

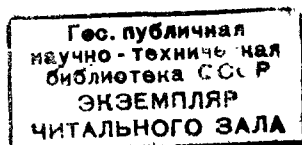
ББК 39.23
К64
УДК 629.4

Г Л А В А 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЛОКОМОТИВАХ

Авторы: А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев,
Ю. М. Ганеев, В. С. Кононов, Г. С. Михальченко,
С. В. Никитин, В. А. Симонов, М. И. Сороко

Рецензенты: кафедра «Локомотивы и локомотивное хозяйство»
Московского института инженеров железнодорожного транспорта,
канд. техн. наук Ю. В. ХЛЕБНИКОВ



15-81
80462

781-69245

К64 Конструкция, расчет и проектирование локомотивов:
Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение»/А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев и др.; Под ред. А. А. Камаева. — М.: Машиностроение, 1981, 351 с., ил.

В пер. 1 р. 10 к.

К 31802-146
038(01)-81 146-81. 3602030000

ББК 39.23
6Т1.2

© Издательство «Машиностроение», 1981 г.

§ 1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ЛОКОМОТИВОСТРОЕНИЯ

Локомотивом называется силовая тяговая машина, предназначенная для передвижения поездов по рельсам. В зависимости от используемого на локомотиве двигателя различают паровозы, тепловозы, электровозы, газотурбовозы и т. д.

Впервые в мировой практике создание мощного локомотива — тепловоза осуществлено в СССР по инициативе В. И. Ленина. По постановлению Совета Труда и Обороне от 4 января 1922 г. был спроектирован под руководством проф. Я. М. Гаккеля и построен ленинградскими заводами «Красный путиловец», «Балтийский» и «Электрик» тепловоз с электрической передачей Г^э-1 (Щ^{эл}-1) мощностью 735 кВт (рис. 1). За три года эксплуатации пробег тепловоза составил около 60 000 км. Основные конструктивные решения, осуществленные на тепловозе: электрическая передача мощности, тележечный тип экипажной части, индивидуальный привод колесных пар и др., сохранились и в современном тепловозостроении.

В 1925 г. на железных дорогах СССР появился тепловоз с электрической передачей Э^{эл}-2, а в конце 1926 г. — тепловоз Э^{мх}-3 с механической передачей. Опыт эксплуатации этих, а также тепловозов последующих выпусков позволил освоить на Коломенском заводе производство тепловозов О^{эл} (начиная с 1931 г.) с дизелем мощностью 440 кВт и Э^{эл} (с 1932 г.) мощностью 815 кВт.

С 1947 г. производство тепловозов началось на Харьковском заводе транспортного машиностроения с выпуска тепловозов ТЭ1 с электропередачей мощностью 735 кВт, а начиная с 1953 г. — тепловозов ТЭ3 в двухсекционном исполнении мощностью 3000 кВт. Созданные тепловозы ТЭ являются основным типом тепловозов, действующих на железных дорогах СССР. Железные дороги страны были вскоре оснащены мощными тепловозами серий 2ТЭ3, ТЭП60, 2ТЭ10Л, ТЭМ2, ТГМ3 и др.

Первые локомотивы с газотурбинной установкой (ГТУ) — газотурбовозы были созданы на Коломенском тепловозостроительном заводе: в 1959 г. — грузовой газотурбовоз Г1 мощностью 2580 кВт, в 1964 г. — пассажирский газотурбовоз ГП1 такой же мощности. Газотурбовоз мощностью 2200 кВт с гидроредукцией

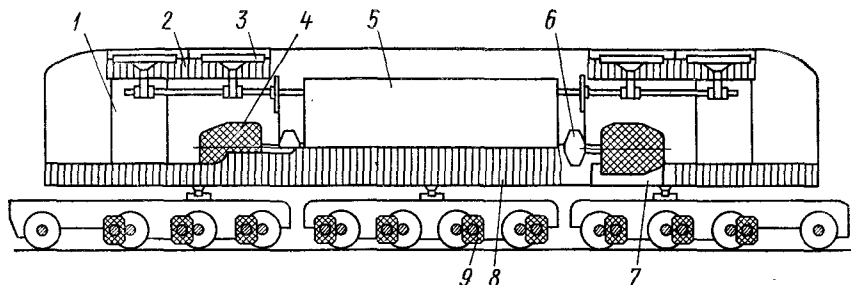


Рис. 1. Тепловоз ГЭ-1 (ЩЭЛ-1):

1 — бак для воды; 2 — холодильники; 3 — вентиляторы; 4 — генераторы; 5 — дизель;
6 — муфты; 7 — масляный бак; 8 — топливный бак; 9 — тяговые электродвигатели

был построен на Ворошиловградском тепловозостроительном заводе в 1960 г.

Освоение производства электрического подвижного состава связано с Коломенским тепловозостроительным заводом и заводом «Динамо». В 1932 г. они выпустили электровоз серии С_с, а в 1934 г. освоили серийное производство электровозов ВЛ19 и спустя 4 года — ВЛ22.

В 1953 г. на Новочеркасском электровозостроительном заводе им. С. М. Буденного был создан электровоз ВЛ8 мощностью 4200 кВт, а в 1957 г. первые шестиосные электровозы серии ВЛ60 мощностью 4140 кВт. В последующие годы выпускают электровозы переменного тока серии ВЛ80, ВЛ82 и др.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ЕГО КЛАССИФИКАЦИЯ

К современному тяговому подвижному составу (ПС) железных дорог относят электровозы, тепловозы, электропоезда и дизель-поезда, а также газотурбовозы и турбопоезда. Классифицируют ПС по следующим признакам: типу энергетических установок, назначению и месту эксплуатации, типу экипажной части и основным техническим характеристикам.

По типу энергетических установок тяговый ПС разделяют на три основные группы — электроподвижной состав (ЭПС), дизельный подвижной состав (ДПС), газотурбовозы и турбопоезда.

В группу ЭПС включают электровозы постоянного и переменного тока, электропоезда пригородного, междугородного сообщения и метрополитена. Единицы ЭПС не имеют собственной энергетической установки, они получают энергию от электростанций через контактный провод или рельс.

Группу ДПС образуют тепловозы с передачами различных типов и дизель-поезда, у которых энергетической установкой является двигатель внутреннего сгорания (дизель).

Газотурбовозы и турбопоезда, составляющие третью группу классификации, имеют газотурбинные установки.

Локомотивы по назначению делят на пассажирские, грузовые и маневровые, а по месту эксплуатации на магистральные и промышленные. По типу экипажной части локомотивы могут быть тележечные и в жесткой раме, а по числу осей — двух-, трех-, четырех-, шести- и восьмиосные.

На железных дорогах СССР используют электровозы и тепловозы. Электровозы: грузовые постоянного тока шестиосные (ВЛ22^м, ВЛ23) и восьмиосные (ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11);

грузовые переменного тока шестиосные (ВЛ60^к, ВЛ60^р), восьмиосные (ВЛ80^г, ВЛ80^к и пассажирские ВЛ60^п);

пассажирские постоянного тока шестиосные (ЧС2, ЧС3, ЧС2^т) и переменного тока (ЧС4, ЧС4^г).

Тепловозы: грузовые шестиосные с электрической передачей постоянного тока (ТЭ3, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В) и с электрической передачей переменного-постоянного тока (ТЭ109, 2ТЭ116);

пассажирские шестиосные с электрической передачей постоянного тока (ТЭ7, ТЭП60, ТЭП10Л) и с электрической передачей переменного-постоянного тока (ТЭП70);

маневровые шестиосные с электрической передачей постоянного тока (ТЭМ1, ТЭМ2, ЧМЭ2, ЧМЭ3);

маневровые четырехосные с гидравлической передачей (ТГМ3, ТГМ3А) и электрической (ВМЭ1, ВМЭ2).

