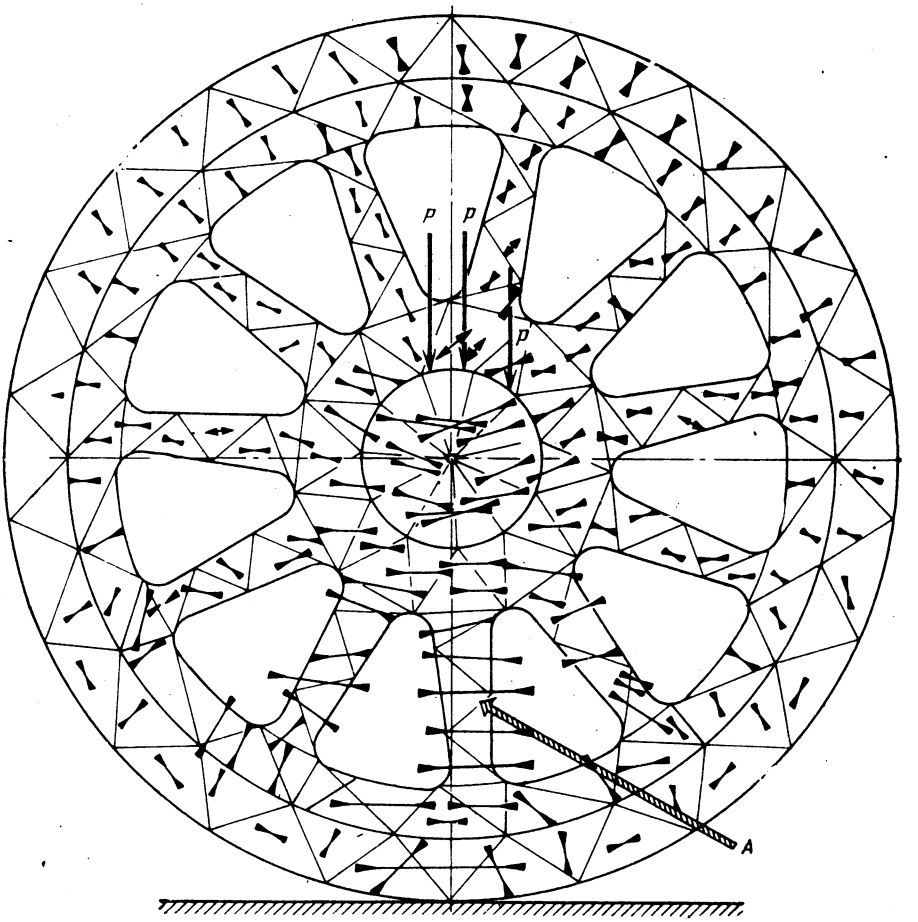
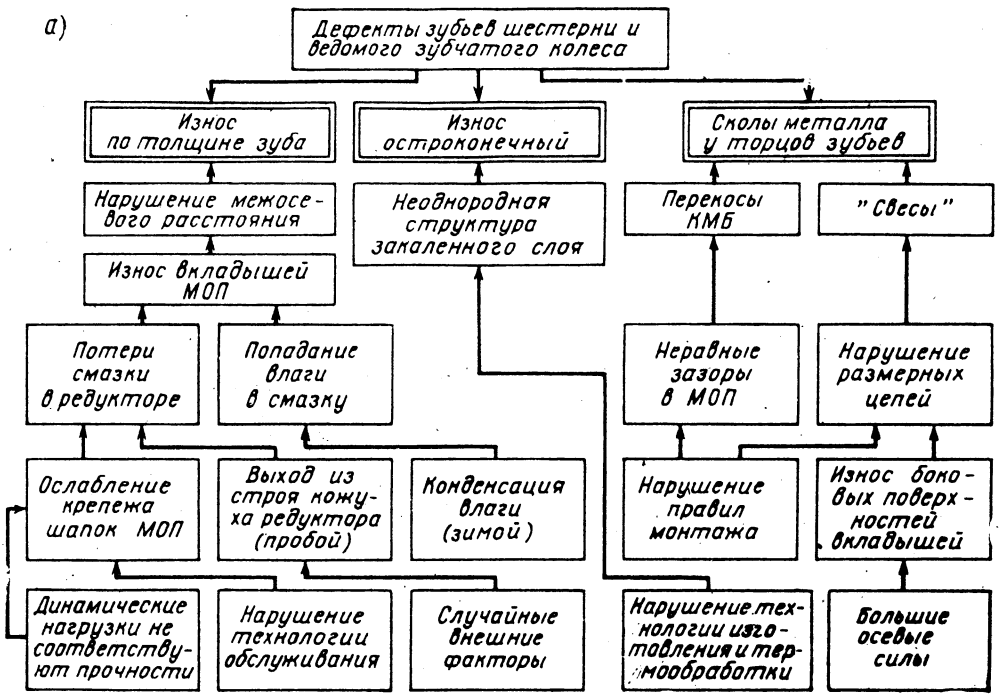


Рис. 16.1. Распределение максимальных напряжений в плоскости колеса в случае приложения к нему вертикальной статической и тяговой нагрузки, определяемой вращающим моментом 2 кН·м:

А — зона с наибольшими напряжениями; ⋈ — обозначение величины (длина) и знака (направление стрелок) напряжений ↔

Для выявления причин неисправностей целесообразно составить структурные схемы причинно-следственных связей на основании учета и анализа совокупности факторов, вызывающих неисправности того или иного вида. Например, такие схемы составлены для определения причин износа зубчатой передачи электровозов ВЛ80 и ВЛ10, ВЛ8 (рис. 16.2, *а*).

Из анализа этих схем следует, что действующих факторов много и каждый из них можно считать причиной возникшей неисправности. Однако просматриваются факторы, которые определяют специфические условия работы механической части ЭПС — динамические нагрузки как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Характерные повреждения баббитовых вкладышей моторно-осевых подшипников (рис. 16.2, *б*) подтверждают это. Так, причины многих неисправностей — низкое качество обслуживания и ремонта ответственных узлов механической части, отсутствие повсемест-



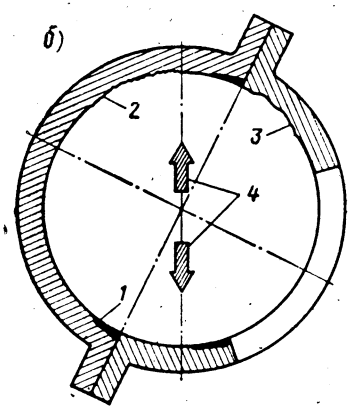


Рис. 16.2. Структурная схема причин износа зубчатой передачи электровозов с тяговым приводом класса I (*а*), характерные виды повреждений баббитовых вкладышей моторно-осевых подшипников (МОП) колесно-моторного блока (КМБ) электровозов ВЛ8, ВЛ80 (*б*):

1 — сколы баббита; *2*, *3* — износ; *4* — направления динамических сил

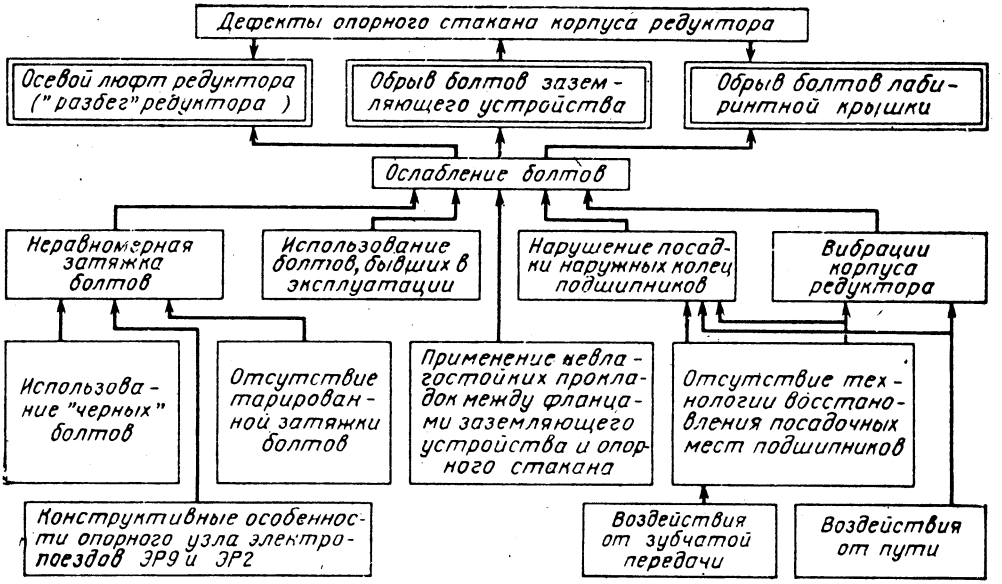


Рис. 16.3. Структурная схема причин повреждений редукторов тягового привода электропоездов ЭР1, ЭР2, ЭР9П

ного использования эффективных способов восстановления работоспособности деталей при их ремонте. Не менее важна и роль низкой ремонтопригодности ряда конструкций подвижного состава.

Установлено, что тяговые редукторы электропоездов, особенно прошедшие заводской или деповской ремонт, обладают повышенным уровнем вибрации и шума, возникающих в результате разукомплектовывания зубчатых колес.

Проследить причины выхода из строя тяговых редукторов электропоездов, повреждения которых носят массовый характер, можно по структурной схеме рис. 16.3. Здесь также просматриваются уже указанные факторы — динамические нагрузки и несоответствующая им технология обслуживания и ремонта, которые приводят к массовому выходу из строя крепежных болтов.

У работников эксплуатации существует устойчивое мнение о доминирующем влиянии пути на возникновение таких неисправностей механической части. Однако это правильно только отчасти. В подтверждение на рис. 16.4 приведены спектры вибраций корпуса редуктора электропоезда,

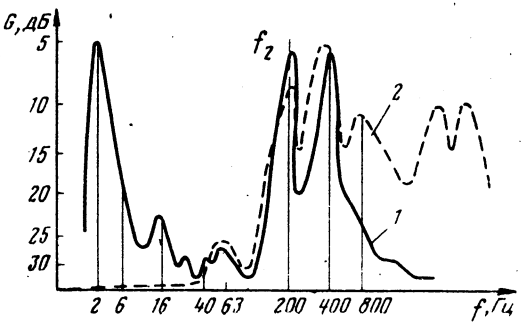


Рис. 16.4. Спектрограммы вибраций корпуса редуктора над шестерней при скорости 30 км/ч:

1 — при движении по железнодорожному пути; *2* — на стенде; f_2 — частота пересопряжения зубьев зубчатой передачи (при скорости 30 км/ч — 200 Гц)

снятые при движении по железнодорожному пути и затем на специальном стенде.

Из сравнения спектров видна область вибраций корпуса редуктора до 40 Гц, вызванная воздействием неровностей от железнодорожного пути; эта зона вибраций отсутствует при испытании этого же редуктора на стенде. Область вибрации свыше 100 Гц получена при испытаниях на стенде и на пути. Эти вибрации вызваны работой самого редуктора как неидеального механизма, содержащего различного рода кинематические погрешности как в зубчатой передаче, так и в подшипниках.

Эти кинематические погрешности при вращении зубчатых колес создают возмущающие динамические силы, передающиеся на корпус редуктора. Они имеют периодический характер и период их следования зависит от ко-

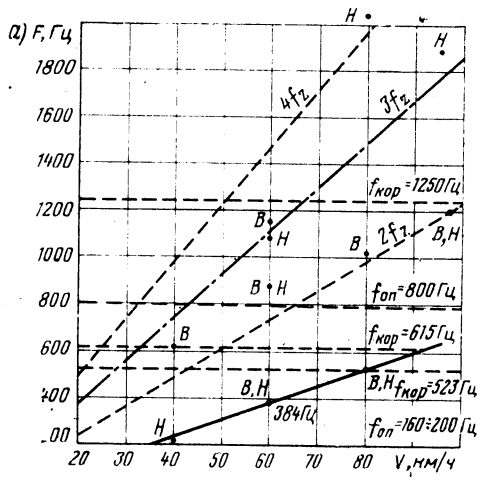
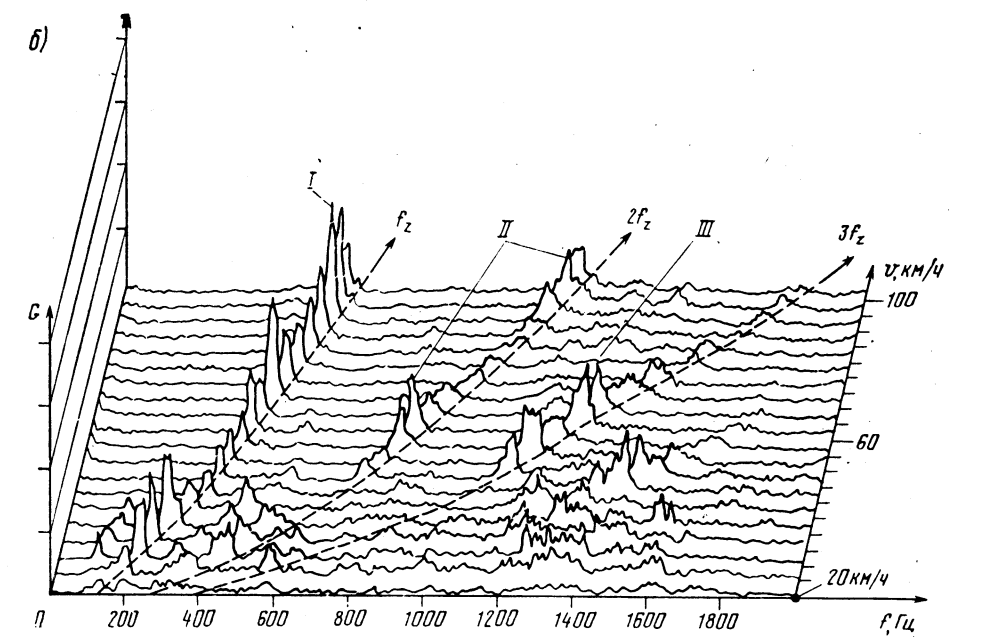


Рис. 16.5. Зависимости частот возмущения корпуса редуктора от скоростей движения электропоезда (*а*) и функции спектральных плотностей энергии вибраций (б) корпуса редуктора (датчик расположен над шестерней) при движении электропоезда по реальному пути с различными скоростями:

B, H — соответственно верхняя и нижняя части корпуса редуктора; f_z, $2f_z$, $3f_z$, $4f_z$ — частоты гармоник возмущений от периодических ударов в зубьях передачи при их пересопряжении; $f_{кор}$ — собственные частоты изгибных колебаний редуктора; $f_{оп}$ — собственные частоты колебаний опорного узла редуктора



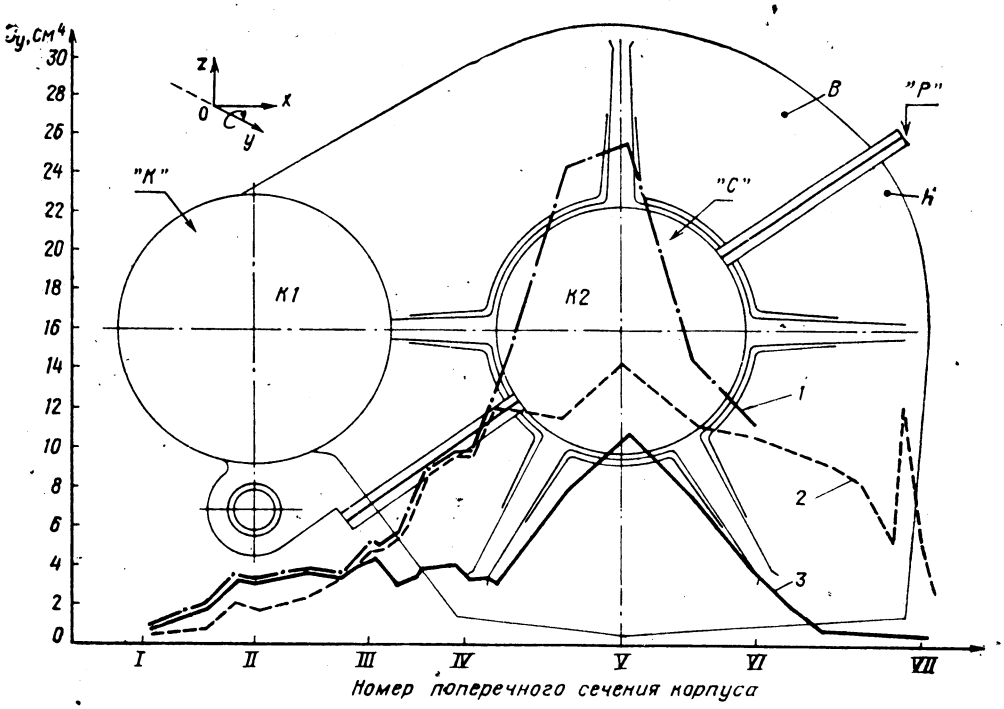


Рис. 16.6. Изменение моментов инерции поперечных сечений корпуса редуктора электропоезда ЭР9 по его длине:

1 — редуктор в сборе; *2* — при ослаблении болтов групп «*K*» и «*C*» (по крышкам шестерни) и по опорному стакану; *3* — при ослаблении болтов группы «*P*» (по разъему корпуса)

личества зубьев большого зубчатого колеса и частоты вращения колесной пары, т. е. частота возмущения:

$$f_z = z_з v/(3{,}6\pi D_к),$$

где $z_з$ — количество зубьев большого зубчатого колеса; v — скорость движения поезда, км/ч; $D_к$ — диаметр круга катания бандажа.

Корпус редуктора с сосредоточенными на нем массами узла шестерни и опорного стакана имеет ряд изгибных форм колебаний с соответствующими частотами. Совпадение этих частот с частотами возмущений вызывает резонанс, проявляющийся в резком увеличении вибраций корпуса редуктора.

На частотной диаграмме рис. 16.5, *а* построены зависимости первой и последующих гармоник возмущения от пересопряжений зубьев в функции скорости движения подвижного состава.

Зная значения собственных частот редуктора (изображаются горизонтальными линиями), можно предсказать, при каких скоростях будут интенсивные вибрации корпуса редуктора. Темным точкам соответствуют значения резонансных частот, которые были получены после обработки экспериментальных записей вибраций. Как видно из диаграммы, они совпадают или располагаются вблизи линий, изображающих зависимости частот возмущений от пересопряжения зубьев.

Из диаграммы следует, что корпус редуктора работает в условиях резонансов практически во всем диапазоне скоростей движения электропоезда.

Это подтверждает ряд спектров вибраций, полученных на одном из эксплуатируемых редукторов при плавном изменении скорости движения поезда от 20 до 100 км/ч (рис. 16.5, *б*). Всплески спектральной плотности энер-

гии вибраций, одна часть которых видоизменяется с ростом скорости движения, а другая нет, указывают на возникновение или исчезновение резонансов по ряду форм колебаний корпуса редуктора. Сравнение значений скоростей и частот на рис. 16.5, *а* и *б* показывает, что всплески в зоне *I* на частоте 630 Гц при скорости 100 км/ч и в зонах *II* и *III* (соответственно на частотах 950 и 1460 Гц) вызваны возмущениями от 1-й, 2-й и 3-й гармоник.

Интенсивные вибрации корпуса вызывают вибрации самих болтов, что приводит к снижению коэффициента трения в резьбе и ее износ, ослабление болтов и их самоотвинчивание. Например, при интенсивных вибрациях с частотой 10 Гц коэффициент трения в резьбе равен 0,15, а при вибрациях с частотой 50 Гц снижается до 0,05 и т. д.

Из-за повышения вибраций ослабляются болтовые крепления групп К, С, Р (рис. 16.6). У корпуса редуктора изменяются характеристики жесткости, в частности жесткость на изгиб EJ_y, где E — модуль упругости; J_y — момент инерции поперечных сечений корпуса редуктора. Из сравнения кривой *1*, соответствующей корпусу редуктора без ослабления болтов, с кривыми *2* и *3* можно заключить, что характеристики жесткости на изгиб изменяются значительно и поэтому при действии на редуктор тяговых нагрузок возможно появление изгиба и перекоса корпуса относительно колесной пары, а следовательно, и осей зубчатых колес, что вызовет повышение вибраций, так как нарушается зацепление зубчатых колес.

В эксплуатации, как видно из рис. 16.5, *б*, вибрации существуют постоянно и устранить их нельзя, можно только ослабить их сдвигом резонансных зон от частот возбуждения, например увеличением количества ребер жесткости, или применением специальных антивибрационных креплений. При обычных болтовых соединениях необходимо принимать меры, устраняющие самоотвинчивание болтов, например применять тарельчатые шайбы, контрящие устройства, антивибрационные мастики, но основным остается путь снижения возмущений вибраций от пересопряжений зубьев зубчатых колес редуктора.

§ 16.3. МЕТОДЫ ПОДДЕРЖАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОЛЕС, ДЕТАЛЕЙ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ, НЕПОДРЕССОРЕННЫХ ЧАСТЕЙ ТЯГОВЫХ ПРИВОДОВ

Одним из основных методов поддержания работоспособности колесных пар является восстановление размеров поперечного профиля бандажа согласно ПТЭ, а также соблюдение допустимой разности диаметров колесных пар под одним кузовом электровоза (для обычных ± 10 мм, для скоростных ± 5 мм) и разности диаметров колес в колесной паре (меньше 0,5 мм). Профиль бандажа восстанавливают обточкой на колесно-токарных станках как с выкаткой, так и без выкатки колесных пар из-под локомотива; допустимую разность между диаметрами кругов катания колес под одним электровозом получают, как правило, обтачивая все колеса под меньший диаметр или заменяя колесные пары. В результате в стружку снимается большое количество металла, нарушается наклепанный слой металла на поверхности катания, ослабляется бандаж, в результате чего прочность его посадки на центр снижается. Кроме того, как показывают расчеты методом МКЭ, зона напряжений, достигающих предела текучести, у бандажа с минимальной толщиной приближается к поверхности внутренней расточки бандажа (рис. 16.7, *а*). В результате возможна пластическая деформация («раскатка») этого места и уменьшение натяга бандажа. Это усугубляется еще нагревом бандажа, при колодочных тормозах происходит его расширение, что спо-

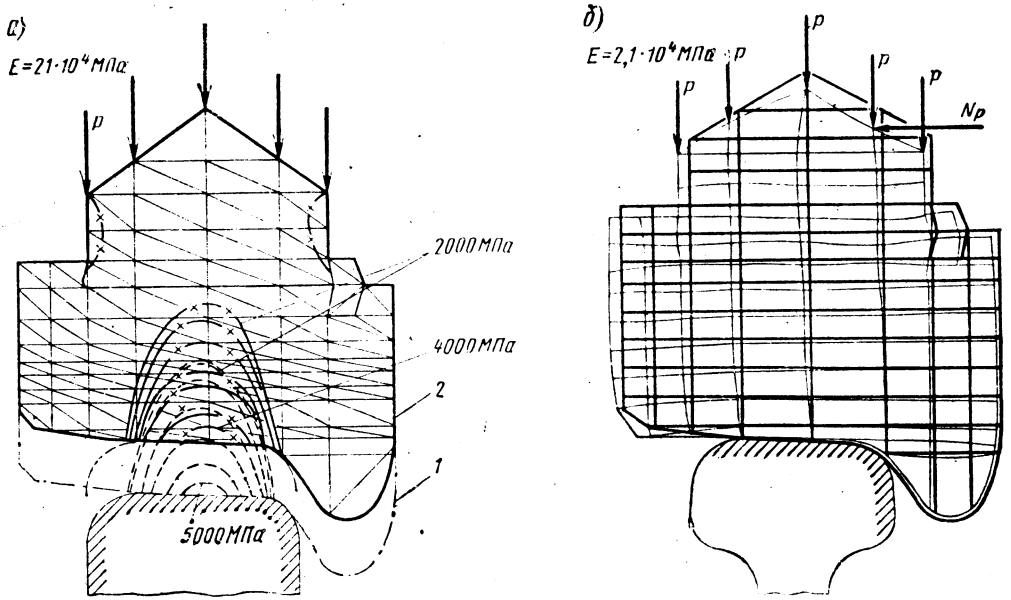


Рис. 16.7. Распределение контактных напряжений в виде линий равных напряжений в контакте бандажа с головкой рельса (*а*) при новом бандаже (*1*) и обточенном (*2*) и распределение деформаций элементов сечения бандажа при действии на колесную пару рамной силы $N^р = 50$ кН (*б*). Нагрузка от одного колеса на рельс $23{\cdot}5 = 115$ кН

собствует снижению натяга и как результат — провороту относительно центра. Допускаемая минимальная толщина бандажа колес 45 мм для обычных локомотивов и 55 мм для скоростных является исходя из результатов расчета предельной или даже несколько заниженной по допускаемым напряжениям в зоне натяга. Это подтверждается большим количеством проворотов и ослаблений бандажей с минимальной допустимой толщиной.

На ряде западноевропейских железных дорог принято так обтачивать бандажи, чтобы не снимать наклепанный слой, а восстанавливать только размер гребня. Этого можно достичь, производя обточку бандажа так, чтобы очертание профиля соответствовало среднеизношенному.

Такой способ позволяет значительно увеличить срок службы бандажей и улучшить устойчивость движения тележки путем сохранения малой эффективной конусности бандажа.

Распространенной неисправностью колесных пар является ослабление заводного кольца бандажа. Расчеты показывают (рис. 16.7, *б*), что при воздействии направляющих сил наибольшая деформация бандажа (для наглядности на рисунке показана увеличенная по сравнению с действительной деформация) происходит в зоне заводного кольца. Это указывает на то, что технологии закатки кольца необходимо уделять особое внимание из-за увеличенной деформации его зоны закрепления.

Из элементов рессорного подвешивания гидравлический гаситель колебаний является узлом, требующим постоянного ухода в эксплуатации для обеспечения надежной работы рессорного подвешивания. Его работоспособность обеспечивается надежной работой ряда деталей и контролируется по диаграмме работы (рис. 16.8, *а—г*), которая записывается на специальном стенде (рис. 16.8, *д*). По виду диаграммы можно судить о возможных неисправностях внутри гасителя; при исправном гасителе (рис. 16.8, *а*), записав диаграмму работы, можно определить коэффициент вязкого трения β =

$= m_e L/(2\pi n H)$, где m_e — масштаб записи силы, Н/мм; L — длина диаграммы, мм (см. рис. 16.8, *а*); n — число оборотов двигателя стенда; H — ход поршня гасителя, см.

Диаграмма работы исправного гасителя имеет правильную эллиптическую форму.

Работоспособность пружин рессорного подвешивания определяется в депо, как правило, визуально, а при больших видах ремонта — по ее прогибу при испытании на прессе с постоянной нагрузкой. При несоответствии прогиба норме пружина бракуется.

Для увеличения долговечности пружин поверхность витков подвергают дробеструйной обработке, покрывают ее пластмассой, красят, чтобы защитить поверхность от коррозии.

Тяжелонагруженные шарнирные соединения рессорного подвешивания, валики и втулки балансиров, ножевые шарниры люлечных подвесок электровозов ВЛ80, ЧС7, ЧС8, рессорного подвешивания электровозов ВЛ8 подвергают поверхностному упрочнению до получения требуемой твердости примерно HRC50. Например, Уральским отделением ВНИИЖТа разработан метод, позволяющий наносить тонкий слой электролитической меди на поверхности втулок и валиков, что уменьшает их износ более чем в 10 раз.

Большие трудности возникают с обеспечением работоспособности неподрессоренных частей тяговых приводов подвижного состава и, в частности, электропоездов.

Приработка сопрягаемых деталей редуктора происходит в условиях вибраций и динамических нагрузок: самоустанавливаются перекошенные при сборке детали, истираются шероховатости, что является положительным явлением. Однако в результате действия вибраций, динамических нагрузок, превышающих расчетные, появляются относительные перемещения деталей, вызывающие износ, пластические деформации и дальнейшее образование или увеличение зазоров, что отрицательно сказывается на работе всего узла.

В зубчатых передачах происходит приработка рабочих поверхностей зубьев, что имеет положительное значение, к сожалению, не всегда оцениваемое работниками ремонтных заводов. Разукомплектованные зубчатые

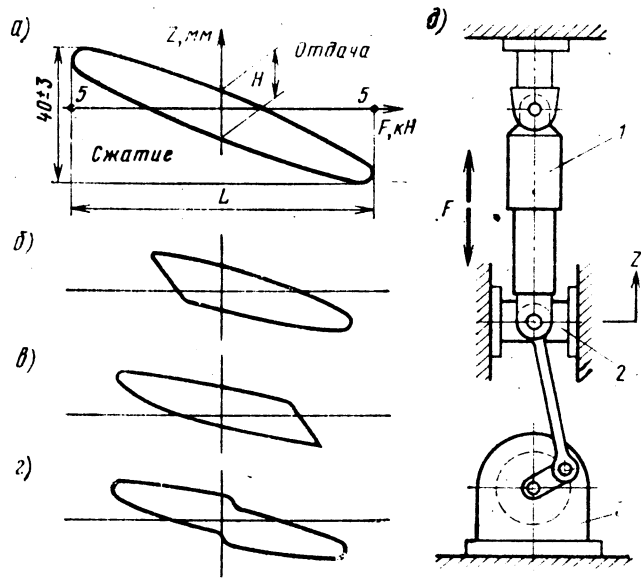


Рис. 16.8. Характерные диаграммы работы гидравлических гасителей колебаний (*а*—*г*) и схема стенда для проверки гасителей и получения диаграмм (*д*):

а — диаграмма исправного гасителя; *б* — то же при недостаточном количестве масла в гасителе, засорении нижнего клапана, неплотном контакте между цилиндром и нижним клапаном; *в* — при засорении клапана штока; *г* — при ослаблении резьбового соединения между штоком и верхней головкой, ослаблении гайки крепления корпуса; *1* — испытуемый гаситель колебаний; *2* — направляющий ползун; *3* — двигатель с кривошипом

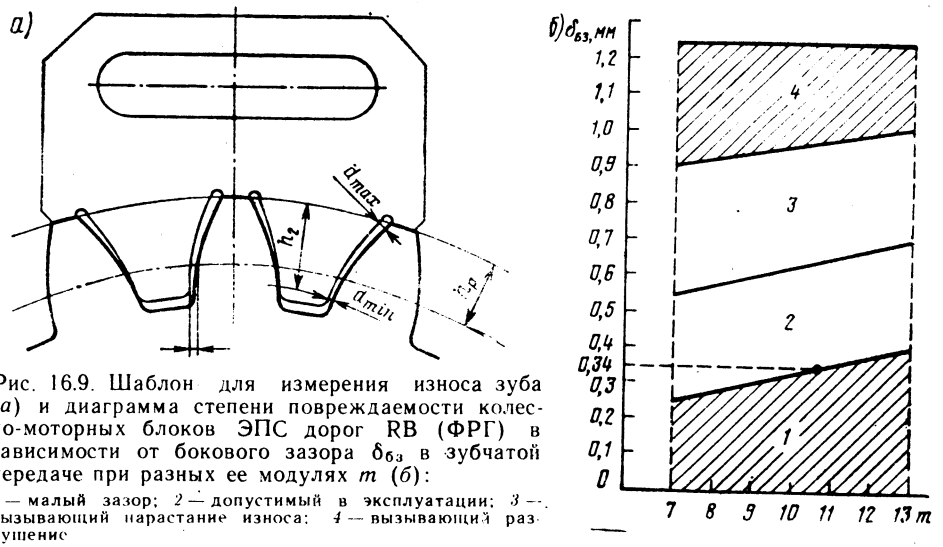


Рис. 16.9. Шаблон для измерения износа зуба (*а*) и диаграмма степени повреждаемости колесно-моторных блоков ЭПС дорог RB (ФРГ) в зависимости от бокового зазора δ_{63} в зубчатой передаче при разных ее модулях m (*б*):

1 — малый зазор; *2* — допустимый в эксплуатации; *3* — вызывающий нарастание износа; *4* — вызывающий разрушение

колеса тягового редуктора не только имеют повышенный износ зубьев, но и приводят к увеличению уровня вибраций корпуса редуктора. В результате происходит ослабление его болтовых соединений, что вызывает перекосы сопрягаемых поверхностей, увеличение межцентрового расстояния и дальнейшее повышение вибраций.

Для поддержания работоспособности тяговых редукторов нельзя разукомплектовывать приработанные зубчатые колеса, в противном случае необходимо при сборке редуктора подбирать зубчатые колеса по наименьшей разности их пробегов [2] или по толщине зубьев, измеренной не по делительной окружности, а по окружности наибольшего износа, которая определяется экспериментально.

Поскольку профиль изнашивается неравномерно, то в ряде случаев удобно использовать специальные шаблоны (рис. 16.9, *а*).

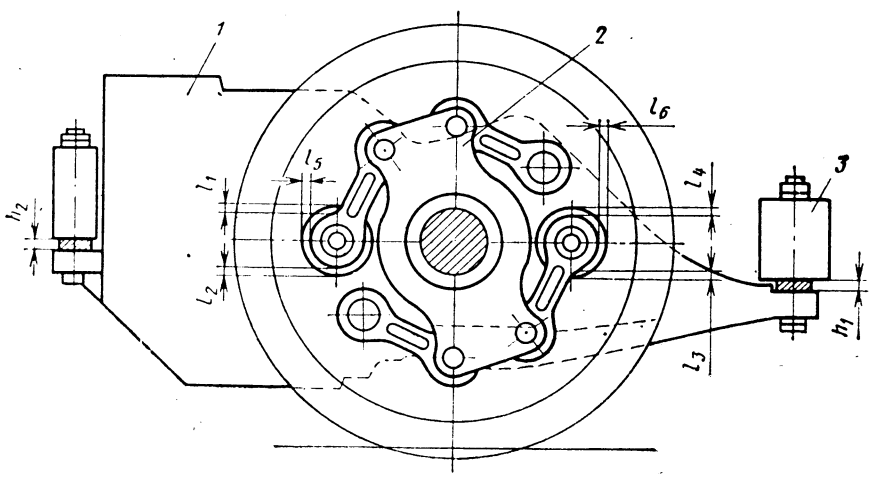


Рис. 16.10. Схема регулирования шарнирно-поводковой муфты тягового привода класса III:

1 — тяговый двигатель и редуктор; *2* — муфта; *3* — поперечная балка рамы тележки

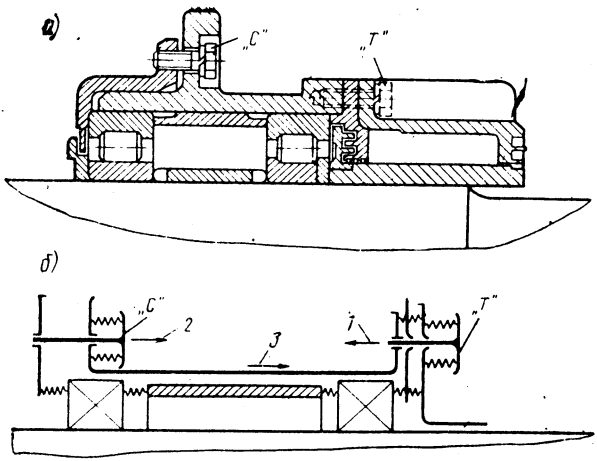


Рис. 16.11. Конструкция узла опорных подшипников редуктора электропоездов ЭР22, ЭР2, ЭР9П (*а*) и схема, поясняющая работу болтов группы «*С*» опорного стакана и «*Т*» заземляющего устройства (*б*):

1 — направление перемещения стержня болта *Т* при его завинчивании: *2* — направление растяжения болта *С*; *3* — направление смещения корпуса опорного стакана редуктора

Измерив, как показано на рис. 16.9, *а*, щупами d_{max} и d_{min}, можно оценить износ профиля по разности $d_{max} - d_{min}$, которая не должна быть больше 0,3 мм. Отклонение от первоначального профиля на 0,4 мм вызывает резкий рост ускорений (в 225 раз по сравнению с нормальным).