На промышленном железнодорожном транспорте эксплуатируют маневровые тепловозы средней мощности ТГМ1, ТГМ23, ТГМ3, ТГК1, ТГК2 и более мощные тепловозы ТГМ6, ТЭМ2, ТЭМ1; на узкоколейном транспорте — тепловозы ТУ2, ТУ3, ТУ4, ТУ5, ТУ6, ТУ7, МД 54-4.

§ 3. ТИПЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЭКИПАЖНЫХ ЧАСТЕЙ

Экипажная часть современных мощных локомотивов состоит из несущего кузова, рам тележек с колесными парами, рессорного подвешивания, тормозной рычажной передачи и опорно-тяговых устройств. Она предназначена для установки силового, вспомогательного оборудования, приводов, систем обслуживания и обеспечивает передачу развиваемой локомотивом силы тяги составу.

По конструкции и компоновке основных элементов различают экипажные части (рис. 2): рамные — с размещением движущих колесных пар в главной раме, и тележечные — с размещением колесных пар по группам (тележкам). Схему размещения колесных пар в экипажной части принято называть осевой характеристикой, в которой цифра означает число колесных пар, объединенных главной рамой или тележкой, а знак плюс или минус — характер связи между группами. Если группы (тележки) имеют непосредственную связь, то между цифрами ставят знак плюс.

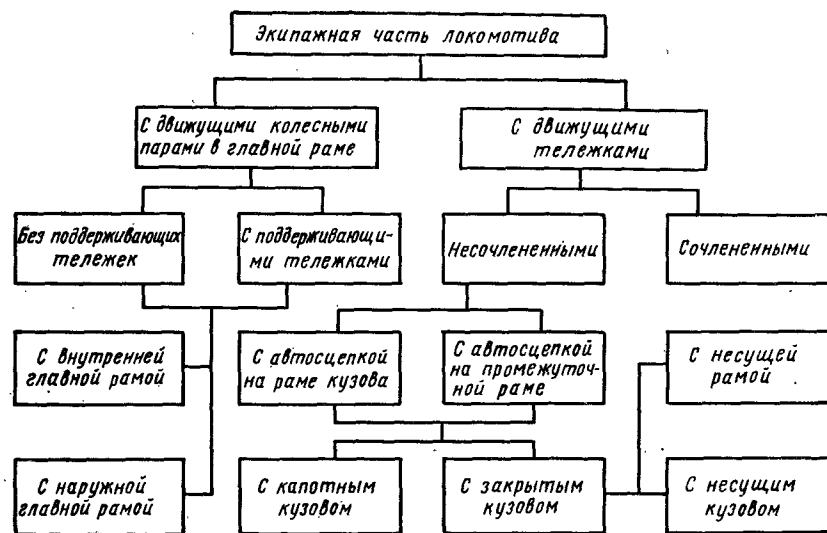


Рис. 2. Схема классификации экипажных частей

Индекс ноль в осевой характеристике означает индивидуальный тип привода колесных пар, когда на каждой оси установлен тяговый электродвигатель. Осевую характеристику многосекционных локомотивов определяют по одной секции и указывают число секций. Например, экипажная часть тепловоза 2ТЭ10Л имеет характеристику 2х (3₀—3₀). Это означает, что тепловоз двухсекционный, кузов секции установлен на двух трехосных тележках, не имеющих между собой непосредственной силовой связи. Все колесные пары — движущие, с индивидуальным приводом.

Экипажные части рамного типа применяют в основном для промышленных локомотивов небольшой мощности.

В бестележной экипажной части тепловоза ТГМ23 с осевой характеристикой 0—3—0 (рис. 3) колесные пары 8 размещены в цельносварной коробчатой раме 12 со стяжными ящиками 7. В этих ящиках установлены фрикционные аппараты 1, автосцепки 6. Сверху на раме расположены кабина 4 машиниста, силовое и вспомогательное оборудование, закрытое капотами 3 и 5.

Экипажные части с поддерживающими тележками, относящиеся ко второй группе классификационной схемы, применяли на паровозах и первых советских тепловозах Э^{эл}-2. В настоящее время их не используют.

Тележные экипажные части третьей группы, имеющие осевые характеристики 2—2, 3₀—3₀, широко используют для современных локомотивов всех типов мощностью свыше 400 кВт. В СССР все тепловозы выпуска с 1946 г. и часть электровозов переменного тока имеют экипажные части, относящиеся к этой группе. Экипажная часть тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 4) образована

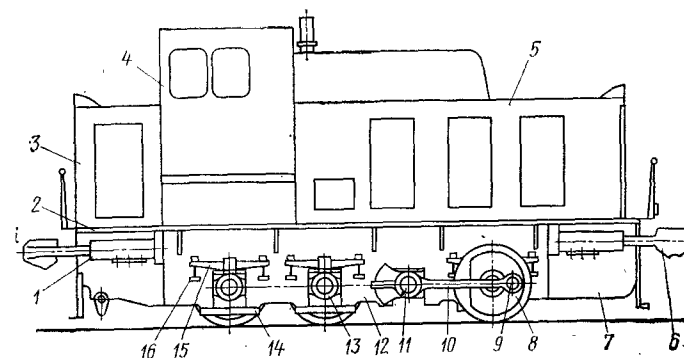


Рис. 3. Бестележная экипажная часть рамного типа:

1 — фрикционный поглощающий аппарат; 2 — горизонтальный продольный лист рамы; 3 — капот задний; 4 — кабина машиниста; 5 — капот передний; 6 — автосцепка; 7 — стяжной ящик; 8 — колесная пара; 9 — палец; 10 — спарник; 11 — отбойный вал; 12 — рама; 13 — букса; 14 — струнка; 15 — листовая рессора; 16 — подвеска

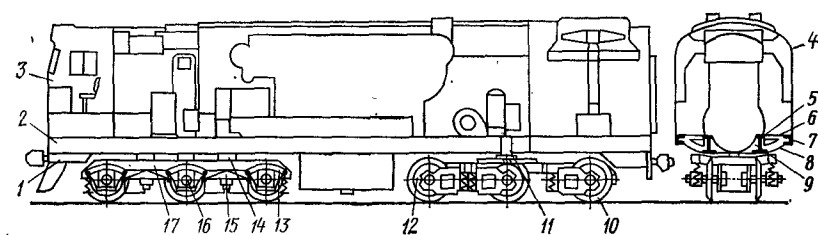


Рис. 4. Экипажная часть тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — стяжной ящик; 2 — главная рама; 3 — кабина; 4 — кузов; 5 — двухтавровая балка; 6 — напольный лист; 7 — обносной швеллер; 8 — крошштейн; 9 — междурамное крепление; 10 — колесная пара; 11 — шкворень; 12 — тяговый редуктор; 13 — баланси́р; 14 — опора кузова; 15 — рессора; 16 — букса; 17 — рама тележки

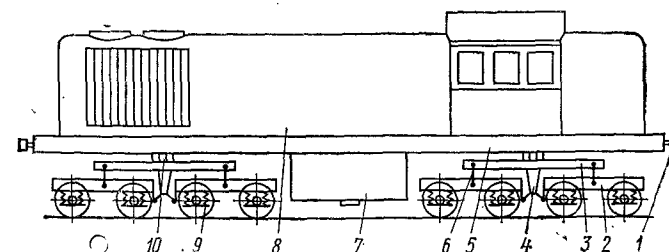


Рис. 5. Экипажная часть восьмиосного тепловоза ТЭМ7 с автосцепкой в раме кузова:

1 — автосцепка; 2 — двухосная тележка; 3 — промежуточная рама; 4 — шарнирно-рычажный механизм; 5 — главная рама; 6 — подвеска кузова; 7 — топливный бак; 8 — капотный кузов; 9 — пружина буксового подвешивания; 10 — опора кузова

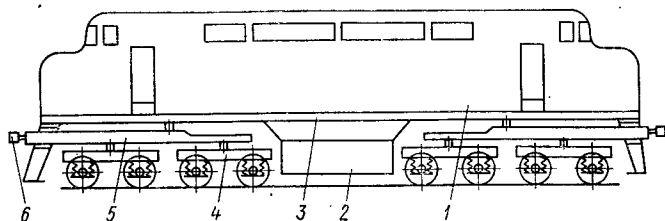


Рис. 6. Восьмиосная экипажная часть с автосцепкой на промежуточной раме:

1 — кузов; 2 — топливный бак; 3 — главная рама; 4 — двухосная тележка; 5 — промежуточная рама; 6 — автосцепка

двумя трехосными тележками, главной рамой 2, несущей автосцепку. На раме установлены кабина машиниста 3 и закрытый кузов 4. Тележки связаны с главной рамой через опоры 14 и шкворень 11. Колесные пары 10 с буксами 16 установлены в тележечных рамах челюстного типа.

Экипажные части с четырехосными тележками применяют на мощных локомотивах. Они разделяются на две подгруппы: с автосцепкой на раме кузова и на промежуточной раме. Экипажная часть тепловоза ТЭМ7 с осевой характеристикой $2_0 + 2_0 - 2_0 - 2_0$ сформирована из главной рамы 5 (рис. 5), капотного кузова 8 и двух четырехосных тележек, каждая из которых состоит из двух двухосных тележек 2, объединенных промежуточной рамой 3. Автосцепка 1 тепловоза установлена на главной раме. Топливный бак 7 расположен в промежутке между четырехосными тележками.

Мощный тепловоз U50 (фирма Джeneral Электрик) с осевой характеристикой $2_0 - 2_0 - 2_0 - 2_0$ имеет экипажную часть (рис. 6), у которой автосцепка 6 размещена на промежуточной раме 5, объединяющей две двухосные тележки 4 в четырехосную. Главная рама 3 кузова 1 опирается на промежуточную раму. Топливный бак 2 подвешен к главной раме между тележками.

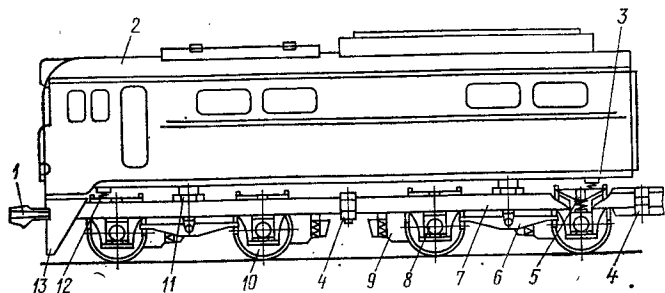


Рис. 7. Экипажная часть секции электровоза ВЛ8:

1 — автосцепка; 2 — кузов; 3 — главная рама; 4 — сочленение тележек; 5 — листовая рессора; 6 — балансир; 7 — рама тележки; 8 — букса; 9 — тяговый двигатель; 10 — колесная пара; 11 — опора кузова; 12 — дополнительная опора кузова; 13 — путеочиститель

Экипажные части третьей группы с несочлененными движущими тележками в зависимости от рода службы и условий эксплуатации локомотивов имеют кузова капотного или закрытого типа. Капоты устанавливают на все маневровые локомотивы и на некоторые магистральные. Закрытые кузова используют только для экипажных частей магистральных локомотивов. В зависимости от конструкции и компоновки несущих элементов они могут быть с несущей главной рамой или цельнонесущие.

Экипажные части четвертой группы с сочлененными движущими тележками применяют на электровозах постоянного тока серии ВЛ8 с осевой характеристикой $2_0 + 2_0 + 2_0 + 2_0$ (рис. 7). Четыре двухосные тележки экипажной части, связанные сочленением 4, передают силу тяги на автосцепки 1, расположенные на крайних тележках. Экипажная часть имеет два кузова 2 с рамами 3, опирающимися на челюстные тележки. Колесные пары 10 с буксами 8 заключены в челюстях литых рам 7 тележек. Рама кузова облегченная каркасного типа. Ее основу составляет хребтовая балка, сваренная из двух швеллеров. На раму приваривают настил пола и закрытый кузов.

За рубежом принято обозначать количество осей, объединенных рамой тележки или главной рамой, латинскими буквами, например: *B* — двухосные, *C* — трехосные, *D* — четырехосные.

§ 4. ТЕПЛОВОЗЫ

Тепловозом называется локомотив с поршневым двигателем внутреннего сгорания, энергия от которого передается через электрическую, гидромеханическую или механическую передачу на колесные пары экипажной части.

Энергетическая цепь тепловоза состоит из дизеля и передачи мощности. Вследствие особенностей рабочего процесса и характеристик дизель может быть успешно использован на локомотиве лишь в том случае, когда между валом дизеля и движущими колесными парами локомотива будет включена специальная передача, обеспечивающая изменение передаточного числа от наибольшей величины при трогании локомотива с места и его разгоне до наименьшей при движении с максимальной скоростью. На магистральных и мощных маневровых тепловозах (табл. 1) наибольшее распространение получила электрическая передача. Гидравлическую передачу применяют на маневровых тепловозах средней мощности и промышленных тепловозах. Механической передачей оборудованы в основном мотовозы и дрезины.

Вспомогательные устройства обеспечивают нормальные условия работы тепловоза. Для нормальной работы дизеля предусмотрены системы охлаждения, смазки, подачи топлива, подачи воздуха и очистки воздуха, подаваемого в цилиндры дизеля.

Тяговые электрические машины, преобразователи и другие устройства имеют принудительную вентиляцию, для чего тепловоз

Основные технические данные тепловозов

| Наименование | ТЭЗ | 2ТЭ10Д | 2ТЭ40 | М62 | ТЭП10 | ТЭП60 | ТЭМ1 | ТЭМ2 | ТЭМ5 |
|---|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| <i>Электропередача постоянного тока</i> | | | | | | | | | |
| Начало выпуска | 1953 | 1963 | 1964 | 1965 | 1958 | 1960 | 1956 | 1960 | 1973 |
| Осевая характеристика | 2 (3 ₀ —3 ₀) | 2 (3 ₀ —3 ₀) | 2 (3 ₀ —3 ₀) | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ |
| Мощность дизеля, кВт | 2×1472 | 2×2208 | 2×2208 | 1472 | 2208 | 2208 | 736 | 883 | 883 |
| Масса служебная, т | 2×126 | 2×129,3 | 2×126 | 116,5 | 129 | 129 | 120 | 120 | 126 |
| Нагрузка на ось, кН | 206 | 212 | 206 | 190 | 211 | 211 | 196 | 196 | 206 |
| Сила тяги длительного режима, кН | 2×199 | 2×256 | 2×256 | 197 | 167 | 123 | 197 | 206 | 200 |
| Скорость длительного режима, км/ч | 20,5 | 24 | 24 | 20 | 37,2 | 50 | 9 | 11,5 | 11,8 |
| Скорость конструкционная, км/ч | 100 | 100 | 100 | 100 | 140 | 160 | 100 | 100 | 100 |
| Наименование | ТЭ109 | 300 | 2ТЭ116 | ТЭП70 | ТЭП75 | ТЭМ7 | ТГМ3А | ТГМ6А | ТГ16 |
| <i>Электропередача переменного тока</i> | | | | | | | | | |
| Начало выпуска | 1968 | 1970 | 1971 | 1973 | 1975 | 1975 | 1959 | 1965 | 1966 |
| Осевая характеристика | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ | 2 (3 ₀ —3 ₀) | 3 ₀ —3 ₀ | 3 ₀ —3 ₀ | 2 ₀ —2 ₀ | 2—2 | 2 (2—2) | 2 (2—2) |
| Мощность дизеля, кВт | 2208 | 2208 | 2×2208 | 2940 | 4420 | 1470 | 550 | 2×884 | 2×1210 |
| Масса служебная, т | 120 | 120 | 2×138 | 129 | 138 | 180 | 68 | 2×68 | 2×68 |
| Нагрузка на ось, кН | 196 | 196 | 226 | 211 | 226 | 220 | 167 | 216 | 167 |
| Сила тяги длительного режима, кН | 256 | 175 | 2×248 | 167 | 177 | 344 | 194/88,5 | 2×226/ | 2×187 |
| Скорость длительного режима, км/ч | 24 | 35,5 | 24,7 | 50 | 70 | 10,5 | 5/15 | 5/15 | 13 |
| Скорость конструкционная, км/ч | 100 | 140 | 100 | 160 | 160 | 100 | 30/62 | 40/80 | 85 |