Важным условием является поддержание нормального бокового зазора в зубчатой паре, особенно в тяговых приводах с моторно-осевыми подшип-

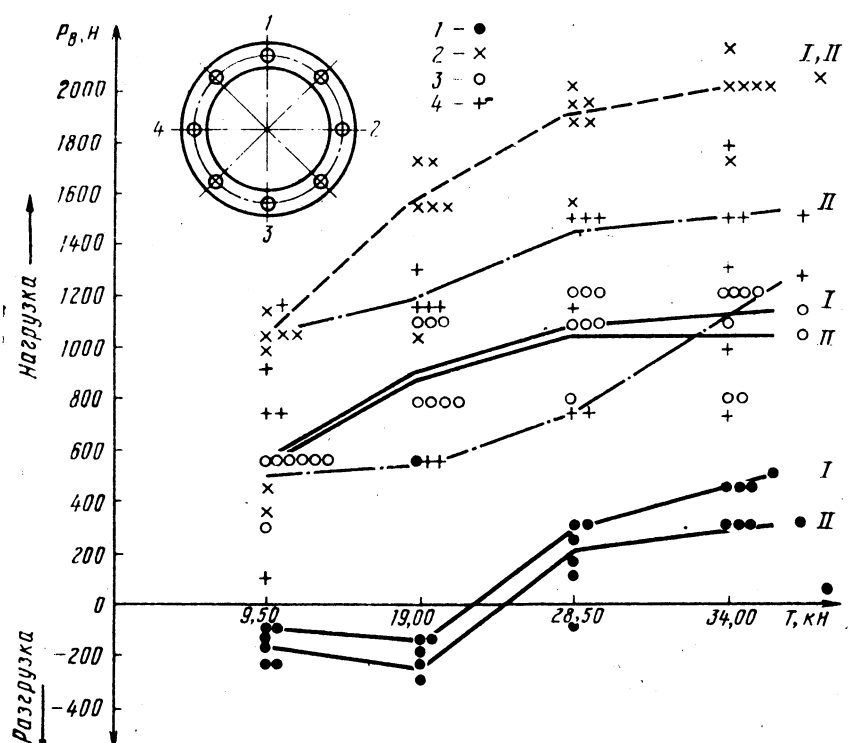


Рис. 16.12. Распределение сил $P_в$ между болтами крышки узла шестерни редуктора (электропоезд ЭР22) при их затяжке, не контролируемой в процессе монтажа:

1, 2, 3, 4 — номера болтов (датчиков); *I, II* — номера опытов (нагрузка-разгрузка); *Т* — осевая нагрузка на подшипник (крышку) шестерни; $P_в$ — фактическая осевая сила в болте

никами. По диаграмме (рис. 16.9, *б*) можно определить, при каком боковом зазоре необходим ремонт колесно-моторного блока (зона *4*). Если сравнить разрешающие допуски, существующие в отечественных правилах ремонта, то они входят в зону *4*, так как допустимый зазор после КР-1 и КР-2 меньше 3,5 мм, а после ТР-3 меньше 4,5 мм. Для поддержания работоспособности тяговых кордовых муфт важное значение имеет начальная регулировка расцентровки муфты (см. § 4.4 в [2]).

При эксплуатации тяговых приводов с шарнирно-поводковыми муфтами необходима начальная регулировка деформаций сайлент-блоков поводков, которую выполняют, смещая тяговый двигатель так, чтобы размеры l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6 (рис. 16.10) удовлетворяли условию $m_в = (l_2 - l_1 + l_3 - l_4)/2$ и $m_н = (l_5 - l_6)/2$, значения которых не должны превышать ± 2 мм.

В редукторах используются многорядные болтовые (так называемые фланцевые) соединения, часть которых работает параллельно, например в опорном узле редуктора (рис. 16.11). Сборка их требует особой технологии, заключающейся в затяжке каждого болта в строгой последовательности с применением моментных тарированных ключей, не допускающих неконтролируемой затяжки болтов.

Из графиков (рис. 16.12) следует, что при нагружении крышки редуктора осевой силой T возможна как перегрузка болтов, так и их разгрузка (болт *1*). При этом первым выйдет из строя наиболее нагруженный болт, так как при сборке часто употребляются болты, бывшие в эксплуатации, то вероятность выхода из строя таких болтов высока.

§ 16.4. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ И ЕГО РОЛЬ В СИСТЕМЕ ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНЫХ РЕМОНТОВ

С повышением скоростей и интенсивности движения на железных дорогах, а также с увеличением осевых нагрузок и весов поездов возрастает нагруженность элементов ходовой части локомотивов и вместе с этим ужесточаются требования к безопасности движения. Для обеспечения безотказности узлов и деталей подвижного состава в этих условиях при одновременном снижении времени на его обслуживание и ремонт необходимы прогрессивные методы и средства технического контроля состояния механической части локомотивов — методы и средства диагностирования.

Предотвратить отказ какого-либо узла возможно, используя методы прогнозирования его технического состояния и объективные данные, полученные на основании анализа опыта эксплуатации.

На железнодорожном транспорте применяется система планово-предупредительных ремонтов, которые выполняют исходя из средних между возможными отказами пробегов для локомотивов каждой серии. При этом возможны внезапные отказы между плановыми ремонтами, так как время до возникновения отказа (пробег) является величиной случайной. Внезапность появления отказов — следствие неполноты наших знаний об объекте и процессах в нем, связанных с возникновением отказов. Если имеется возможность получать информацию о состоянии объекта, то можно осуществлять прогнозирование его работоспособности, что позволит предсказывать с какой-то вероятностью внезапные отказы.

В этом случае окажется возможным в системе планово-предупредительных ремонтов перейти к ремонту механической части «по состоянию», т. е., например, пропускать один или несколько видов ее обслуживания или ремонта и осуществлять их при последующих заходах локомотива в депо. Система технического обслуживания и ремонта становится «гибкой», позволяет

исключить разборки оборудования, необходимые только для осмотра, сократить затраты труда на обслуживание.

Информацию о техническом состоянии объекта можно получить при его контроле. *Техническим состоянием объекта* называется совокупность подверженных изменению в процессе производства или эксплуатации его свойств, характеризуемая в определенный момент времени признаками, установленными технической документацией на этот объект. В зависимости от этих признаков возможны следующие виды технического состояния: исправность, работоспособность, неисправность, неработоспособность, правильное и неправильное функционирование.

Анализ полученной при контроле информации, выполняемый с целью распознавания вида состояния и места отказа, называется *техническим диагностированием*, иначе говоря его можно рассматривать как процесс определения технического состояния объекта диагностирования с определенной точностью. Степень детализации при техническом диагностировании, указывающая, до какой составной части объекта определяется место отказа, называется *глубиной поиска дефекта*. Понятие и определения, используемые в области технического диагностирования, установлены ГОСТ 20911—75, 19919—74, 16504—81, 23564—79, 18322—78, 26656—85.

Ведется разработка систем технического диагностирования для различных локомотивных систем, но эти разработки носят локальный характер, так как по многим системам не установлены в полной степени параметры, определяющие их техническое состояние, виды диагностирования и алгоритмы (совокупность предписаний технического диагностирования).

Различают два вида диагностирования: тестовое и функциональное. При *тестовом диагностировании* на объект подается специальное воздействие и регистрируется реакция объекта на него. При *функциональном диагностировании* объект проверяется в процессе использования его по назначению, т. е. при поступлении на него рабочих воздействий. Однако при этом не всегда достигается необходимая глубина диагностирования.

Применительно к механической части локомотивов целесообразно подвергать диагностированию две системы: виброзащитную (рессорного подвешивания) с учетом ее действия в горизонтальной плоскости и тягового привода.

В силу различной природы контролируемых параметров для этих систем целесообразно применять различные методы диагностирования. Так, для рессорного подвешивания следует использовать *параметрические методы* диагностирования, базирующиеся на контроле основных выходных параметров — частоты колебаний и степени демпфирования, характеризующих правильное или неправильное функционирование системы рессорного подвешивания. Для системы тягового привода следует применять *физические методы*, основанные на контроле характеристик тех процессов в объекте, в частности вибраций, которые являются следствием правильного или неправильного функционирования зубчатой передачи и подшипников тягового редуктора и колесной пары.

Применительно к механической части локомотивов, видимо, нужно использовать оба вида диагностирования (тестовое и функциональное), выбирая конкретный вид его в зависимости от удобства получения контролируемых параметров. Например, измерять зазоры удобно путем тестового диагностирования, используя в качестве специального воздействия бросок пускового момента при включении заторможенного тягового привода. Контроль параметров рессорного подвешивания можно осуществлять, измеряя параметры колебательных процессов кузова и тележки при наезде колеса на единичную неровность и «сбросе» колесной пары на рельс с этой неровности.

Диагностирование указанных систем можно выполнить, имея специальные технические средства, обеспечивающие подачу на рессорное подвешивание или тяговый привод специального тестового воздействия или заставляющие функционировать эти системы. Такое устройство должно выполнять три функции: поднимать колесные пары над головкой рельса, обеспечивая одновременно статическое положение локомотива; приводить во вращение колесную пару, если необходимо диагностировать тяговый привод; создавать нагружающий тяговую передачу тормозной момент.

При диагностировании рессорного подвешивания достаточно создать колебательный режим для кузова и тележки, чтобы заставить функционировать элементы рессорного подвешивания. Для этого можно использовать: специальные катковые стенды; вибраторы, возбуждающие резонансный режим колебаний кузова и тележек; клиновидные неровности на рельсе, создающие импульсное воздействие при наезде колесной пары; специальный измерительный путь с известными характеристиками неровностей.

При диагностировании тяговой передачи электропоездов практически наиболее трудно реализовать подъем колесных пар над рельсом, так как для этого требуются передвижные устройства.

Для электровозов это решается с помощью создания одного механизированного стойла, где стационарные домкраты с электрическим приводом осуществляют подъем всего электровоза. В ТашИИТе разработан специальный стенд для диагностирования колесно-моторных блоков тепловозов. Производится последовательное диагностирование приводов путем попеременной установки колесных пар на стенд при передвижении тепловоза. Стенд работает на принципе тестового диагностирования тягового привода и рессорного подвешивания.

Во всех создаваемых для подъема колесных пар устройствах применяются домкраты: стационарные или передвижные (рис. 16.13, *а*), которые могут монтироваться на каре, передвигаться вдоль рельсового пути по специальным направляющим или передвигаться в смотровой канаве с помощью монтажной тележки.

Для существующих моторвагонных депо наиболее простым является вариант с индивидуальными передвижными домкратами вдоль пути и соответствующим автоматическим управлением (рис. 16.13, *б*).

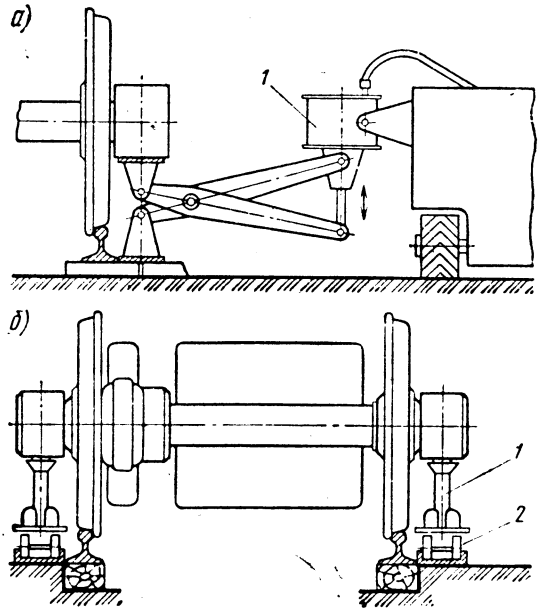
Примерный вид поста диагностирования тягового привода после больших видов ремонта изображен на рис. 16.14. Диагностируются тележки отдельного моторного вагона, колесные пары которого установлены с помощью передвижных домкратов на вспомогательные тумбы *1*. Тормозной момент создается с помощью тормозных устройств *2*, установленных в смотровой канаве. Регулируемое электрическое напряжение для питания тягового двигателя диагностируемого привода вырабатывается источником *3*.

Сигналы с датчиков передаются с помощью линий связи на пост диагностирования, где производится обработка информации, поступившей от датчиков на ЭВМ.

Таким образом, функцию вращения осуществляет тяговый двигатель колесной пары и это возможно как для электрических, так и для дизельных локомотивов с электрическим приводом.

Тяговая передача должна нагружаться специальным тормозным устройством, не создающим дополнительных вибраций.

Обработка информации о вибрациях тягового привода осуществляется с помощью ЭВМ, так как предполагается получение показателей технического состояния зубчатой передачи и подшипников. Ввиду того что в регистрируемых вибрациях содержится информация о всех этих объектах, об-



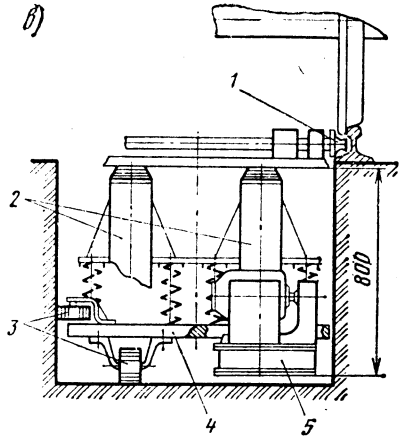


Рис. 16.13. Устройства для осуществления диагностирования ходовых частей тележек электропоездов:

а — передвижное устройство для подъема колесной пары: *1* — пневмоцилиндр; *б* — устройство с передвижными домкратами вдоль рельсовой нити: *1* — домкрат; *2* — тележка домкрата; *в* — передвижной стенд для подъема колесных пар по схеме ТашИИТа: *1* — ролики; *2* — домкраты; *3* — катки; *4* — рама платформы; *5* — опорная плита домкрата

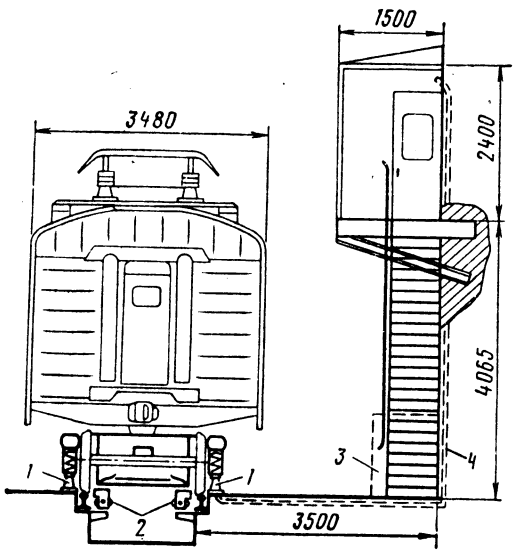


Рис. 16.14. Общий вид поста диагностирования моторных вагонов электропоездов на текущих видах ремонта большого объема:

1 — установочные тумбы; *2* — тормозные устройства; *3* — устройство для питания тяговых двигателей пониженным напряжением; *4* — линии связи датчиков с устройством обработки сигналов

работка ее и разделение представляет трудную пока еще полностью не решенную задачу.

В опытной эксплуатации появился ряд приборов для локального диагностирования подшипников качения тяговых двигателей, например переносной прибор ИСП-1 для диагностирования подшипников путем регистрации их вибрации в зоне 10—50 кГц. Прибор разработан НПО «Спектр» и работниками ВНИТИ и является аналогом прибора шведской фирмы SKF для диагностирования подшипников по методу ударных импульсов. Недостатком этих приборов является то, что они дают достоверные результаты для механизмов без зубчатых передач, которые создают дополнительные помехи и снижают достоверность диагноза.

Для диагностирования элементов рессорного подвешивания, в частности гидравлических гасителей колебаний, применяется ультразвуковой прибор УД-11УГ, определяющий объем масла в цилиндре гасителя. Прибор создан учеными ЛИИЖТа совместно с Всесоюзным научно-исследовательским институтом по разработке неразрушающих методов и средств контроля качества материалов.

Глава 17

МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ. ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

§ 17.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

Испытания механической части проводятся по специальной программе, которая составляется в соответствии с государственным стандартом и содержит следующие разделы: цель испытаний, объект испытаний, объем испытаний, режимы испытаний, методика оценки исследуемых характеристик, организация испытаний, аппаратура.

В процессе проектирования подвижного состава проводятся расчеты на прочность, по определению геометрических и динамических характеристик отдельных деталей, узлов и единиц подвижного состава в целом. Однако расчетным путем невозможно учесть влияния всего многообразия условий эксплуатации, технологии изготовления качества применяемых материалов и т. д. Это приводит к тому, что в процессе эксплуатации выявляются узлы, обладающие недостаточной работоспособностью. Часто отказы возникают не сразу, а после нескольких лет эксплуатации, когда уже выпущено большое количество подобных узлов.

Например, в 1958 г. РВЗ начал серийное изготовление электропоездов ЭР1 взамен электросекций $С_р^3$. Одновременно вместо клепаных листовых рам тележек начали применять сварные рамы из проката. Через 2—3 года эксплуатации на поперечной балке рамы тележки в зоне кронштейна подвески редуктора появились усталостные трещины.