оборудован специальной системой. Для питания сжатым воздухом тормозной системы и системы управления применяют воздушный компрессор.

Пуск дизеля — электрический или воздушный. При наличии электрической передачи постоянного тока стартером является главный генератор, на главных полюсах которого имеется специальная пусковая обмотка.

Локомотивом управляют из кабины машиниста, в которой расположен пульт управления с необходимыми приборами, а также многопозиционный контролер и краны управления тормозной системой. Электрические аппараты системы управления располагают в специальном отсеке (высоковольтной камере). Процесс управления тепловозом состоит из пуска дизеля, разгона локомотива, регулирования скорости и силы тяги, торможения, остановки и изменения направления движения. Энергетическое оборудование тепловоза имеет устройства защиты и блокировки. Применяют также системы обнаружения и прекращения боксования колесных пар, обнаружения заземления электрических цепей, пожаротушения и другие системы.

§ 5. ЭЛЕКТРОВОЗЫ

Электроподвижной состав (ЭПС) железных дорог, к которому относят электровозы и электропоезда, приводится в движение тяговыми электродвигателями, получающими питание от электрических станций через линии передач, тяговые подстанции и контактный провод. В зависимости от подводимого рода тока локомотивы делят на ЭПС постоянного тока и переменного тока. В первом случае расчетное напряжение контактной сети составляет 3000 В, во втором — 25 000 В (табл. 2).

Энергетическая цепь ЭПС постоянного тока состоит только из тяговых электродвигателей. Энергетическая цепь ЭПС переменного тока содержит также понижающий трансформатор и преобразователи переменного тока в постоянный или преобразователи числа фаз и частоты (в зависимости от типа тяговых электродвигателей). К вспомогательному электрооборудованию ЭПС относятся токоприемник, пускорегулирующая, контрольно-измерительная и защитная аппаратура, вспомогательные электрические машины, аккумуляторные батареи и другое оборудование.

Электроподвижной состав постоянного тока оборудован тяговыми электродвигателями постоянного тока последовательного возбуждения. При эксплуатации ЭПС необходимо регулировать скорость движения и силу тяги. Угловую скорость электродвигателя постоянного тока можно регулировать изменением подводимого к нему напряжения и магнитного потока. На ЭПС постоянного тока используют оба способа регулирования. Регулировать напряжение контактной сети невозможно. Поэтому на ЭПС постоянного тока изменение напряжения, подаваемого к электро-

Основные технические данные электровозов

| Наименование | ВЛ23 | ВЛ10 | ВЛ18 | ЧС2 | ЧС3 | ЧС2Т |
|-----------------------------------|-----------|-------------------|-------------------|-----------|-----------|-----------|
| <i>Постоянный ток</i> | | | | | | |
| Начало выпуска | 1956 | 1961 | 1966 | 1959 | 1961 | 1972 |
| Осевая характеристика | 3_0+3_0 | $2_0-2_0-2_0-2_0$ | $2_0+2_0+2_0+2_0$ | 3_0-3_0 | 2_0-2_0 | 3_0-3_0 |
| Мощность длительного режима, кВт | 2820 | 4500 | 3760 | 3710 | 2440 | 4080 |
| Масса служебная, т | 138 | 184 | 184 | 126 | 85 | 126 |
| Нагрузка от оси на рельс, кН | 226 | 226 | 226 | 206 | 209 | 157 |
| Сила тяги длительного режима, кН | 223 | 314 | 298 | 135 | 117 | 92,0 |
| Скорость длительного режима, км/ч | 44,3 | 50,0 | 44,3 | 96,9 | 74,7 | 160 |
| Скорость конструкционная, км/ч | 100 | 100 | 100 | 160 | 140 | 160 |
| <i>Переменный ток</i> | | | | | | |
| Наименование | ВЛ60Р | ВЛ60П | ВЛ80К | ВЛ60К | ВЛ80Т | ЧС4Т |
| Начало выпуска | 1962 | 1962 | 1963 | 1967 | 1967 | 1971 |
| Осевая характеристика | 3_0-3_0 | 3_0-3_0 | $2(2_0-2_0)$ | 3_0-3_0 | 3_0-3_0 | 3_0-3_0 |
| Мощность длительного режима, кВт | 4070 | 4070 | 6160 | 4070 | 4880 | 4880 |
| Масса служебная, т | 138 | 138 | 184 | 138 | 123 | 126 |
| Нагрузка от оси на рельс, кН | 226 | 226 | 226 | 226 | 200 | 206 |
| Сила тяги длительного режима, кН | 260 | 164 | 260 | 260 | 160 | 165 |
| Скорость длительного режима, км/ч | 56,6 | 71,5 | 53,6 | 56,6 | 110 | 109 |
| Скорость конструкционная, км/ч | 100 | 100 | 100 | 100 | 180 | 180 |

двигателю, осуществляют включением сопротивления последовательно с электродвигателями, переключением электродвигателей с последовательного на последовательно-параллельное соединение.

Первый способ малоэкономичен в результате потерь электрической энергии в сопротивлениях, поэтому его применяют для ограничения силы тока электродвигателя и плавности нарастания скорости в период пуска. По мере увеличения скорости движения локомотива пусковые сопротивления постепенно выключают.

Второй способ регулирования экономичен и является основным на электровозах постоянного тока. При этом напряжение, подводимое к электродвигателю, изменяют ступенчато. Оно зависит от числа последовательно включенных электродвигателей. Для электровоза с шестью тяговыми электродвигателями при напряжении контактной сети 3000 В напряжение, подводимое к электродвигателю, составит: при последовательном соединении — 500, последовательно-параллельном — 1000 и параллельном — 1500 В.

Импульсное управление электровозами и моторными вагонами постоянного тока можно осуществлять плавным регулированием напряжения при помощи импульсных преобразователей напряжения. Такое управление основано на периодическом подключении тягового электродвигателя к источнику питания. В результате передача энергии в цепь нагрузки имеет импульсный характер. В процессе регулирования можно изменять либо длительность импульсов, либо их частоту. В зависимости от этого первый способ называют широтно-импульсным регулированием, второй — частотно-импульсным.

При широтно-импульсном регулировании (рис. 8) периодическое подключение цепи электродвигателя к источнику питания осуществляют при помощи тиристорного ключа K . Последова-

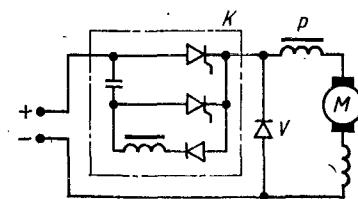
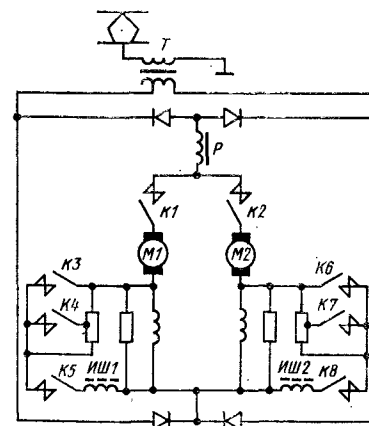


Рис. 8. Упрощенная схема широтно-импульсного регулирования

Рис. 9. Принципиальная схема элемента силовой цепи электровоза с электродвигателями пульсирующего тока



тельно с электродвигателем M включен дроссель P , сглаживающий пульсации тока в цепи, а параллельно цепи нагрузки — неуправляемый диод V , через который проходит ток электродвигателя в промежутки времени, когда ключ разомкнут. Замыкание и размыкание ключа K производится с периодом T . В течение промежутка времени Δt ключ замкнут, а в остальную часть периода ($T - \Delta t$) — разомкнут. При замкнутом ключе к цепи нагрузки приложено напряжение, равное напряжению источника питания. После размыкания ключа источник питания отключается. Напряжение на зажимах электродвигателя равно среднему значению напряжения за период. При плавном изменении времени Δt среднее значение напряжения на зажимах электродвигателя плавно изменяется.

Магнитный поток электродвигателей последовательного возбуждения можно изменять: шунтированием обмотки возбуждения сопротивлением, варьированием числа витков обмотки возбуждения и последовательно-параллельным включением отдельных частей обмотки возбуждения. При первом способе не требуется усложнять конструкцию электродвигателя, и поэтому его широко применяют. Обычно выполняют две и более ступеней регулирования магнитного потока.

Известно много вариантов системы электрической тяги на переменном токе. Лучшим вариантом оказалась система однофазного тока промышленной частоты, которую выполняют по трем схемам: со статическими преобразователями однофазного переменного тока в постоянный и коллекторными электродвигателями пульсирующего тока;

со статическими преобразователями однофазного тока промышленной частоты в многофазный ток регулируемой частоты и асинхронными тяговыми электродвигателями;

с вентильными тяговыми электродвигателями.

Схема со статическими преобразователями и коллекторными электродвигателями пульсирующего тока (рис. 9) в настоящее время является основной. По такой схеме выполнены серийные электровазы однофазного тока ВЛ60, ВЛ60^к, ВЛ80, ВЛ80^к, ВЛ80^г, ЧС4, ЧС4^г и электропоезда ЭР9П.

На этих электровазах применяют двухполупериодное выпрямление тока. Схема соединения вентилей — мостовая. Тяговые электродвигатели всегда соединены параллельно. Для уменьшения пульсации выпрямленного тока в цепь тяговых электродвигателей включают реактор P . Скорость движения ЭПС регулируют изменением напряжения, подводимого к тяговым электродвигателям, путем подключения их к различным выводам вторичной обмотки трансформатора. На электровазах ЧС4, Ф, Ф^п и К регулирование напряжения осуществлено на стороне высшего напряжения. При таком способе регулирования напряжения не нужны пусковые реостаты и нет необходимости переключать схемы соединения электродвигателей. Кроме того, скорость движения ЭПС

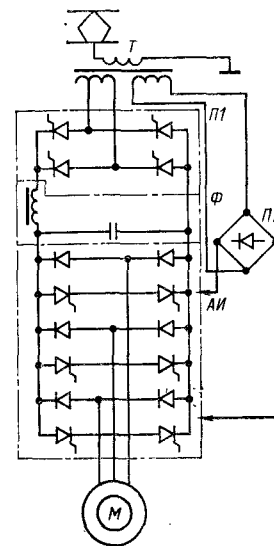


Рис. 10. Принципиальная схема силовой цепи асинхронного тягового электродвигателя электроваза с частотным управлением

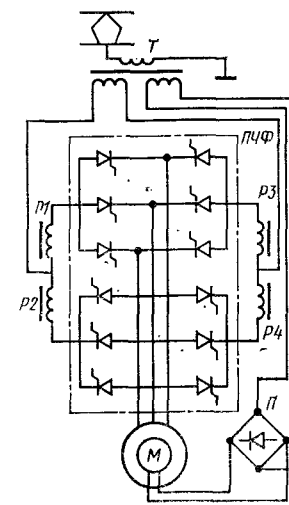


Рис. 11. Принципиальная схема силовой цепи электроваза с вентильным тяговым электродвигателем

с электродвигателями пульсирующего тока регулируют изменением магнитного потока электродвигателей.

Раньше вентилями выпрямительных установок были ignitроны. В настоящее время используют кремниевые диоды, которые отличаются высокими КПД (до 99,6%), предельной температурой нагрева (140 °С и выше), небольшой массой и хорошей надежностью.

На ЭПС используют бесколлекторные тяговые электродвигатели: асинхронный короткозамкнутый с питанием от статического преобразователя частоты и вентильный. В обоих случаях электрическая схема ЭПС состоит из электрической машины, преобразователя частоты и числа фаз и системы управления.

Принципиальная схема преобразователя частоты и фаз электроваза с частотным управлением показана на рис. 10. Преобразователь состоит из управляемого выпрямителя $П1$, фильтра Φ и автономного инвертора $АИ$. Тиристоры инвертора имеют специальное устройство для их отключения от коммутирующего конденсатора, который постоянно подзаряжается от вспомогательного выпрямителя $П2$. В силовую цепь инвертора входит также дополнительный трехфазный мост на диодах, служащий для возврата реактивной энергии асинхронного двигателя звену постоянного тока. Электроваз оборудован датчиком угловой скорости колесных пар и системой автоматического регулирования, которая поддерживает у асинхронных электродвигателей по-

стоянную абсолютную частоту скольжения. Это позволяет получить в обмотке ротора неизменный ток, способствующий наилучшему использованию мощности тягового электродвигателя.

Вентильный электродвигатель М (рис. 11) подобен синхронному: на статоре уложена трехфазная обмотка, на роторе — обмотка возбуждения постоянного тока. Фазные обмотки электродвигателя через вентильный преобразователь частоты и числа фаз ПЧФ и сглаживающие реакторы $P_1—P_4$ подключены к основной вторичной обмотке трансформатора Т, а обмотка возбуждения через несимметричный управляемый мост П к дополнительной вторичной обмотке трансформатора. Взаимодействие магнитного потока ротора с током в проводниках обмотки статора создает вращающий момент электродвигателя. Переключение тока в обмотках статора производится вентильным преобразователем. Электродвигатель снабжен датчиком положения ротора, поэтому система управления отпирает очередные вентили при определенных положениях ротора. Таким образом, система управления обеспечивает жесткую связь между электрической машиной и вентильным преобразователем.

На электровозах ток возбуждения вентильного электродвигателя регулируют автоматически пропорционально изменению тока статора. Поэтому электромеханические характеристики такого электродвигателя аналогичны характеристикам электродвигателя с последовательным возбуждением.

Использование вентильных и асинхронных электродвигателей позволяет создать локомотивы мощностью 1200 кВт на ось и более.

§ 6. ГАЗОТУРБОВОЗЫ

Газотурбовозом называется локомотив, первичным двигателем которого является газовая турбина. Газотурбинная установка (ГТУ) имеет генератор рабочего газа и газовую турбину, в которой энергия при расширении рабочего газа преобразуется в механическую работу на валу турбины. Генератор газа может быть выполнен в виде турбокомпрессора с камерой сгорания или в виде поршневой машины, например свободнопоршневого генератора газа (СПГГ). На газотурбовозах применяют в основном ГТУ трех типов: одновальные с камерой сгорания, двухвальные с камерой сгорания и с СПГГ.