С 1965 г. РВЗ приступил к выпуску электропоездов ЭР2 с модернизированной ходовой частью. Наряду с изменением характеристик подвешивания, заменой листовых рессор витыми пружинами была изменена конструкция рамы тележки. Продольные и поперечные балки изготовляли из штампованных заготовок и в связи с этим изменилась конструкция приваренных кронштейнов. В первые годы эксплуатации появились усталостные трещины в различных зонах поперечной балки. Большое количество трещин появилось и в раме тележки электровоза ВЛ60. В связи с этим в МИИТе, а затем в РФ ВНИИВ, ВЭлНИИ, ВНИТИ были созданы стенды для истытаний рам тележек и других узлов на усталость, проведено большое количество испытаний различных вариантов рам тележек и в результате отработаны конструкции рам повышенной надежности, которые эксплуатируются без повреждений около 20 лет.

Таким образом, если при создании подвижного состава не проводятся испытания или проводятся в недостаточном объеме, то отработка конструкции происходит в процессе эксплуатации, что приводит к большим материальным потерям. Кроме того, в процессе эксплуатации выявляются, как правило, узлы, обладающие недостаточной прочностью, и не выявляются узлы с избыточной прочностью, это также ведет к материальным потерям.

Чем больше деталей и узлов подвергаются испытаниям, прежде всего исследовательским и доводочным, тем выше надежность механической части и тем быстрее осваивается новое изделие, так как сокращается время доводки изделия в процессе эксплуатации.

Разработана четкая система испытаний. В соответствии с ГОСТ 16504—81 *целью испытаний* является экспериментальное определение качественных и (или) количественных характеристик свойств объекта в определенных условиях испытаний, под которыми понимается совокупность воздействий и режимов функционирования объекта. Как уже говорилось, количественные характеристики свойств механической части определяются показателями ее динамических качеств. Поэтому при испытаниях механической части подвижного состава определяют показатели динамических качеств (см. § 1.3), включая показатели прочности и износа.

В зависимости от стадии создания подвижного состава и целей различают следующие виды испытаний:

исследовательские, проводимые для изучения определенных характеристик свойств объекта;

доводочные — исследовательские, проводимые при разработке продукции с целью оценки влияния вносимых в нее изменений для достижения заданных значений показателей качества;

предварительные — контрольные опытных образцов и (или) опытных партий продукции, выполняемые с целью определения возможности их предъявления на приемочные испытания;

приемочные — контрольные испытания опытных образцов, опытных партий продукции или изделий единичного производства, проводимые соответственно с целью решения вопроса о целесообразности постановки этой продукции на производство и (или) использования по назначению;

периодические — контрольные испытания выпускаемой продукции, проводимые в объемах и в сроки, установленные нормативно-технической документацией, с целью проверки стабильности качества продукции и возможности продолжения ее выпуска;

типовые — контрольные испытания выпускаемой продукции, проводимые с целью оценки эффективности и целесообразности вносимых изменений в конструкцию или технологический процесс;

аттестационные, проводимые для оценки уровня качества продукции при ее аттестации по категориям качества;

сравнительные — испытания аналогичных по характеристикам или одинаковых объектов, проводимые в идентичных условиях для сравнения характеристик их свойств.

В зависимости от степени новизны образца, объема предполагаемого выпуска, сроков отдельные виды испытаний можно не проводить или объединять.

Из всего комплекса испытаний прежде всего рассмотрим исследовательские и доводочные, т. е. те, в процессе которых производится доводка деталей, узлов и единиц ТПС в целом. Условно эти испытания можно разделить на три группы:

испытания отдельных деталей и узлов; к ним относятся статические испытания и испытания на усталость рам тележек, кузовов, осей, пружин и др.;

испытания сложных узлов и конструкций в сборе; к ним относятся испытания по определению динамических характеристик подвешивания, испытания редукторов, пневморессор, ударные испытания и т. д.;

испытания подвижного состава в целом; к ним относятся ходовые динамико-прочностные испытания.

Стенды для статических испытаний кузовов. С помощью стендов для испытаний кузовов (рис. 17.1) определяется напряженное состояние его элементов, производится оценка их прочности и устойчивости, исследование и оценка влияния внесенных в конструкцию изменений.

Испытуемый кузов *1* на опорах *5* устанавливают в силовом каркасе, состоящем из продольных *4* и поперечных *10* элементов (траверс). Продольные элементы представляют собой наборы шестиметровых звеньев толстостенных труб диаметром 435 мм, толщиной 35 мм, соединенных муфтами. Продольные элементы устанавливаются на опоры *3*.

Продольные нагрузки (сжатия до 50 МН, растяжения до 35 МН) создаются с помощью гидравлической системы, содержащей: силовой домкрат, насосную установку *11*, бак для масла *12*, пульт *13*, систему трубопроводов, регулирующую и запорную аппаратуру. Силовой домкрат вмонтирован в траверсу *10*, нагрузка от домкрата к кузову передается через специальные приспособления *2*.

Распределенные и сосредоточенные нагрузки, действующие на элементы кузова в вертикальной плоскости, создаются с помощью тормозных цилиндров *7*, которые установлены между полом кузова и поперечными балками *6*, пропущенными через оконные проемы. Поперечные балки *6* связаны с основанием *9* стенда винтовыми тягами *8*.

Все цилиндры через общий трубопровод связаны с пневматической системой. Для изменения и поддержания давления в тормозных цилиндрах предусмотрены редуктор, краны. Напряжения в элементах кузова замеряют с помощью тензорезисторов (датчиков). Датчики через коммутатор связаны с ЭВМ.

Стенды и машины для статических и усталостных испытаний рам тележек, надрессорных брусьев, боковин и других узлов. Для статических и усталостных испытаний крупногабаритных конструкций (рам тележек, боковин, надрессорных брусьев и других узлов) используют различные испытательные стенды и машины. Наибольшее распространение для испытаний рамных и балочных конструкций получили электромагнитные резонансные стенды, гидравлические стенды типов ПГС и 2СО, испытательные машины типов ЦДМ, ЦД и испытательные установки PZA производства немецкой фирмы Werkstoffprüfmashinen, в последнее время ВНИИЖТ использует испытательную машину фирмы MTS (США).

Первый стенд, на котором в широком масштабе проводились усталостные испытания вагонных конструкций типа рам тележек, был разработан и построен в МИИТе в 60-е годы. На этом стенде (рис. 17.2) проходили испытания на усталость первые цельносварные рамы.

Испытуемый образец *1* закрепляют на опорах *3*, расположенных на массивной железобетонной плите *4*, которая установлена на упругих элементах *5*. С помощью системы управления электрическим напряжением в электромагните *2* создается переменное магнитное поле. Меняя частоту тока, настраивают систему с закрепленным образцом в резонанс, в результате чего она совершает колебания, сопровождающиеся динамическим нагружением.

Преимущества стенда — высокая частота нагружения, малые энергозатраты, так как испытания проводятся в резонансном режиме. Недостаток стенда — возникновение в местах крепления массивных кронштейнов инерционных сил, которые не действуют в эксплуатации, что искажает характер нагружения конструкции.

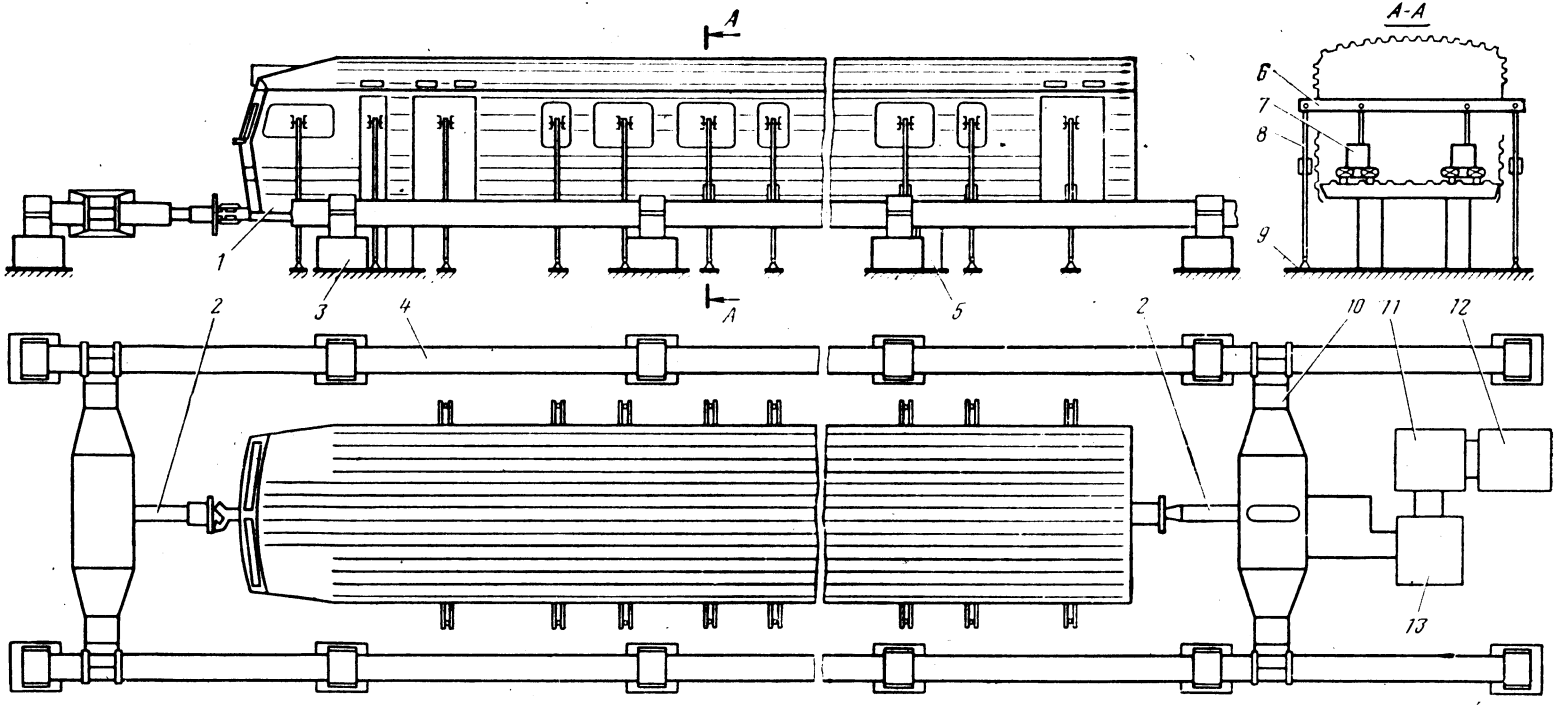


Рис. 17.1. Схема стенда для статических испытаний кузовов

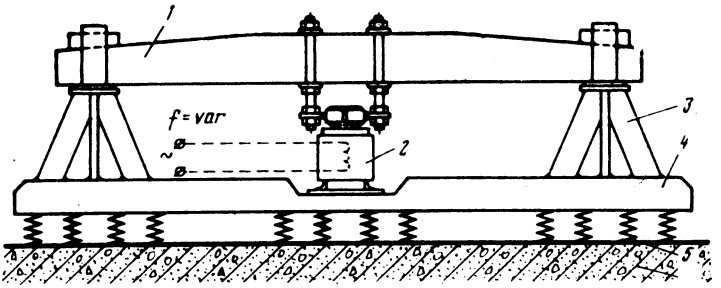


Рис. 17.2. Упрощенная схема резонансного стенда МИИТа

Наибольшее распространение в нашей стране для испытания подвижного состава конструкций получили стенды типов 2СО и ПГС производства Армавирского завода испытательных машин.

Испытательный стенд типа 2СО (рис. 17.3) имеет силовой каркас, состоящий из колонн *1*, продольных *2* и поперечных *4* балок, сваренных из стальных листов. Колонны укреплены на подвижном фундаменте *5* массой до 150 т, к колоннам крепятся поперечные балки, а к ним — продольные. Положение поперечных и продольных балок можно менять по высоте ступенчато, что позволяет размещать на стенде образцы различных размеров. Подвижной фундамент через упругие элементы *6* опирается на неподвижное основание *7*.

В основной комплект стенда входят домкраты гидравлические *3* для статического и циклического нагружения с максимальным усилием от 0,1 до 2,0 МН, пульсаторы гидравлические *9* (максимальная статическая нагрузка 4 МН), управляемые насосные станции *8*, пульты управления *10*.

Стенды типа ПГС имеют резьбовые колонны для бесступенчатого изменения высоты, рассчитаны на меньшие статические и переменные нагрузки.

Изменяя число продольных балок стенда, их расположение, количество, расположение и типы домкратов, можно испытывать различные конструкции, прикладывая усилия в разных точках в вертикальной и горизонтальной плоскостях с рабочими частотами 0; 0,75; 10 и 15 Гц.

Цикл нагружения синусоидальный асимметричный. Симметричный цикл нагружения создается либо с помощью специальных приспособлений

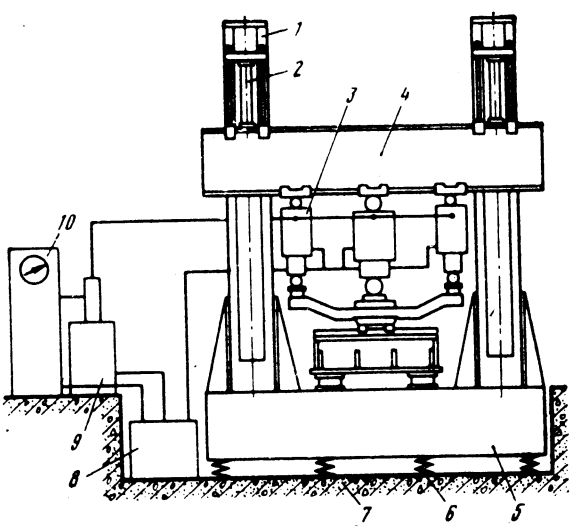


Рис. 17.3. Схема стенда типа 2СО

упругого противодействия, либо путем установки домкратов и специальной настройки стендов.

Испытательные установки типа PZA принципиально не отличаются от стендов типа 2СО.

Фирмы MTS (США) и Shenk (ФРГ) выпускают машины и испытательные установки, рассчитанные на различные максимальные усилия.

Машины фирмы MTS снабжены устройствами, позволяющими при усталостных испытаниях изменять амплитуду, средний уровень и частоту в соответствии с определенной программой или по случайному закону. Машины имеют систему обратной связи по силе нагружения и могут воспроизводить эксплуатационный цикл нагружения.

Машины фирмы MTS снабжены малой управляющей ЭВМ с библиотекой программ: для статических испытаний с постоянной скоростью деформирования, автоматическим вычислением и печатанием модуля упругости, верхнего и нижнего значений предела текучести, значения истинных напряжений в заданных точках и т. д. Испытательные установки фирмы MTS наиболее совершенны, но сложны и дорогостоящи, частоты нагруженнй податливых конструкций с большими значениями переменной составляющей низки. Такие стенды наиболее эффективно и целесообразно использовать при проведении исследовательских работ.

Стенды для испытаний ответственных узлов механической части. К этой группе относятся стенды для испытаний следующего оборудования:

тяговых передач; предусматривается возможность нагружения передачи крутящим моментом и задания ведущему и ведомому валам муфт относительных перемещений в соответствии с реальными условиями работы (рис. 17.4);

буксовых узлов; предусматривается вращение оси колесной пары и статическое, а в отдельных случаях и динамическое нагружение буксовых связей в вертикальном, продольном и поперечном направлениях, а также перекос в поперечной вертикальной плоскости; имеются стенды, где функционируют и токосъемные устройства, что позволяет оценить влияние токов утечки, проходящих через подшипниковый узел;

осей колесных пар в условиях кругового изгиба и колес в условиях термических нагрузок от колодочного торможения;

тормозных устройств; оборудуются маховиками, способными накапливать большую кинетическую энергию, расходуемую затем при торможении испытуемыми тормозными устройствами.

Стенд для испытаний пружин. Стенд (рис. 17.5) позволяет испытывать пружины диаметром до 425 мм и высотой до 600 мм.

Под действием центробежной силы груза вибратора *2* при его вращении двигателем постоянного тока *1* нагружающий рычаг *4* колеблется относи-

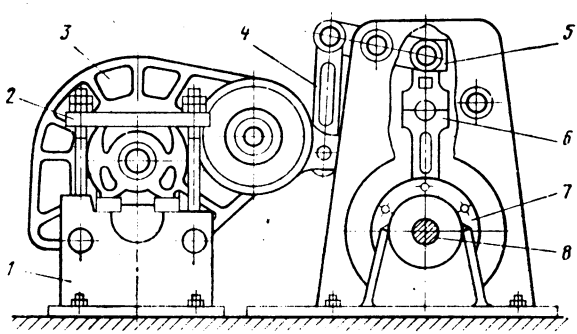
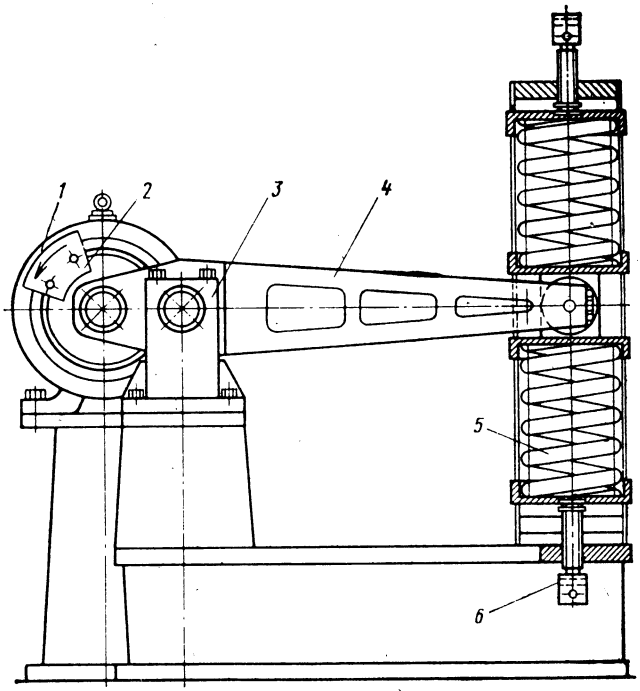


Рис. 17.4. Схема стенда для испытаний тяговых муфт:

1 — опора стенда; *2* — планка крепления буксы; *3* — испытываемый тяговый редуктор с муфтой; *4* — тяга подвешивания редуктора; *5* — коромысло стенда; *6* — шатун стенда; *7* — подшипниковый щит эксцентрика; *8* — ось эксцентрика

Рис. 17.5. Схема стенда для испытаний пружин



тельно опоры *3* с частотой вращения вибратора. При этом испытываемые пружины *5*, предварительно поджатые винтом *6*, попеременно сжимаются и растягиваются относительно первоначального положения. Регулируют амплитуду перемещения пружины, изменяя частоту вращения центробежного вибратора.