В одновальной ГТУ (рис. 12, а) валы роторов компрессора и газовой турбины связаны жестко. Часть мощности газовой турбины (около $\frac{2}{3}$) затрачивается на привод компрессора, а оставшаяся часть передается к нагрузке. Компрессор сжимает воздух и подает его в камеру сгорания. Одновременно в камеру сгорания через топливный насос и форсунки поступает топливо. Продукты горения смешиваются с избытком воздуха, и эта смесь поступает на лопатки турбины.

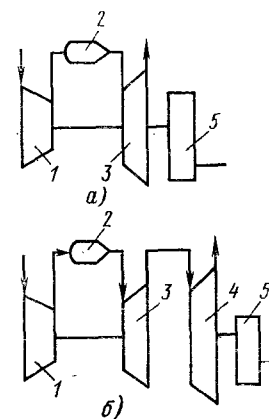


Рис. 12. Принципиальные схемы локомотивных газотурбинных установок: а — одновальной; б — двухвальной; 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — компрессорная турбина; 4 — тяговая турбина; 5 — передача

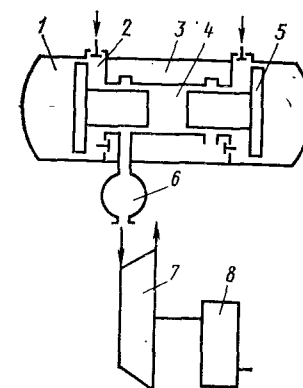


Рис. 13. Схема локомотивной газотурбинной установки со свободнопоршневым генератором газа: 1 — цилиндр буфера; 2 — цилиндр компрессора; 3 — ресивер продувочного воздуха; 4 — цилиндр дизеля; 5 — поршень; 6 — газовый ресивер; 7 — газовая турбина; 8 — передача

Двухвальная ГТУ (рис. 12, б) имеет две газовые турбины. Одна из них (компрессорная) служит для привода компрессора и вместе с компрессором и камерой сгорания образует генератор рабочего газа. Вторая турбина (тяговая) служит для привода ведущих осей локомотива. Тяговая турбина в процессе генерации рабочего газа не участвует. Отсутствие кинематической связи между турбокомпрессором и тяговой турбиной позволяет изменять угловую скорость вала тяговой турбины при практически неизменном режиме работы турбокомпрессора.

Свободнопоршневой генератор газа (рис. 13) представляет собой комбинацию двухтактного дизеля и поршневого компрессора. Дизель является приводом компрессора, сжимающего воздух, и генератором газа для тяговой турбины вследствие ограниченного расширения продуктов горения. Пуск СПГГ осуществляется подачей сжатого воздуха в буферные пространства, при этом поршни движутся один навстречу другому. При положении поршней, близком к внутренней мертвой точке, в цилиндр дизеля впрыскивается топливо; следует рабочий такт дизеля, и поршни расходятся. При открытии окон левой стороны (выпускных) не полностью расширившиеся продукты горения поступают в газовый ресивер и затем в турбину, а при открытии окон правой стороны (продувочных) происходит продувка и зарядка цилиндра дизеля свежим воздухом. Обратный ход поршней происходит под воздействием воздуха, сжатого в буферных полостях. При обратном ходе поршней в цилиндрах компрессора происходит сжатие воздуха и его подача в ресивер продувочного воздуха,

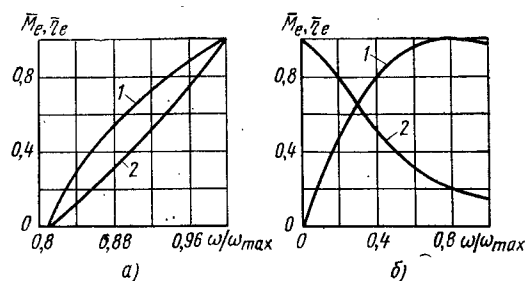


Рис. 14. Внешние характеристики газотурбинных установок:

а — одновальной; б — двухвальной; 1 — относительный момент $\bar{M}_e = M_e/M_{e\max}$; 2 — относительный КПД $\bar{\eta}_e = \eta_e/\eta_{e\max}$

а в цилиндрах дизеля сжатие свежего заряда воздуха. Таким образом, создаются условия для повторного рабочего цикла генератора газа.

У одновальной ГТУ при уменьшении угловой скорости вала резко снижается экономичность и крутящий момент (рис. 14, а). Кроме того, одновальная ГТУ может воспринимать нагрузку при угловой скорости $\omega > \omega_x = (0,5 \div 0,85) \omega_{\max}$, где ω_x — угловая скорость вала ГТУ на холостом ходу. Поэтому требуется применять передачи мощности с регулируемым передаточным числом между валом ГТУ и ведущими колёсами локомотива. Таким требованиям удовлетворяют электрические передачи мощности постоянного и переменного тока, а также передача переменного тока с частотно-управляемыми асинхронными электродвигателями. Электрическая передача имеет относительно большую массу и высокую стоимость. Ее КПД составляет 82—85%, что при относительно низком КПД ГТУ снижает общий КПД локомотива.

Внешняя характеристика двухвальной и многовальной ГТУ (рис. 14, б) коренным образом отличается от внешней характеристики одновальной. Крутящий момент на валу тяговой турбины увеличивается по мере уменьшения угловой скорости и достигает наибольшего значения при $\omega = 0$. Следовательно, в отличие от дизеля и одновальной ГТУ двухвальная ГТУ развивает крутящий момент на выходном валу при всех значениях угловой скорости от нуля, причем при пуске крутящий момент достигает наибольшего значения. Вследствие этого многовальная ГТУ позволяет применить нерегулируемую передачу — механическую или электрическую переменного тока (синхронный генератор и асинхронные тяговые электродвигатели). Для мощных локомотивов перспективным считают второй тип передачи.

Механическая передача более проста, чем электрическая, имеет более высокий КПД (90—95%), мощность не расходуется на охлаждение. Ее применение позволило бы уменьшить общий расход топлива. Однако при разработке механической передачи для локомотивных ГТУ относительно большой мощности встречаются значительные трудности, которые относятся к редуктору для снижения угловой скорости, механизму реверса, синхрони-

затору коробки перемены передач, тяговому приводу и осевых редукторов.

У локомотивных ГТУ первого выпуска (двигатели газотурбовозов Г1, ГП1, фирмы Вестингауз и др.) масса, приходящаяся на единицу мощности, составляет 3,6—6,1, а у современных — 2,6—2,7 кг/кВт (двигатели ГТ-4, ГТ-6 Коломенского тепловозостроительного завода) при моторесурсе 30 тыс. ч. Таким образом, по агрегатной мощности, надежности и другим показателям локомотивные ГТУ превосходят тепловозные дизели.

Газотурбовозы, эксплуатируемые на железной дороге Юнион Пасифик (США), расходовали топливо на измеритель перевозочной работы примерно в 2 раза больше, чем тепловозы. Однако затраты на топливо были практически одинаковыми вследствие более низкой стоимости тяжелого топлива, на котором работали ГТУ. Общие эксплуатационные расходы на измеритель при газотурбинной тяге оказались примерно в 1,5 раза меньше, чем при тепловозной. Это объясняется в основном экономией средств, расходуемых на содержание локомотивных и поездных бригад и ремонт силовых установок.

Номинальный КПД построенных ГТУ ниже, чем КПД тепловозных дизелей. Кроме того, экономичность локомотивных ГТУ по сравнению с экономичностью дизеля резко снижается при недогрузках (рис. 15), а расход топлива на холостом ходу составляет 20—25% номинального. Поэтому необходимо применять на газотурбовозах вспомогательный дизель, который используют для привода вспомогательных механизмов, а также при маневровой работе и одиночном следовании локомотива.