При усталостных испытаниях пружин на резонансном стенде особое внимание уделяется контролю стабильности поддержания заданного уровня динамического нагружения. Измерение и контроль перемещений опорных поверхностей пружин производят с помощью контрольно-измерительного комплекса, который позволяет непрерывно следить за уровнем нагружения пружин и автоматически его поддерживать.

Стенды для определения динамических характеристик экипажа. Стендовые испытания по сравнению с традиционными ходовыми позволяют значительно сократить время дорогостоящих испытаний на линии, оперативно оценить динамические показатели различных вариантов, что не всегда возможно или невыгодно при ходовых испытаниях.

Имеются два типа таких стендов: пневматические и гидравлические. В РФ ВНИИВ используется пневмопульсационный вибростенд, изготовленный заводом Ganz-Mawag, который предназначен для динамических исследований подвешивания вагонов, определения частот собственных колебаний, декрементов затухания, переходных функций в диапазоне частот от 0,2 до 2,3 Гц. Основной недостаток стенда — низкие частоты возбуждаемых колебаний. На нем можно определять собственные частоты колебаний, параметры гашения и передаточные функции только для низких частот, характерных для колебаний кузова.

Не менее важно определять динамические характеристики механической части в области частот колебаний тележки 5—20 Гц. С этой целью в РФ ВНИИВ был разработан и изготовлен макет стенда, позволяющий проводить исследования в более широком частотном диапазоне — до 20 Гц.

Стенд (рис. 17.6) состоит из платформы *7*, гидравлического домкрата двустороннего действия *9*, электрогидравлического преобразователя ПЭГ-200, в состав которого входят распределительный *11* и управляющий *5* золотники, электромагнитного преобразователя *2*, датчика перемещения *12*, гидронасоса *10*, гидроаккумулятора *1*, задающего устройства *4*, блока управления *3*, датчика перемещений *8*, соединительных и запорных элементов.

Основные технические характеристики стенда следующие:

Устанавливаемый образец	вагон колеи 1520 и 1435 мм
Рабочий ход платформы, мм	до 100
Рабочий диапазон частот, Гц	0,1—20
Максимальная сила, действующая на шток домкрата, МН	0,5
Мощность насосной станции, кВт	25
Производительность основного насоса, л/мин	50

Вибровозмущение реализуется на грузовой платформе, на которую исследуемый вагон *6* накатывается одной из колесных пар.

В качестве задающего устройства для формирования управляющего сигнала используется генератор сигнала стандартной формы, генератор белого шума или магнитограф. Отслеживание управляющего сигнала производится по перемещению платформы исполнительного механизма.

Размером и направлением смещения поршня домкрата *9* управляет четырехщелевой распределительный золотник преобразователя ПЭГ-200. Электрический сигнал с задающего устройства *4* поступает в блок управле-

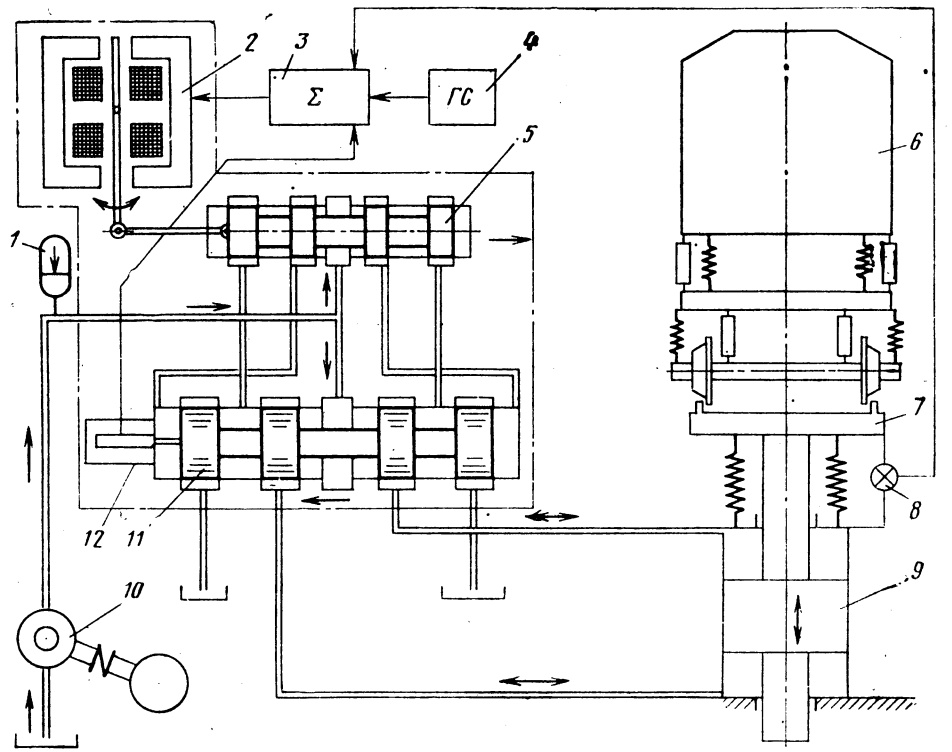


Рис. 17.6. Схема макета гидравлического стенда для определения динамических характеристик подвешивания вагонов

ния *3*, куда также поступают сигналы обратной связи от датчика перемещения *12* распределительного золотника ПЭГ-200. С блока управления разностный, усиленный по мощности сигнал подается на электромагнитный преобразователь *2*, где он преобразуется в пропорциональное смещение управляющего золотника *5*.

Стенд может состоять из двух или четырех подобных установок, что позволяет подводить возмущения к колесным парам тележки или вагона в целом.

Катковые станции. Такие станции объединяют группу натурных испытательных стендов, позволяющих в стационарных условиях воспроизводить (с разной степенью полноты) процесс движения экипажа, включая вращение колес. В последние десятилетия достаточно совершенные катковые станции (КС) для испытания полного экипажа созданы во Франции (Витри), ФРГ (Мюнхен), США (Пуэбло), а для испытания тележек — в Японии.

КС имеет опирающиеся на мощную станину катки, рабочая поверхность которых повторяет профиль головки рельса. На опорные катки устанавливается испытуемый экипаж, закрепленный в продольном направлении.

Каткам могут задаваться[1]: вращение с окружной скоростью до 300 км/ч; вертикальные перемещения в диапазоне амплитуд 0,4—7,5 мм на частотах 0,5—24 Гц с силами до 500 кН; горизонтальные поперечные перемещения — соответственно 1—20 мм, 0,3—10 Гц до 110 кН; возвышения наружного катка до 250 м со скоростью отвода до 60 мм/с.

Динамические режимы могут иметь импульсный или периодический характер, а также быть случайными, формируемыми по сигналу от магнитографа или ЭВМ.

Конструктивно катковые станции представляют собой очень сложные и дорогостоящие сооружения; их достоинством является высокая степень подобия условий испытаний линейным в той части, где колебания вызваны кинематическими возмущениями. Что же касается эффектов, происходящих от действия сил крипа, в частности колебаний виляния, то высокая степень подобия в этом случае не подтверждена, а это существенно снижает возможность стендовой отработки механической части экипажа.

§ 17.3. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ ВАГОНЫ-ЛАБОРАТОРИИ

Вагоны-лаборатории, оборудованные специальной аппаратурой, используют для определения действующих в эксплуатации на механическую часть нагрузок, ускорений, вибраций, напряжений в деталях.

В зависимости от используемой аппаратуры условно можно выделить три поколения вагонов-лабораторий:

первое поколение — для регистрации процессов изменения напряжений, ускорений, перемещений использовались лучевые осциллографы, информация записывалась на осциллографную ленту, обработка полученных результатов производилась, как правило, вручную или частично с помощью устройств для механизированного считывания данных;

второе поколение — для регистрации используется аппаратура точной магнитной записи, экспресс-обработка информации осуществляется непосредственно в вагонах-лабораториях с помощью специализированных ЭВМ, окончательная обработка — в вычислительном центре;

---

[1] Числовые значения параметров даны применительно к катковой станции Витри (Франция).

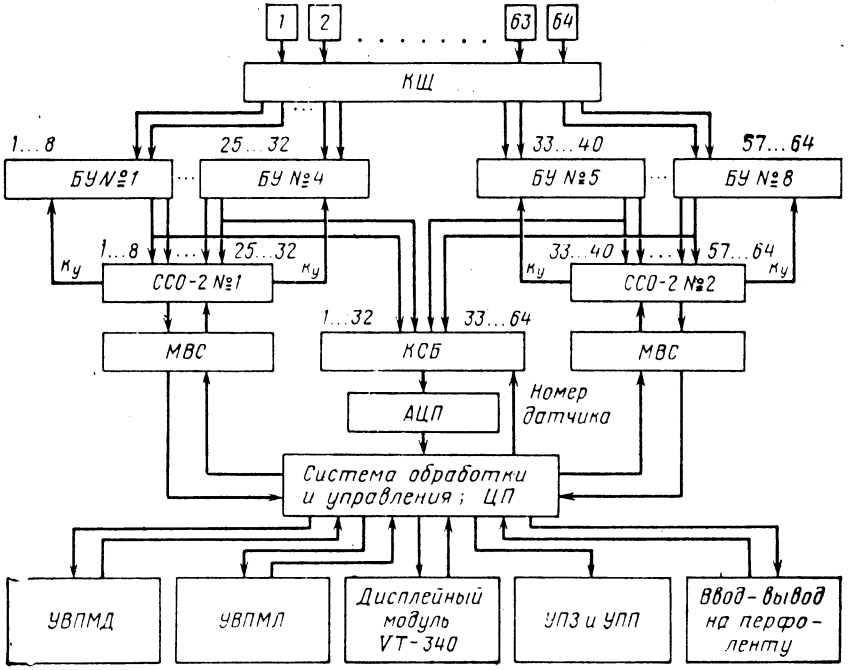


Рис. 17.7. Структурная схема АСНИ вагона-лаборатории

третье поколение — применена автоматизированная система научных исследований (АСНИ), предназначенная для обеспечения автоматизации процесса накопления и обработки информации при проведении динамико-прочностных испытаний.

АСНИ (рис. 17.7) предназначена для оценки показателей динамических качеств механической части и получения статистических характеристик исследуемых процессов непосредственно во время испытаний, что существенно повышает эффективность труда исследователей, ускоряет процесс создания новых образцов. Система построена на базе вычислительного комплекса, в котором процессор нижнего уровня осуществляет управление измерительной аппаратурой, аналого-цифровое преобразование и предварительную обработку сигналов в реальном масштабе времени, а процессор верхнего уровня — управление работой всей системы, окончательную обработку и документирование результатов испытаний.

В процессе подготовки к испытаниям производится тарировка и установка на исследуемых конструкциях измерительных преобразователей *1—64*.

Во время испытаний сигналы от установленных на исследуемой конструкции преобразователей (одновременно обработка может вестись по 64 каналам) через коммутационный щит *КЩ* поступают на входы усилителей (УИУ), к которым подключены фильтры низкой частоты и фильтры плавностей хода (блоки усилителей *БУ*). Отфильтрованные сигналы номинального уровня с выходов усилителей поступают в субкомплекс связи с объектом *ССОМ-2*. К каждому субкомплексу подключено 32 усилителя. В начале исследуемой реализации центральный процессор выдает на оба *ССО-2* сигнал запуска программы подбора коэффициентов усиления УИУ.

В *ССО-2* происходит коммутация и аналого-цифровое преобразование сигналов с УИУ, строятся гистограммы распределений мгновенных значений и по ним определяются значения для коэффициентов усиления κ_y.

Каждая гистограмма разбита на 128 классов. После окончания подбора коэффициентов усиления *ССО-2* через модуль внутрисистемной связи *МВС* выдает сообщение о конце подбора и адресует значения коэффициентов в центральный процессор (СОУ-1, СМ1634, СМ2).

Центральный процессор через *МВС* передает на *ССО-2* последовательность команд, запускающих программы построения гистограмм распределений мгновенных значений и максимумов. К аналого-цифровому преобразователю *АЦП* подключены 24 усилителя *УИУ* через коммутатор сигналов бесконтактный *КСБ*. Через интерфейс *АЦП* подключен к центральному процессору *ЦП*, который переписывает поступающую информацию на устройства внешней памяти на магнитной ленте *УВПМЛ* (типа ИЗОТ-5003). По окончании реализации на *ССО-2* поступает запрос на вывод массивов гистограмм распределений мгновенных значений и максимумов, находящихся в оперативной памяти *ССО-2*. Через *МВС* эти массивы поступают в центральный процессор, перезаписываются в *УВПМЛ* и обрабатываются. В ходе обработки определяются дисперсия, пик-фактор, эксцесс и асимметрия процессов, значения которых распечатываются на устройстве печати знакосинтезирующем *УПЗ* или устройстве последовательной печати *УПП*.

В конце опытных поездок информация с *УВПМЛ* перезаписывается на устройство внешней памяти на магнитных дисках *УВПМД* типа ИЗОТ-1370 и обрабатывается. Режим обработки задается с клавиатуры алфавитно-цифрового видеотерминала VT-340 оператором. Результаты обработки в виде таблиц и графиков выводятся на *УПП* и *УПЗ*.

§ 17.4. УСТАЛОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Испытания проводятся с целью определения характеристик усталостной прочности (пределов выносливости и эффективных коэффициентов концентрации напряжений) в условиях циклического нагружения. Испытаниям подвергаются натурные образцы, изготовленные в соответствии с требованиями технической документации и принятые службами технического контроля. Образцы должны быть изготовлены по серийной технологии, если не ставится специальная задача — проверка влияния технологии на усталостную прочность. Испытания могут проводиться в полном и ограниченном объеме.

При испытаниях в полном объеме число испытуемых образцов выбирается по справочникам с учетом требуемой точности получения характеристик выносливости, стоимости образцов, испытаний имеющегося оборудования и т. д. Обычно число образцов должно быть не менее десяти.

Несущие детали подвижного состава в большинстве случаев сложны и дорогостоящи, поэтому, как правило, испытания проводят в ограниченном объеме: испытываются от одного до четырех образцов, при этом учитывается, что в силу симметрии образец может иметь несколько однотипных узлов. По результатам испытаний определяется оценка математического ожидания характеристики сопротивления усталости — предела выносливости или предельной нагрузки.

Перед испытаниями образцы осматривают, устанавливают на опоры, производят разметку, зачистку мест под тензорезисторы для замера напря-

жений (деформаций), наклеивают тензорезисторы, выполняют монтаж измерительных схем.

Затем проводят статические испытания, в процессе которых определяется напряженное состояние образца от различных нагрузок, выявляются наиболее напряженные зоны, уточняются режимы усталостных испытаний. К образцам прикладывают нагрузки $P_н = \kappa_ф P_р$, где $\kappa_ф$ —коэффициент форсирования; $P_р$ — расчетная нагрузка.

Коэффициент $\kappa_ф$ при статических испытаниях выбирают в основном из соображений получения надежной картины напряженного состояния, так как зачастую при $\kappa_ф = 1$ из-за низкого уровня напряжений трудно выявить картину напряженного состояния отдельных узлов.

Очень важным при испытаниях натурных образцов на усталость является выбор схемы и режимов испытаний. Воспроизвести все действующие в эксплуатации нагрузки с соблюдением всех особенностей закрепления образца, характеристик случайных процессов нагрузок, их сочетания с необходимым форсированием для таких сложных конструкций, как рама тележки, соединительная балка и т. д., практически невозможно. Поэтому в процессе проведения испытаний применяют упрощенные методы. Главным критерием при выборе схемы нагружения является воспроизведение вида и характера разрушений, типичного для подобных деталей в эксплуатации.

Предварительные, доводочные испытания проводят с раздельным воспроизведением нагрузок. К примеру, при испытаниях рамы моторной тележки электропоезда напряженное состояние и характеристики усталостной прочности определяются при действии сил: в вертикальной плоскости имитирующих действие кузова вагона, тяговых двигателей и тяговых редукторов; в горизонтальной плоскости имитирующих воздействие нагрузок, возникающих при взаимодействии колесной пары и рамы тележки.

Значение $\kappa_ф$ выбирают исходя из опыта проведения испытаний на стенде и на линии, анализа данных о повреждениях в эксплуатации и принимают равным примерно 2. При этом, если конструкция выдерживает 10^7 циклов, считается, что прочность ее достаточна.

Для ускорения испытаний можно выбрать $\kappa_ф > 2$, но в этом случае необходимо следить за тем, чтобы не нарушался характер напряженного состояния по сравнению с эксплуатационным, т. е. если предполагаемые эксплуатационные напряжения не превышают предела текучести, то и при испытаниях они не должны превышать предела текучести.

В процессе контрольных испытаний применяют и другие подходы, прикладывая одновременно несколько нагрузок. Так, при испытаниях рам тележек на стендах испытательной станции Витри (Франция) одновременно прикладывают нагрузки, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При усталостных испытаниях статическая нагрузка, действующая в вертикальной плоскости, принимается равной нагрузке от массы брутто кузова, приходящейся на одну тележку, а вертикальная динамическая и горизонтальная динамическая равными $\pm 20\%$ вертикальной статической. Нагрузки при испытаниях изменяются по гармоническому закону.

Считают, что конструкция обладает достаточной прочностью, если она выдержала 5×10^6 циклов. Применяют и другие подходы, которые отличаются значениями нагрузок и требуемым для достаточной прочности количеством циклов, которые конструкция выдерживает (7×10^6 или 10×10^6); нагрузки при этом принимают равными расчетным или максимальным действующим в эксплуатации.

Предельная амплитуда асимметричного P_{rk} или симметричного P_{-1k} цикла определяется по формуле

$$P_{rk} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^{n} P_{ai}^{m} n_i / N_0},$$

где m — показатель степени кривой выносливости; P_{ai} — амплитуда нагрузки (напряжений) при i-м режиме нагружения; n_i — число циклов наработки с амплитудой P_{ai}; $N_0 = 10^7$ — база испытаний.

Для зон возникновения усталостных трещин оценивают пределы выносливости

$$\sigma_{-1k} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^{n} \frac{\sigma_{ai}^{m}}{\varphi_{\sigma 2}^{m}} \frac{N_i}{N_0}}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние асимметрии цикла на усталостную прочность:

$$\varphi_{\sigma 2} = 1 - \sigma_m / \sigma_b \text{ при } \sigma_m > 0;$$

$$\varphi_{\sigma 2} = 1 - |\sigma_m| / \sigma_b \text{ при } \sigma_m < 0,$$

где σ_m — среднее напряжение цикла; σ_b — предел прочности материала.

Для замера напряжений (деформаций) используют тензорезисторы с различной базой: 20, 10 и 5 мм. Тензорезисторы с базой 20 мм используют для замера номинальных напряжений, с меньшей базой — для оценки градиентов напряжений вблизи концентраторов напряжений.

Регистрация и обработка результатов испытаний проводятся с помощью автоматизированных систем. Рассмотрим одну из таких систем (рис. 17.8).

Тензодатчики сопротивления *ТДС* с помощью переключателя *П* типа ПД-100М включаются в одно из плеч измерительного моста постоянного тока. Сигнал с выхода моста, линейно зависящий от деформации в месте наклейки тензодатчиков, через Г-образный пассивный *RC*-фильтр низких частот *ФНЧ*, обеспечивающий частичное подавление сигнала помехи, поступает на вход усилителя постоянного тока *УПТ*, а после усиления — на вход аналого-цифрового преобразователя *АЦП*, где преобразуется в цифровой код. Цифровой код, пропорциональный сигналу с выхода моста, поступает в процессор ЭВМ, где обрабатывается, после чего результат запоминается в оперативном запоминающем устройстве *ОЗУ*.

Контроль за состоянием ПД-100 М осуществляется по сигналам, поступающим в процессор через модуль ввода дискретной информации *МВВДИ* с концевого выключателя и контактной платы переключателя.

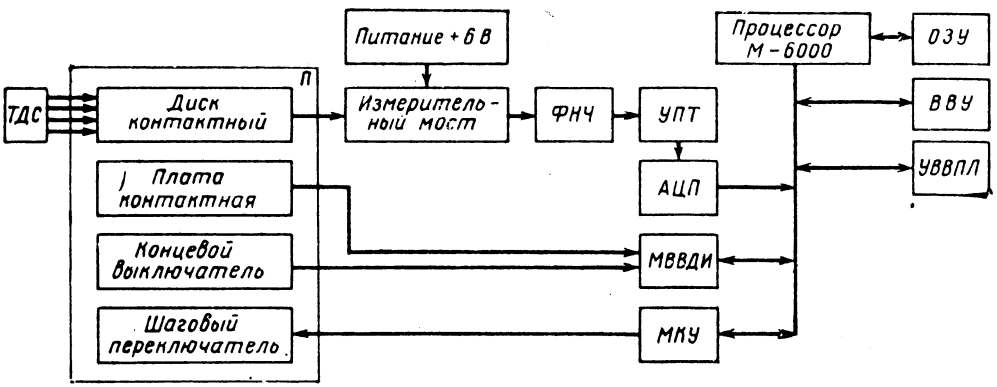


Рис. 17.8. Блок-схема системы обработки результатов испытаний

В состав системы входят также устройство ввода—вывода на перфоленту (УВВПЛ), магистраль управления каналами (МКУ), внешнее выводное устройство (ВВУ).

Автоматизированная система измерений и обработки результатов статических стендовых испытаний выполняет следующие функции:

ввод с клавиатуры исходной информации, необходимой для работы программы;

контроль предварительной балансировки измерительного моста;

управление переключателем датчиков ПД-100М и контроль его состояния;

управление процессом измерений;

запись результатов измерений в память ЭВМ;

вычисление деформаций и напряжений по полученным результатам;

вывод на печать результатов вычислений.

Расчетная часть программы составлена для наиболее часто употребляемых конфигураций расположения тензодатчиков при наклейке их на конструкции, а именно одиночные тензодатчики, Т-тензорозетки, прямоугольные тензорозетки, дельта-тензорозетки.

Вычисление для этих конфигураций взаимного расположения тензодатчиков проводится по формулам теории упругости. Результаты расчетов выводятся на печать в виде таблиц.

§ 17.5. ХОДОВЫЕ ДИНАМИКО-ПРОЧНОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Задачей ходовых динамико-прочностных испытаний является определение динамических характеристик экипажа, динамических нагрузок, действующих на детали и узлы механической части при движении его с различными скоростями и заданной нагрузкой, динамических напряжений, необходимых для оценки прочности несущих конструкций вагона.

Ходовым динамико-прочностным испытаниям подвергают локомотивы и вагоны, изготовленные в соответствии с технической документацией, принятые в установленном порядке работниками технического контроля, прошедшие стендовые испытания и допущенные к ходовым испытаниям во всем диапазоне скоростей.

В процессе испытаний определяется следующее: жесткости рессорного подвешивания (в каждой ступени) в вертикальном и горизонтальном направлениях; собственные частоты колебаний на рессорном подвешивании и коэффициенты демпфирования колебаний; динамические прогибы и коэффициенты динамики; рамные силы; моменты трения по опорным скользунам; напряжения в наиболее нагруженных зонах основных элементов ходовых частей; продольных и поперечных балок, надрессорных брусьев, корпусов и т. д.

С этой целью в процессе испытаний регистрируют: вертикальные и горизонтальные поперечные и продольные прогибы буксового подвешивания; вертикальные и горизонтальные перемещения кузова относительно рамы тележки; угловые перемещения рамы тележки относительно кузова; силы в поводках центрального и буксового подвешивания; виброускорения тяговых двигателей; относительные перемещения в элементах узла рессорного комплекта центрального подвешивания; относительные перемещения и силы в элементах буксового узла; ускорения корпусов букс; напряжения (деформации) в элементах конструкции.

Испытания начинаются со статических тарировок, при которых к ходовым частям, поднимая и опуская кузов, прикладывают нагрузки, дейст-

вующие в вертикальной плоскости и создаваемые с помощью специальных приспособлений нагрузки, действующие в горизонтальной плоскости. При тарировках устанавливают масштабы измерительных схем.

Испытательные поездки проводят на эксплуатируемых участках или на специальных полигонах. Участки должны иметь прямые, кривые радиусами 600—700 м и стрелочные переводы. Запись напряжений и нагрузок производится во всех характерных режимах эксплуатации — в процессе разгона во всем диапазоне скоростей движения и при торможении. Записи производятся при постепенном увеличении скорости движения с интервалом 20 км/ч. Максимальная скорость движения при испытаниях по возможности на 10—20 км/ч превышает конструкционную. Продолжительность записей выбирается такой, чтобы погрешность оцениваемых параметров не превышала 5%. Для регистрации и обработки информации, получаемой от установленных на конструкции преобразователей (датчиков деформаций, перемещений, ускорений), используют вагоны-лаборатории, которые устанавливают в состав. Допускается располагать регистрирующую аппаратуру в испытуемом или соседнем вагоне.

В процессе испытательных поездок в вагонах-лабораториях третьего поколения выполняется следующее:

прием измерительной информации от установленных на исследуемой конструкции преобразователей, усиление и фильтрация сигналов;

выбор и установка оптимального коэффициента передачи используемых усилителей;

аналого-цифровое преобразование и построение в оперативной памяти на ЭВМ гистограмм мгновенных и максимальных значений исследуемых параметров;

аналого-цифровое преобразование на ЭВМ, запись на магнитный диск (магнитную ленту) информации в цифровом виде и запись на магнитную ленту информации в аналоговой форме;

экспресс-анализ, включающий в себя вычисление по построенным гистограммам оценок характеристик исследуемых процессов: математического ожидания, дисперсии, эксцесса, асимметрии и пик-фактора, вероятности превышения заданного уровня значений исследуемого процесса, эффективной частоты процесса.

По полученным оценкам вычисляются показатели качества исследуемой конструкции в соответствии с заданием на обработку. Печатаются выходные документы, анализируются результаты экспресс-обработки и принимается решение о дальнейшем ходе испытаний.

На этапе обработки и анализа информации в промежутках между испытательными поездками осуществляется обработка сигналов, записанных на магнитную ленту в испытательных поездках текущего дня испытаний, и анализ на полноту информации по исследуемой конструкции; принимается также решение о необходимости корректировки программы испытаний.

Обработка сигналов, записанных на магнитную ленту, производится по программам спектрального анализа.

Обработка и анализ информации по всем испытательным поездкам проводятся в стационарных условиях, при этом выполняется следующее: обработка сигналов с магнитной ленты по всему комплексу программ, в том числе получение взаимных спектральных плотностей; анализ полученной информации по испытаниям в целом; оценка показателей качества исследуемой конструкции, разработка предложений и рекомендаций.

Оценка усталостной прочности деталей тележек выполняется согласно действующим нормам для расчетов на прочность при проектировании механической части.

Замеренные максимальные значения коэффициентов динамики, поперечных горизонтальных (рамных) сил, ускорений не должны превышать установленных для подвижного состава показателей динамических качеств.

Глава 18

ОСОБЕННОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

§ 18.1. ОСОБЕННОСТИ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ И КОНСТРУКЦИЙ

В последнее десятилетие на железнодорожном транспорте шло интенсивное освоение скоростей 250—300 км/ч, для чего во Франции, Англии, ФРГ, Италии, Японии были развернуты широкие теоретические и экспериментальные исследования и прежде всего в направлении совершенствования ходовых частей и тягового привода.

Из общих требований к механической части применительно к высокоскоростному подвижному составу (ВСП) доминирующими стали требования безопасности движения и комфорта без снижения технико-экономической эффективности. На первый план вышли проблемы обеспечения динамической устойчивости тележки, уменьшения реакций на возмущения кинематического характера (неровностей в профиле и плане), а также способность ВСП длительно сохранять свои динамические характеристики в процессе эксплуатации. В отношении комфорта для пассажиров наряду с необходимостью обеспечить плавность хода и низкий уровень шума в условиях возросших возмущений возникла проблема защиты пассажира от броска давления воздуха при входе поезда в тоннель и прохода встречных поездов.

Для ВСП особое значение имеет ресурсосбережение, что диктует необходимость поиска совершенных аэродинамических форм кузова с целью снижения сопротивления движению, уменьшение трудоемкости ремонта. Это достигается путем использования тщательно отработанных конструкций узлов и технологии их изготовления.

Из двух возможных подходов к компоновке высокоскоростного поезда — моторвагонного (все вагоны поезда моторные) и электровозного (головные вагоны заменены электровозами) — доминирующим стал второй, принятый везде, кроме Японии. При этом выявились некоторые устойчивые тенденции в схемных решениях и конструкциях экипажной части, например следующие: перенос моторно-редукторной группы хотя бы частично на кузов, увеличение базы тележки, обязательное применение гасителей с прямоугольной характеристикой для сдерживания виляния, весьма гибкой поперечной связи тележки с кузовом, ориентация в основном на привод класса III, асимметричный однокабинный кузов головного вагона.

В отмеченных странах были созданы прототипы ВСП, на которых проверялись и отрабатывались конструктивные решения, обеспечивающие безопасность движения в условиях высоких скоростей. Далеко не все предложенные первоначально конструкции оказались эффективными и жизнеспособными. Трижды претерпевала существенные изменения конструкция моторной тележки французского ВСП TGV; появление итальянского скоростного электропоезда ETR-500 подготовлено опытной эксплуатацией поезда ETR-450 на скоростях до 250 км/ч; английский скоростной электропоезд APT был отставлен на стадии эксплуатационных испытаний.

В регулярной эксплуатации при скоростях выше 250 км/ч находятся высокоскоростные поезда типов TGV-PSE, TGV-A (Франция), ICE (ФРГ), в опытной эксплуатации — типа ETR-500 (Италия), серии 300 (Япония).

Далее (см. § 18.2—18.4) приводятся сведения об основных особенностях их конструкции.

Подготовительные работы по освоению высокоскоростного движения ведутся также в Швеции, Испании, США, Австралии, Южной Корее. В связи с принятием странами ЕЭС решения о создании западноевропейской сети скоростных железных дорог можно ожидать в ближайшие годы интенсивного развития нового подвижного состава на скорости 250—350 км/ч.

В Советском Союзе такие работы начаты в связи с принятием решения о подготовке к созданию высокоскоростной пассажирской магистрали. Предварительные расчеты показали преимущества схемы «локомотив — прицепной состав — локомотив» перед схемой моторвагонного поезда. В этом направлении разворачиваются исследовательские работы.

§ 18.2. ПОЕЗДА ФРАНЦУЗСКИХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ СЕРИЙ TGV-PSE

Высокоскоростной поезд TGV-PSE. Поезд состоит из восьми промежуточных вагонов и двух однокабинных локомотивов в голове и хвосте; нагрузка от оси на рельсы 170 кН. Электровоз и одна сторона следующего за ним вагона опираются на собственные двухосные моторные тележки, все остальные — на промежуточные поддерживающие тележки, несущие два смежных конца соседних вагонов (так называемые тележки Якобса). Это снижает массу поезда, сопротивление движению, объем технических операций с ходовыми частями, но делает восемь вагонов поезда нерасцепляемыми.

Моторная тележка (см. рис. 1.12) является результатом длительных поисков и воплощением ряда принципов создания ходовой части скоростного ЭПС, в первую очередь направленных на достижение высокой динамической устойчивости, т. е. на обеспечение вывода критической скорости по вилянию тележки за пределы границы эксплуатационных скоростей — 300 км/ч. Прежде всего этому способствует большая база тележки (рис. 18.1) в сочетании с высоким абсолютным значением и оптимальным соотношением жесткостей продольных и поперечных буксовых связей, а также малой начальной конусностью бандажа — 1/40.

Характерно, что приемлемые значения базы и жесткостей связей были выбраны не сразу, а в течение более чем десятилетних теоретических и экспериментальных исследований. Дважды у прототипов увеличили базу тележки (сначала 2,6 м, затем 2,9 и 3 м); поиск необходимого соотношения продольной и поперечной жесткостей буксовых связей привел к отказу от первоначально принятого буксового узла типа Альстом и перехода к узлу с цилиндрическими резинометаллическими направляющими (см. рис. 11.9). Он имеет продольные и поперечные жесткости связи (соответственно $4 \cdot 10^7$ и $0{,}4 \cdot 10^7$ Н/м) и обеспечивает динамическую устойчивость при скоростях 350 км/ч до появления эффективной конусности бандажа, пре-

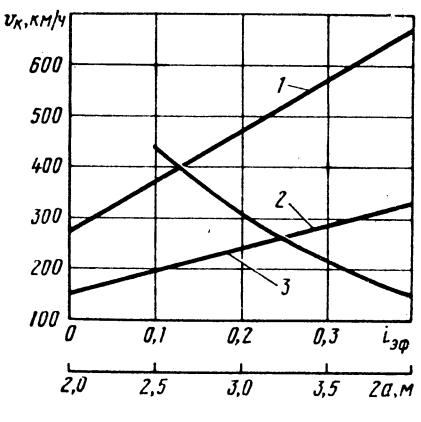


Рис. 18.1. Зависимость критической скорости $v_к$ электропоезда от базы тележки $2a$ и эффективной конусности бандажа $i_{эф}$:

1 — $v_к$ $(2a)$ при $i_ф = 0{,}1$; *2* — $v_к$ $(2a)$ при $i_{эф} = 0{,}3$; *3* — $v_к$ $(i_{эф})$ при $2a = 3$ м. $к_x = 4 \cdot 10^7$ Н/м; $к_y = 0{,}4 \cdot 10^7$ Н/м

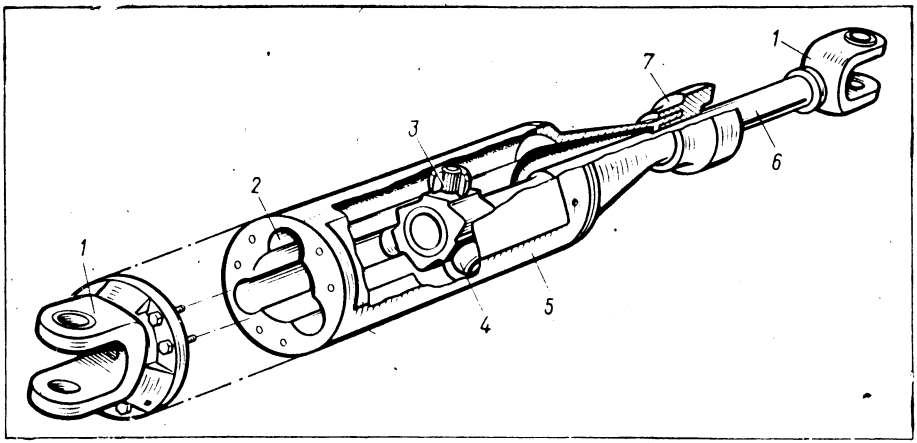


Рис. 18.2. Тяговая муфта «Трипод»:
1 — вилка шарнира Гука; *2* — цилиндрический паз; *3* — игольчатый подшипник; *4* — сферический ролик; *5* — корпус муфты; *6* — ведомый вал муфты; *7* — уплотнение подвижного вала

вышающей 0,1 (рис. 18.2), что соответствует пробегу 0,5 млн. км. Переточка бандажей выполняется при пробеге 0,3—0,4 млн. км, что обеспечивает значительный запас по динамической устойчивости тележки.