Относительно низкий КПД ГТУ можно увеличить следующим образом: увеличить температуру рабочего газа перед турбиной; усложнить рабочий цикл, применив регенерацию тепла, охлаждение воздуха между ступенями сжатия, вторичный подвод тепла; усовершенствовать аэродинамику проточной части турбомашин. Для локомотивных ГТУ целесообразны первый и второй способы, поскольку повышение температуры рабочего газа перед турбиной и особенно усложнение схемы термодинамического цикла позволяют не только повысить номинальный КПД, но и стабилизировать его в широком диапазоне изменения нагрузок.

Совершенствование и развитие транспортных ГТУ неразрывно связано с общим уровнем технического прогресса (развитием металлургии, использованием в турбомашинах охлаждаемых лопаток и т. д.).

Первый отечественный газотурбовоз Г1 мощностью 2580 кВт имеет одновальную двигатель ГТ-3,5. Передача — электрическая постоянного тока с двумя тяговыми

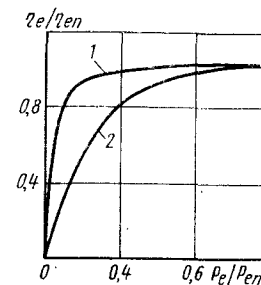


Рис. 15. Зависимость КПД от нагрузки:

1 — дизеля; 2 — газотурбинной установки

генераторами, принципиально не отличающаяся от тепловозной. Привод вспомогательных машин и механизмов — электрический постоянного тока. Вспомогательный дизель мощностью 220 кВт приводит пусковой (маневровый) генератор и вспомогательный генератор, служащий для питания вспомогательных электрических машин при неработающей основной ГТУ. После пуска ГТУ вспомогательный дизель останавливают.

Для ускорения накопления опыта эксплуатации ГТУ на железнодорожном транспорте в 1964 г. на базе пассажирского тепловоза ТЭП60 построено два пассажирских газотурбовоза ГП1. На газотурбовозе ГП1 использована силовая установка (двигатель ГТ-3,5 и тяговые генераторы) газотурбовоза Г1, а тележки и тяговые электродвигатели тепловоза ТЭП60. Привод вспомогательных агрегатов — механический от постоянно работающего вспомогательного дизеля мощностью 220 кВт, который одновременно служит для пуска ГТУ, маневровой работы и одиночного следования локомотива.

Эксплуатация газотурбовоза Г1 показала, что при массе поезда 2500—2800 т с учетом стоянок с работающей ГТУ, не превышающих 1,5 ч за поездку, расход условного топлива составил 80—95 кг на 10⁴ ткм брутто, что в 1,8—2,2 раза больше расхода топлива тепловозом ТЭ3. Однако необходимо учитывать, что ГТУ первых отечественных газотурбовозов устойчиво работают на газотурбинном топливе с содержанием серы до 3%.

Коломенским тепловозостроительным заводом разработан проект пассажирского односекционного газотурбовоза с двухвальной ГТУ мощностью 4400 кВт и механической передачей. Для пуска ГТУ одиночного следования локомотива и привода вспомогательных агрегатов на газотурбовозе предусмотрен постоянно работающий вспомогательный дизель 1Д12-400. Разработан также технический проект восьмиосного газотурбовоза мощностью 5900 кВт с трехвальной ГТУ и электрической передачей. Расчетный КПД локомотива составляет 22,7%.

Простота конструкции, небольшие габаритные размеры и малая масса, приходящаяся на единицу мощности, локомотивных ГТУ имеют существенное значение при разработке высокоскоростных пассажирских локомотивов.

В результате технико-экономических исследований выполненных различными организациями, доказана перспективность газотурбинной тяги. Применение ГТУ на локомотивах позволит:

- резко повысить секционную мощность локомотивов;
- существенно упростить конструкцию, уменьшить ее стоимость, а также стоимость ремонта и эксплуатации локомотивов;
- применить передачи мощности простейших типов: механическую и электрическую переменного тока без преобразования частоты;
- использовать для тяги поездов низкосортное жидкое топливо; сократить потребность в смазочных материалах.

§ 7. ТИПЫ РАМ И КУЗОВОВ

Конструкция главной рамы и кузова локомотива определяется компоновкой оборудования, способом восприятия и передачи нагрузки, производственно-технологическими условиями изготовления, родом службы локомотива.

По способу восприятия и передачи нагрузок принято различать кузова двух типов — несущие и ненесущие. К ненесущим относят кузова, которые не воспринимают основных внешних нагрузок. Эту функцию выполняет главная несущая рама локомотива. Кузов несущего типа воспринимает и передает нагрузки совместно с главной рамой, которая имеет меньшую массу, так как ее выполняют не такой мощной, как у локомотива с ненесущим кузовом. При одинаковой несущей способности локомотив с несущим кузовом имеет меньшую массу металлоконструкций, чем локомотив с ненесущим кузовом. Так, масса современных локомотивов, приходящаяся на 1 м длины ненесущего кузова с рамой, составляет 1,1—1,25, а несущего с рамой — 0,86—1,0 т/м.

На локомотивах применяют кузова закрытого (вагонного) и капотного типа. В СССР кузова закрытого типа используют преимущественно на магистральных локомотивах, капотные кузова на маневровых. Это разделение вызвано тем, что кузова вагонного типа обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением. Их боковые стенки размещают с учетом максимального использования ширины подвижного состава. Это позволяет защитить обслуживающий персонал от воздействия внешней среды при выполнении работ по обслуживанию агрегатов во время движения локомотива. Маневровые локомотивы имеют одну кабину машиниста. Капотный кузов при этом позволяет обеспечить лучший обзор из кабины во всех направлениях. Он технологичнее в изготовлении, чем кузова вагонного типа. Его легко снимать с рамы при необходимости демонтажа агрегатов локомотива и во время ремонта.

§ 8. КОНСТРУКЦИЯ ГЛАВНЫХ НЕСУЩИХ РАМ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Главные несущие рамы воспринимают и передают вертикальные тяговые, тормозные и инерционные силы на тележки (оси) и на ударно-тяговые приборы.

Основными элементами главных несущих рам являются две продольные балки и поперечные крепления. Если эти балки расположены вблизи продольной оси симметрии рамы, они носят название хребтовых балок. Элементы рамы соединяют сваркой или клепкой. Расположение продольных балок и поперечных креплений обусловлено компоновкой оборудования локомотива на раме, способом передачи вертикальных и горизонтальных усилий на тележки и ударно-тяговые приборы.

При проектировании рамы стремятся обеспечить максимальную прочность и жесткость ее, минимальную металлоемкость, технологичность, удобство компоновки оборудования, надежность. Практически нельзя добиться максимального удовлетворения одного из этих показателей, не ухудшив другие. Например, уменьшение металлоемкости конструкции связано с опасностью снижения ее несущей способности. Компромиссные решения следует искать на основе технико-экономического анализа. Наиболее приемлемым при этом будет считаться то конструктивное решение, которое может дать наибольший экономический эффект.

Несмотря на разнообразие конструкций главных несущих рам, можно выделить несколько общих закономерностей при их проектировании, которые могут послужить гарантией перечисленных выше показателей. Так, при выборе расстояния между двумя продольными балками следует принимать во внимание то, что они являются основными несущими элементами рамы. Поэтому места приложения наибольших сил к раме должны быть расположены по возможности ближе к этим балкам. Наибольшие силы могут возникать в местах крепления дизель-генератора и гидропередачи, опор рамы на тележки, ударно-тяговых приборов и других узлов, передающих тяговые и тормозные силы. Перечень основных сил, которые учитывают при проектировании рамы, приведен в § 11.