Второй стабилизирующий фактор — уменьшение массы тележки. Перенеся на кузов крепление моторно-редукторного блока, удалось снизить (по сравнению с TGV-001) массу тележки на 3,3 т, т. е. практически вдвое. Был также введен гаситель колебаний виляния с «фрикционной» характеристикой, т. е. обеспечивающей большой момент трения при малых скоростях относительных угловых перемещений тележки и кузова. Все эти решения сохранены и для поезда TGV-A с максимальной скоростью в эксплуатации 300 км/ч.

Прицепная тележка первоначально имела буксовый узел, аналогичный примененному на моторной тележке; в последней модификации он упрощен и облегчен в результате применения буксы рычажного типа.

Существенные изменения претерпел и узел связи тележки с кузовом, в котором первоначально применяли пневматические рессоры с малой поперечной подвижностью (на TGV-001), затем витые пружины «Флексикойл» высокой гибкости (TGV-PSE), после чего вернулись к пневморессорам с высокой поперечной подвижностью (TGV-A). Отказ от первого решения был продиктован его конструктивной сложностью, вызванной тем, что используемые тогда пневморессоры обладали лишь вертикальной подвижностью, не могли воспринимать продольных деформаций, вызванных проходом кривых, и не имели достаточной гибкости, необходимой для поперечной связи кузова с тележкой. При пружинах высокой гибкости, установленных на поезде TGV-PSE, удачно решаются все эти вопросы, но из-за большой статической нагрузки в сочетании с указанной гибкостью эти пружины имели значительные геометрические размеры и массу, что создало условия для появления вынужденных слабоамортизированных колебаний ее средних витков.

Сочетание высокого статического прогиба (283 мм в кузовной ступени подвешивания прицепного вагона) с большим запасом поперечной устойчивости достигается тем, что точка опоры кузова на пружины находится на высоте, близкой к уровню положения центра масс кузова.

Оригинальна система демпфирования колебания кузова, примененная на поезде TGV-A. Вертикальная и поперечная упругие связи кузова с тележкой не имеют обычных гидравлических гасителей или системы дросселирования в пневморессоре, что снижает передаваемую кузову возмущающую силу (см. § 5.4), а необходимое рассеивание энергии колебаний кузова происходит в четырех продольных и одном поперечном гидравлических гасителях, связывающих верхние и нижние угловые точки торцов смежных вагонов. Таким образом удается преодолеть рассмотренное в § 5.4 противоречие и добиться эффективного демпфирования в широком диапазоне частот, не создавая «мостика диссипативной связи», передающего дополнительные возмущающие силы на кузов. Это особенно важно, так как на больших скоростях движения возрастает высокочастотная часть кинематического по характеру возмущения, которая, как было показано ранее, передается преимущественно через диссипативные связи.

Рассеивание энергии галопирования тележки осуществляется гидравлическими гасителями, удаленными максимально от середины тележки для увеличения момента диссипативных сил, равного $\varphi_{yT} l_T^2 \beta$. Такое расположение позволяет при минимальном значении β и, следовательно, передаваемых через буксовую ступень подвешивания возмущающих сил обеспечивать необходимое демпфирование галопирования тележки.

Значительные изменения претерпел в процессе отработки тяговый привод поезда TGV. В прототипе TGV-001 был применен классический для французских локомотивов привод класса III с муфтой продольной компенсации типа Жакмен. Однако когда необходимость повышения критической по вилянию скорости заставила снижать массу тележки путем переноса моторно-редукторных блоков на кузов, муфта типа Жакмен уже не могла компенсировать сильно возросшие осевые смещения колесной пары и редуктора. Была применена опытная, охватывающая ось колесной пары шлицевая муфта, допускающая осевые смещения колесной пары и ведомого зубчатого колеса редуктора до 150 мм; однако эта конструкция оказалась неудачной.

Впервые за много лет французские конструкторы были вынуждены вернуться к приводу класса II — установить редуктор с опорно-осевым подвешиванием для того, чтобы использовать удачную конструкцию муфты продольной компенсации «Трипод» (рис. 18.2) в связи редукторов с опорно-осевым и рамным подвешиванием. Муфта «Трипод» фирмы Voith состоит из двух шарниров Гука, разнесенных на 0,9 м, и оригинального шлицевого вала, в котором в отличие от обычных шлицевых валов при осевом перемещении реализуется трение качения, а не скольжения. Внутренний вал муфты несет шаровые головки[1], вращающиеся на игольчатых подшипниках трех пальцев. Шаровые головки могут перемещаться в осевом направлении на расстояние ± 120 мм по трем цилиндрическим пазам. Поскольку все взаимодействующие элементы имеют форму тел вращения, технологически просто добиваться высокой точности обработки и чистоты поверхности, а следовательно, и коэффициента трения качения при одновременной передаче момента и осевом смещении муфты. Таким образом решаются две важные проблемы: снижение осевых сил трения (по данным французских фирм в 10 раз по сравнению с обычным шлицевым валом) и уменьшение износов. Этому способствует и то, что муфта расположена в цепи, где передаваемый момент ниже момента на валу ведомого зубчатого колеса, а следовательно, меньше и нормальные силы в шлицах. Моторно-редукторные блоки не

[1] Применяется также модификация муфты с цилиндрическими головками (фирма Glaenzer Spicer).

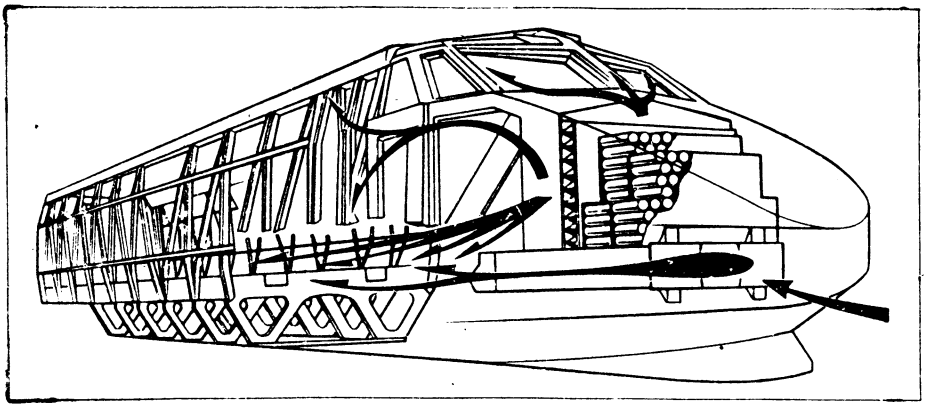


Рис. 18.3. Конструкция устройства безопасности в носовой части кузова головного вагона электропоезда

участвуют в колебаниях тележки, а единственной связью тележки с кузовом через систему привода остается трение при осевых перемещениях тяговой муфты.

Конструкция муфты «Трипод» с небольшими изменениями перешла и в перспективный поезд TGV-A, несмотря на увеличение мощности тягового двигателя в 1,5 раза, что подтверждает ее высокие эксплуатационные качества. Ревизия с разборкой предусмотрена для муфты «Трипод» через 2,5 млн. км, для осевого редуктора — через 600 тыс. км, для кузовного — через 1 млн. км.

Стреловидная форма кузова в целом сохранена для поезда TGV-A, однако лобовой части поезда придана еще более удлиненная форма, что на скорости 300 км/ч позволяет снизить на 10% аэродинамическое сопротивление движению.

В лобовой части головного вагона расположена закрываемая выдвижным обтекателем автосцепка и защитная конструкция из набора отрезков труб нержавеющей стали в виде двух слоев «пчелиных сот», разрушающаяся при увеличении продольной силы сверх 700 кН и обладающая высокой поглощающей способностью при аварийном лобовом ударе (рис.18.3). Опорная плита «сот» способна воспринять усилие до 2000 кН и распределить его между стойками кабины, не разрушаясь.

Буксовый подшипниковый узел выполнен по типу «картуш», т. е. в виде неразборного, предварительно отрегулированного и смазанного герметичного блока из двух конических подшипников, не нуждающегося в ревизии до пробега 1,5 млн. км. Поезд TGV-A № 325 из пяти вагонов 18 мая 1990 г. установил новый рекорд скорости на рельсах — 515,3 км/ч.

§ 18.3. ПОЕЗДА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ФРГ ТИПА ICE

Поезд ICE (Интерсити-экспресс) в серийном варианте состоит из 12 вагонов и двух однокабинных электровозов в голове и хвосте поезда; предполагаемая максимальная скорость в эксплуатации 250—280 км/ч, максимальная нагрузка от оси колесной пары на рельсы 199 кН.

Моторные тележки имеют провод класса III (рис. 18.4) и частично разгружены от веса моторно-редукторных блоков (МРБ), которые опираются со стороны двигателей на кронштейны кузова. Однако полному переносу

МРБ на кузов препятствует применение шестиповодковой муфты продольной компенсации, имеющей незначительные допустимые осевые смещения, что недостаточно для компенсации поперечных смещений колесной пары и кузова при проходе крутых кривых. Поэтому с другой стороны МРБ опирается через две люлечные подвески на концевую балку тележки, которая при повороте тележки под кузовом «подтягивает» МРБ, не давая ведомому зубчатому колесу редуктора смещаться относительно колесной пары на расстояния, большие, чем может выдержать тяговая муфта. Следовательно, поперечная связь тележки с МРБ остается, но в виде не жесткого, а квазиупругого соединения. Во избежание поперечной «раскачки» МРБ связан с кузовом специальным поперечным гасителем колебаний с большим ходом штока.

Особенность тяговой передачи — применение рамного подвешивания редуктора с шевронными зубчатыми колесами. Полый вал ведомого зубчатого колеса вращается в широко разнесенных подшипниках, что позволяет использовать его среднюю часть для установки трех тормозных дисков. Для размещения их тяговый двигатель отнесен от оси колесной пары, из-за чего потребовалось применить редуктор с промежуточной шестерней *4*. Шестерня имеет большой диаметр, что облегчает работу ее зубьев и подшипников.

Внутри полой ступицы ведомого колеса пропущен промежуточный полый вал муфты *9*, имеющий большие аксиальные размеры, способствующие снижению амплитуд переменных составляющих деформации резиновых втулок сайлент-блоков поводков муфты при ее расцентровке, что весьма важно для обеспечения их долговечности. Вместе с тем поперечная

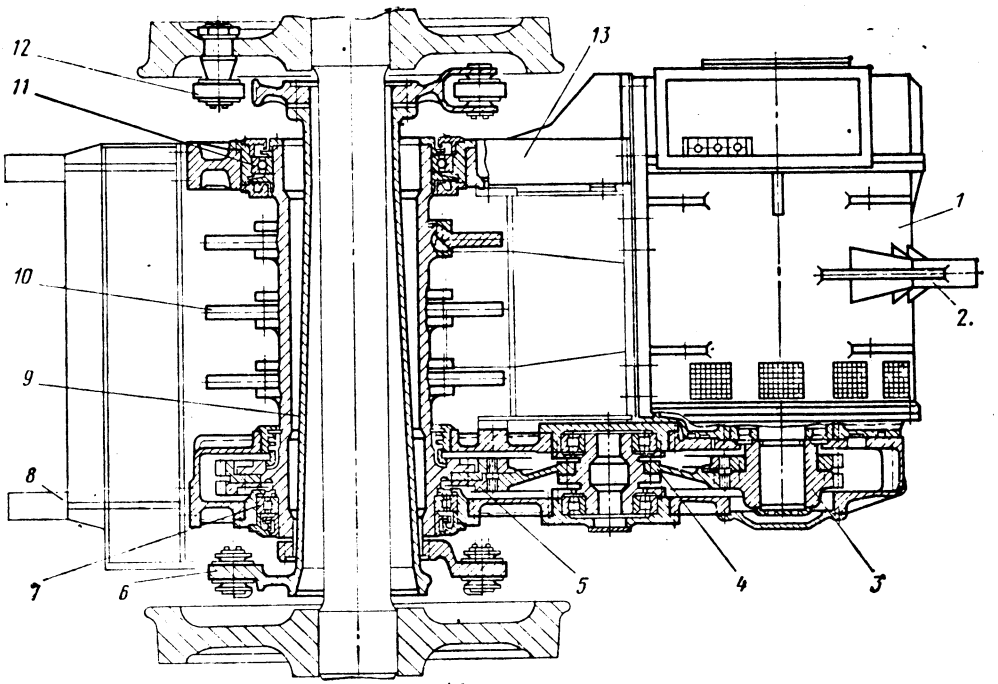


Рис. 18.4. Тяговый привод поездов ICE:

1 — асинхронный тяговый двигатель; *2* — кронштейн подвеса МРБ к кузову; *3, 4, 5* — соответственно ведущая, промежуточная и ведомая шевронные шестерни; *6, 12* — шарнирно-поводковые полумуфты; *7, 11* — подшипники полой ступицы ведомой шестерни; *8* — кронштейн люлечной подвески МРБ к тележке; *9* — полый вал тяговой муфты; *10* — тормозные диски; *13* — несущая рама МРБ

подвижность МРБ по отношению к колесной паре, неизбежная вследствие относительных поперечных смещений кузова и тележки и колебаний МРБ на люльке, вызывает существенные дополнительные перекосы поводков, отрицательно влияя на долговечность резинометаллических шарниров.

У моторных тележек буксовый узел выполнен с односторонним поводком; как буксовая, так и кузовная ступень подвешивания пружинные типа «Флексикойл»; демпфирование колебаний осуществляется в общей сложности 12 гидравлическими гасителями на тележку. Силы тяги и торможения передаются через низко расположенную тягу и концевую поперечную балку.

В отличие от моторной тележки поезда TGV массы МРБ участвуют в вертикальных и поперечных поступательных и угловых колебаниях тележки, хотя их влияние на динамику тележки и снижено, так как часть веса МРБ воспринимается кузовом и квазиупругой поперечной связи его с тележкой через люльку.

В экспериментальном варианте поезд ICE развил скорость 406 км/ч, на 1988 г. такая скорость была рекордной для железнодорожного подвижного состава.

§ 18.4. ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ПОЕЗДА ИТАЛЬЯНСКИХ, АНГЛИЙСКИХ И ЯПОНСКИХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Италия. Высокоскоростной поезд ETR-500 предназначен для работы на скоростном участке линии Рим — Флоренция со скоростью 270 км/ч (в последующем до 300 км/ч). Поезд состоит из 12 вагонов, головного и хвостового однокабинных локомотивов.

В процессе проектирования сравнивались различные варианты компоновки ходовых частей, в результате чего была выбрана двухосная тележка с базой 3 м и двигатели, подвешенные к кузову. Этот вариант наиболее отвечал требованиям динамической устойчивости и взаимодействия с путем в вертикальном и поперечном направлениях.

Соотношение неподрессоренных, подрессоренных одной и двумя ступенями подвешивания масс изменилось с 11:25:64% (у традиционного скоростного электроподвижного состава) до 11:11:78%.

Двухосная тележка имеет поводковый буксовый узел, выполненный по схеме антипараллелограмма, с одной центральной пружиной на буксе и гидравлическим гасителем колебаний (рис. 18.5). В кузовной ступени рессорного подвешивания применены пружины «Флексикойл» с гидравлическими гасителями вертикальных и поперечных колебаний; специальный гаситель с прямоугольной характеристикой противодействует вилянию тележки.

Тяговый привод индивидуальный, класс III. В отличие от других высокоскоростных поездов тяговые двигатели и редукторы объединены в общий блок, висящий на четырех подвесках под кузовом. Шарнирно-поводковая муфта продольной компенсации с длинным полым валом соединяет ведомое зубчатое колесо с колесной парой. В продольном направлении кузов связан с рамой тележки брусом низкой тяги, шарнирно закрепленным на поперечной балке тележки. Таким образом, тележка полностью освобождена от жесткой связи с массами моторно-редукторного блока как в вертикальном, так и в поперечном направлении. Это способствует поднятию критической скорости по вилянию тележки и снижению воздействия на путь при движении с большими скоростями в прямых участках пути и кривых больших радиусов.

Во избежание поперечной «раскачки» моторно-редукторного блока между ним и кузовом введены пружинные механизмы, имеющие характеристи-

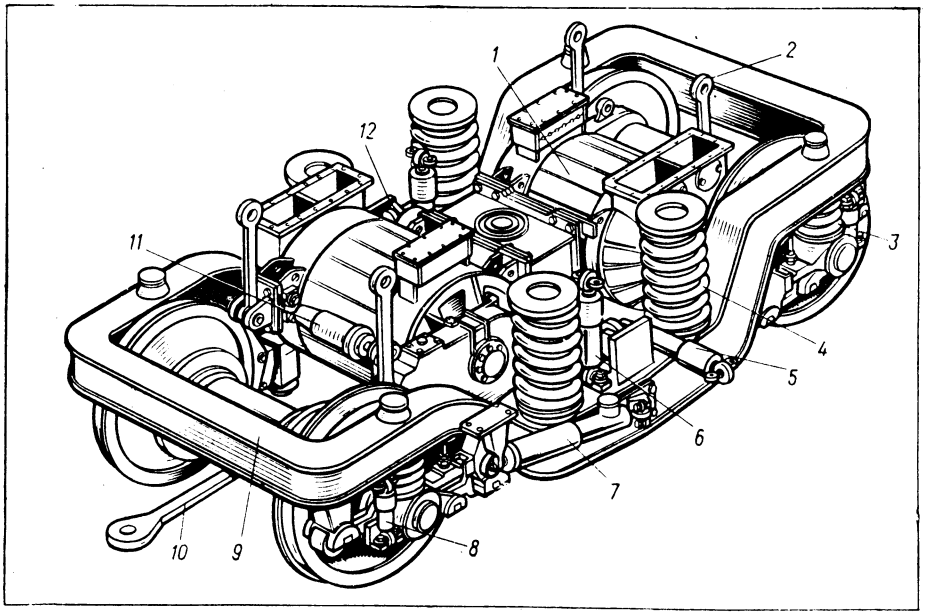


Рис. 18.5. Тележка электропоезда ЕТР-500:

1 — тяговый двигатель; *2* — подвеска моторно-редукторного блока; *3, 4* — соответственно пружины буксовой и кузовной ступени; *5, 6* — гидравлические гасители соответственно поперечных и вертикальных колебаний кузова; *7, 8* — гидравлические гасители колебаний виляния и галопирования тележки; *9* — полый вал тяговой муфты; *10* — брус «низкой тяги»; *11* — центрирующий пружинный механизм; *12* — упор для пневмобаллона на поперечной связи

ку с предварительным натягом; они обеспечивают центрирование оси блока при движении в прямых участках пути и кривых большого радиуса. При движении в кривых малых радиусов (менее 500 м) возникает опасность появления таких относительных поперечных перемещений подвешенного к кузову редуктора и колесной пары, которые не могут быть восприняты шарнирно-поводковыми узлами муфты. Во избежание повреждения муфты на тележке предусмотрен рычажный механизм жесткой угловой связи рамы тележки с моторно-редукторным блоком, заставляющий этот блок следовать за тележкой при повороте ее вокруг вертикальной оси, не мешая остальным перемещениям. Это обеспечивает относительные поперечные перемещения оси колесной пары и редуктора в допустимых пределах.

Таким образом создается совершенно необычная кинематическая схема тележки, у которой нет инерционной связи с МРБ в поперечном поступательном движении, но есть такая связь во вращательном относительно вертикальной оси. Последнее, разумеется, вынужденное решение; следствием его является некоторое повышение воздействия на путь. Другое неординарное решение — введение параллельно с пружинами кузовной ступени подвешивания в поперечном направлении активной, управляемой упругой связи переменной жесткости в виде пневматических элементов, препятствующих чрезмерному нарастанию поперечных колебаний локомотива.

Сочетание высокого уровня допустимого непогашенного поперечного ускорения (1,3 м/с^2) и большой вертикальной гибкости пружин кузовного подвешивания могло бы создать угрозу поперечной устойчивости кузова при движении в кривых; чтобы избежать этого, применен торсионный стабилизатор боковой качки.

Каркас кузова выполнен из высокопрочной стали, элементы обшивки — из экструдированных профилей алюминиевого сплава, лобовая часть — из композитного материала на базе эпоксидной смолы и высокопрочного полиамидного волокна «Кевлар». Буксовые подшипники, как и во всех европейских ВСП, двойные роликовые радиально-упорные.

Англия. Длительно разрабатываемый высокоскоростной поезд АРТ британских дорог, отличавшийся оригинальностью технических решений, не получил серийного воплощения. Изменение технической политики привело к созданию скоростного электровоза серии 91 (Electra), предназначенного для вождения специальных челночных поездов со скоростью до 250 км/ч на линии Лондон—Эдинбург.

Буксовый узел электровоза имеет цилиндрические направляющие с резиновыми втулками, две пружины и два вертикальных гидравлических гасителя. Кузовная ступень подвешивания выполнена на пружинах «Флексикойл»; поперечная устойчивость кузова обеспечивается торсионным стабилизатором боковой качки. Две пары гасителей рассеивают энергию вертикальных и поперечных колебаний кузова и четыре пары — виляние тележки.

Индивидуальный тяговый привод класса III выполнен по оригинальной схеме, в которую входит продольно расположенный тяговый двигатель, подвешенный к кузову и связанный с ним через карданный вал, конический редуктор с рамным подвешиванием, пятиповодковая муфта продольной компенсации со сферическими резинометаллическими шарнирами.

Япония. В отличие от евпропейских стран в Японии принят моторвагонный вариант ВСП с более низкой нагрузкой от оси на рельсы — 150 кН. Со времени пуска первой скоростной линии в 1964 г. по мере совершенствования тяговых двигателей росла их мощность (185 кВт у серии 0,230 кВт у серии 200, 300 кВт у серии 300) и максимальная скорость (соответственно 210, 240, 300 км/ч). В конструкции всех тяговых двигателей сохранились некоторые исходные принципы: использование тягового привода класса II, в котором тяговые двигатели постоянного тока соединены с одноступенчатым косозубым редуктором с помощью зубчатой муфты; буксовый узел типа IS с пластинчатыми поводками, расположенными в одном уровне, буксовые подшипники — по два радиальных с цилиндрическими роликами и одному упорному шариковому на буксу; оси колесных пар полые; рессорное подвешивание в буксовой ступени пружинное, в кузовной — пневматическое.

Короткая тележка (база 2,6 м) и расположение на ней двигателей не способствуют повышению критических скоростей, в то же время поддержание профиля бандажа в состоянии, близком к исходному (каждые 70 тыс. км пробега производится шлифовка поверхности катания колеса), обеспечивает устойчивое движение при скоростях до 275 км/ч.

В 1990 г. японские железные дороги приступили к испытаниям опытного поезда новой серии 300 на 300 км/ч и объявили о создании опытного поезда серии 400 на 400 км/ч. Последний имеет нагрузку от оси на рельсы 80 кН, что достигается прежде всего благодаря малой массе электрооборудования (тяговый двигатель мощностью 330 кВт имеет массу 300 кг) и применению высокопрочных сталей. На обоих поездах установлены асинхронные тяговые двигатели, применены алюминиевые кузова. Аэродинамические качества улучшены в результате снижения высоты вагонов (3,6 м против 4,0 м у предыдущих серий) и изменения формы головной части.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М.: Мир, 1971. 464 с.
2. Бирюков И. В., Беляев А. И., Рыбников Е. К. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. М.: Транспорт, 1986. 256 с.
3. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда. М.: Транспорт, 1982. 222 с.
4. Болотин В. В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 335 с.
5. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.
6. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1979. 352 с.
7. Высокоскоростное пассажирское движение (на железных дорогах) / Под ред. Н. В. Колодяжного. М.: Транспорт, 1976. 416 с.
8. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава: Пер. с англ. / Под ред. Н. А. Панькина. М.: Транспорт, 1988. 391 с.
9. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. Киев: Наукова думка, 1984. 157 с.
10. Евенко В. В. Критериальные уравнения движения локомотивов в кривых участках пути // Вестник ВНИИЖТа. 1976. № 4. С. 26—31.
11. Евстратов А. С. Экипажные части тепловозов. М.: Машиностроение, 1987. 136 с.
12. Исаев И. П. Случайные факторы и коэффициент сцепления. М.: Транспорт, 1970. 120 с.
13. Исаев И. П., Матвеевичев А. П., Козлов Л. Г. Ускоренные испытания и прогнозирование надежности электрооборудования локомотивов. М.: Транспорт, 1984. 248 с.
14. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов / Под ред. А. А. Камаева. М.: Машиностроение, 1981. 351 с.
15. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов / Н. Г. Апанович, В. И. Евенко, В. В. Иванов и др. М.: Машиностроение, 1969. 388 с.
16. Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. В. Н. Иванова. М.: Транспорт, 1974. 336 с.
17. Лазарян В. А. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1964. 255 с.
18. Лойцянский Л. Г., Лурьев А. И. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1982. 352 с.
19. Магистральные электровозы. Механическая часть электровозов / Аброскин П. И. и др. М.: Машиностроение, 1967. 435 с.
20. Медель В. Б. Взаимодействие электровоза и пути. М.: Трансжелдориздат, 1957. 124.
21. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика. М.: Транспорт, 1974. 232 с.
22. Медель В. Б. Проектирование механической части электроподвижного состава. М.: Трансжелдориздат, 1963. 423 с.
23. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика. М.: Транспорт, 1965. 278 с.
24. Минов Д. К. Механическая часть электрического подвижного состава. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1959. 383 с.
25. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. 266 с.
26. Нормы для расчетов на прочность при проектировании механической части вагонов электропоездов пригородного сообщения железных дорог МПС колеи 1520 мм. М.: ВНИИВ, ВНИИЖТ, 1985. 132 с.
27. Потураев В. Н., Дырда В. И. Резиновые детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 215 с.
28. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог / Под ред. А. Н. Савоськина. М.: Машиностроение, 1989. 410 с.
29. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Под ред. С. М. Куценко. Харьков: Вища школа, 1978. 95 с.
30. Развитие локомотивной тяги / Под ред. Н. А. Фуфрянского, А. Н. Бевзенко. М.: Транспорт, 1982. 303 с.
31. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов / Под ред. Е. П. Блохина. М.: Транспорт, 1986. 263 с.
32. Сергиенко П. Е., Остапенко В. М. Экспериментальное исследование тягового привода электровоза ВЛ84. С. 115—125. Электровозостроение. Сборник научных трудов. Том. 22, 1982. Тип. НПИ, г. Новочеркасск.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов 3

Глава 1. **Общие сведения о механической части локомотивов** 5

§ 1.1. Колесно-рельсовые тяговые транспортные средства и их особенности 5
§ 1.2. Основные узлы механической части тягового подвижного состава и их эволюция 7
§ 1.3. Понятие о качестве механической части локомотивов 19

Глава 2. **Локомотив как динамическая система и методы ее исследования** . 22

§ 2.1. Общие понятия о колебаниях локомотивов и моделях для их описания 22
§ 2.2. Характеристики элементов соединений 29
§ 2.3. Показатели динамических качеств механической части 34
§ 2.4. Методика составления и решения уравнений колебаний локомотивов 41
§ 2.5. Применение понятий теории устойчивости к исследованию задач равновесия и движения локомотивов 50
§ 2.6. Колебания локомотивов при случайных возмущениях 54

Глава 3. **Методика оценки показателей динамических качеств механической части локомотивов и выбор параметров рессорного подвешивания** 62

§ 3.1. Способы оценки показателей динамических качеств локомотивов с учетом случайного характера колебаний 62
§ 3.2. Способы выбора параметров рессорного подвешивания 66
§ 3.3. Понятие о надежности выполнения рессорным подвешиванием виброзащитных функций 68

Глава 4. **Вертикальные колебания локомотивов** 70

§ 4.1. Упрощенные динамические модели локомотивов 70
§ 4.2. Модели пути и возмущения для расчетов вертикальных колебаний 81
§ 4.3. Математические модели для анализа показателей динамических качеств локомотивов при вертикальных колебаниях 84
§ 4.4. Влияние параметров рессорного подвешивания на показатели динамических качеств локомотивов 92
§ 4.5. Влияние разброса параметров рессорного подвешивания на динамические свойства локомотивов и показатели их динамических качеств 94

Глава 5. **Боковые колебания локомотивов** 96

§ 5.1. Кинематическое описание процесса качения колесной пары по рельсам 96
§ 5.2. Дифференциальные уравнения движения колесной пары . . . 100
§ 5.3. Особенности боковых колебаний локомотивов 105
§ 5.4. Требования к конструктивным параметрам и характеристикам связей тележки с кузовом и колесными парами 114

Глава 6. **Явления, связанные с реализацией локомотивом сил тяги и торможения** 122

§ 6.1. Снижение перераспределения статических нагрузок между отдельными колесами, колесными парами и тележками 122
§ 6.2. Продольные колебания локомотива 132
§ 6.3. Влияние колебаний локомотива на реализацию силы тяги . . . 135

Глава 7. **Движение локомотива в кривой** 142

§ 7.1. Особенности режима движения рельсового экипажа в кривой . . 142
§ 7.2. Геометрическое вписывание экипажа в кривую 144
§ 7.3. Динамическое вписывание экипажа в кривую 148
§ 7.4. Динамическое взаимодействие экипажа и пути в кривой . . . 151
§ 7.5. Динамический комфорт. Способы снижения непогашенного ускорения при движении в кривых 156
§ 7.6. Износ бандажей и рельсов в кривых и способы его снижения . . 158
§ 7.7. Особенности конструкций механической части локомотивов, улучшающие вписывание в кривые 163

Глава 8. **Основы расчетов деталей механической части** 169

§ 8.1. Способы определения напряжений в элементах конструкций по заданным нагрузкам 169
§ 8.2. Расчет статически неопределимых систем 172
§ 8.3. Способы оценки прочности несущих деталей подвижного состава 174
§ 8.4. Особенности расчета на изнашивание 177
§ 8.5. Расчет контактных напряжений 181
§ 8.6. Расчеты на устойчивость 184

Глава 9. **Методы расчетов на усталостную прочность и прогнозирование безотказности несущих деталей** 186

§ 9.1. Характеристики усталостной прочности и способы ее повышения . 186
§ 9.2. Запасы усталостной прочности и способы их оценки при детерминированных режимах нагружения 191
§ 9.3. Расчеты на усталостную прочность при случайных режимах нагружения 194
§ 9.4. Характеристики эксплуатационной нагруженности несущих деталей и учет их при расчетах усталостной прочности 200
§ 9.5. Физические основы процесса разрушения металлов и обоснование вероятностного характера их прочностных свойств 202
§ 9.6. Виды отказов несущих деталей и прогнозирование надежности 204

Глава 10. **Упругие и диссипативные элементы механической части** 216

§ 10.1. Пружины и торсионы 216
§ 10.2. Листовые рессоры 220
§ 10.3. Резиновые и резинометаллические упругие элементы 223
§ 10.4. Пневморессоры 227
§ 10.5. Диссипативные элементы рессорного подвешивания 231

Глава 11. **Узлы соединений колесных пар с рамой тележки** 234

§ 11.1. Требования к соединениям между колесными парами и рамой экипажа 234
§ 11.2. Буксовый узел с плоскими направляющими 235
§ 11.3. Буксовый узел с цилиндрическими направляющими 240
§ 11.4. Буксовые узлы с шарнирно-поводковым и рычажным механизмами 244

Глава 12. **Узлы соединений кузова с тележками** 249

§ 12.1. Классификация узлов соединений кузова с тележкой 249
§ 12.2. Узел соединения с жесткой плоской цилиндрической опорой . . 251
§ 12.3. Узел соединения с маятниковыми опорами 254
§ 12.4. Узлы соединения со шкворнями, люлечными устройствами и скользунами 260
§ 12.5. Узел соединения со шкворнем, пружинным поперечным возвращающим устройством и скользунами 267
§ 12.6. Узел соединения с многоцелевым использованием пружин . . . 270
§ 12.7. Узлы соединений с пневматическими упругими элементами . . . 273
§ 12.8. Узлы соединений с резинометаллическими упругими элементами . 277

Глава 13. **Тяговые передачи локомотивов** 279

§ 13.1. Условия работы тяговых передач и предъявляемые к ним требования 279
§ 13.2. Эволюция компоновочных схем тягового привода 282
§ 13.3. Классификация индивидуальных приводов с разомкнутой кинематической цепью 284

§ 13.4. Особенности нагружения тяговых передач с замкнутыми кинематическими цепями 296
§ 13.5. Классификация тяговых приводов по их динамическим свойствам 300
§ 13.6. Режимы работы тяговой передачи. Нагрузка элементов передачи от тягового момента 302
§ 13.7. Способы снижения динамических моментов 309
§ 13.8. Сравнение тяговых приводов классов I—III по динамическим свойствам 317
§ 13.9. Конструкции тяговых передач в приводах класса I 319
§ 13.10. Конструкции тяговых передач в приводах класса II 329
§ 13.11. Конструкции тяговых передач в приводах класса III 341

Глава 14. **Колесные пары** 352

§ 14.1. Условия работы и основные конструктивные элементы колесных пар 352
§ 14.2. Расчет элементов колесной пары 357
§ 14.3. Формирование колесных пар 360
§ 14.4. Расчет напряжений в зоне контакта колеса и рельса 361
§ 14.5. Подшипниковые узлы колесных пар и методы их расчета . . . 363

Глава 15. **Рамы тележек и кузова локомотивов** 365

§ 15.1. Компоновочные схемы рам тележек 365
§ 15.2. Задача расчета рам тележек локомотивов 372
§ 15.3. Особенности расчета рам тележек локомотивов на заданные нагрузки 374
§ 15.4. Понятие о динамическом расчете рам тележек 383
§ 15.5. Типы кузовов и их классификация 386
§ 15.6. Методы расчета кузовов на прочность и устойчивость 390
§ 15.7. Ударно-тяговые приборы 393

Глава 16. **Поддержание работоспособности элементов механической части и их модернизация в условиях эксплуатации** 396

§ 16.1. Основные положения 396
§ 16.2. Основные неисправности механической части и их анализ . . . 397
§ 16.3. Методы поддержания работоспособности колес, деталей рессорного подвешивания, неподрессоренных частей тяговых приводов . . . 404
§ 16.4. Диагностирование механической части и его роль в системе планово-предупредительных ремонтов 409

Глава 17. **Методы испытаний механической части. Испытательное оборудование** 413

§ 17.1. Цели и задачи испытаний механической части 413
§ 17.2. Стенды для испытаний механической части 415
§ 17.3. Испытательные вагоны-лаборатории 421
§ 17.4. Усталостные испытания 423
§ 17.5. Ходовые динамико-прочностные испытания 426

Глава 18. **Особенности высокоскоростного подвижного состава** 428

§ 18.1. Особенности схемных решений и конструкций 428
§ 18.2. Поезда французских железных дорог серий TGV-PSE 429
§ 18.3. Поезда железных дорог ФРГ типа ICE 432
§ 18.4. Высокоскоростные поезда итальянских, английских и японских железных дорог 434

Список литературы 437