У современных локомотивов (исключение составляют мало-мощные бестележечные локомотивы) линия действия продольных тяговых сил, передаваемых через ударно-тяговые приборы, проходит ниже плоскости главной рамы. Поэтому автосцепки устанавливают на главной раме в стяжных ящиках с некоторым эксцентриситетом относительно центра тяжести поперечного сечения рамы. Увеличение этого эксцентриситета отрицательно сказывается на прочности рамы, так как приводит к увеличению изгибающего момента в ее сечениях при действии продольных сил. Для преодоления этих трудностей на электровозах ВЛ8 и ВЛ10 ударно-тяговые приборы расположены на рамах тележек, на электровозах ВЛ60 и ВЛ80 продольные балки главных рам размещены в поперечном направлении на максимальное расстояние (рамы охватывающего типа). Это позволило увеличить их строительную высоту и опустить их ниже, уменьшив тем самым эксцентриситет приложения продольной нагрузки и увеличив жесткость рамы.

Расположение продольных балок главных несущих рам над тележками вызвано лимитированием их высоты (до 500 мм), а следовательно, ограничениями их несущей способности. Увеличение высоты балок в этом случае приводит, во-первых, к повышению центра масс оборудования, расположенного на раме, что ухудшает динамические качества локомотива и условия вписывания в габарит, во-вторых, к увеличению эксцентриситета приложения продольных сил, о котором речь шла выше.

Продольные балки главных несущих рам современных локомотивов выполняют из проката. Например, хребтовые балки рам тепловозов ТЭЗ, ТЭМ2 и 2ТЭ10В (рис. 16, а) представляют собой двутавры, горизонтальные полки которых усилены приваренными к ним стальными листами. Продольные балки рамы электровоза ВЛ22^м выполнены из двух швеллеров (рис. 16, б), связанных верхним и нижним поясом из листовой стали. Каждая продольная балка рам электровозов ВЛ60 и ВЛ80 представляет собой вертикальный лист с приваренными к нему двумя швеллерами (рис. 16, в).

Главная рама тепловоза ТГМ23 (рис. 17). Ее основой служат две боковины 4 в виде вертикальных листов толщиной 25 мм. В листах имеются три выреза для букс колесных пар и один для отбойного вала. Буксовые вырезы скреплены подбуксовыми струнами 3.

Вертикальные листы связаны передним 7 и задним 20 стяжным ящиком, а также поперечными креплениями. Стяжные ящики состоят из буферных листов толщиной 25 мм, горизонтальных и вертикальных листов для крепления фрикционного аппарата автосцепки.

К поперечным креплениям относятся три корытообразных крепления 9, 13, 16 буксовых вырезов и горизонтальные листовые крепления 8, 10, 11, 14, 18. Горизонтальные крепления связывают боковины в нижней части со стяжными ящиками и корытообразными креплениями. В верхней части боковины скрепляют съемными деталями — сварной опорой топливного бака и чугунной опорой дизеля. С внутренней стороны боковин, над вторым буксовым вырезом, приварены усиливающие накладки.

Рама тепловоза сверху по всей длине имеет настил 17 из ромбической рифленой стали. По обе стороны от боковин расположены боковые площадки, которые крепят к боковинам кронштейнами. По бокам снаружи верхнего настила и кронштейнов рама укреплена обводными листами 1. Между передними и задними частями этих листов, загнутых внутрь в поперечном направлении, и буферными листами вварены лестницы 21.

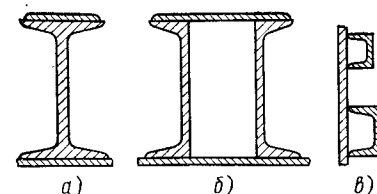


Рис. 16. Поперечные сечения хребтовых балок:
а — ТЭЗ; б — ВЛ22^м; в — ВЛ60 и ВЛ80

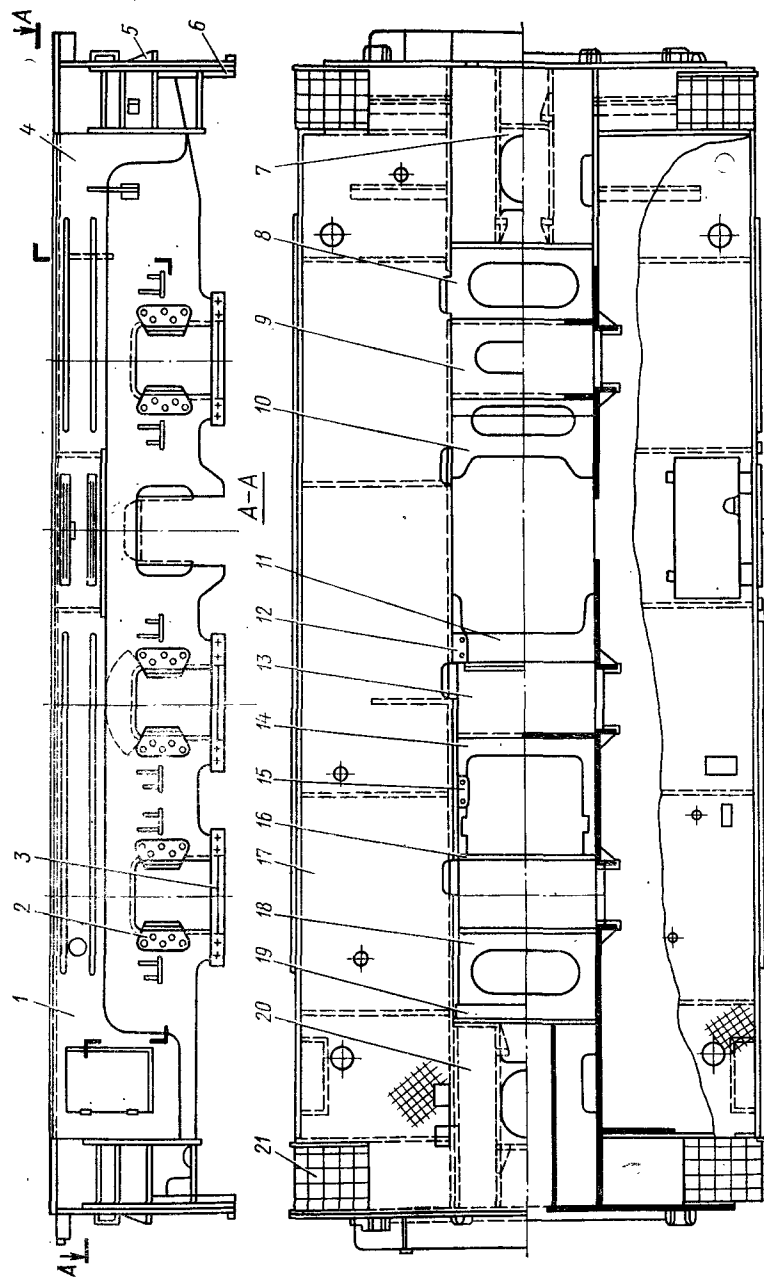


Рис. 17. Главная рама тепловоза ТГМ23.

1 — обводной лист; 2 — буксовая направляющая; 3 — подбуксовая струнка; 4 — боковина; 5 — пята под домкраты; 6 — пу-теочиститель; 7 — передний стяжной ящик; 8, 10, 11, 14, 18 — горизонтальные крепления; 9, 13, 16 — корытообразные крепления буксовых вырезов; 12 — кронштейн; 15, 19 — опоры гидропередачи; 17 — настилы рамы; 20 — задний стяжной ящик; 21 — лестница

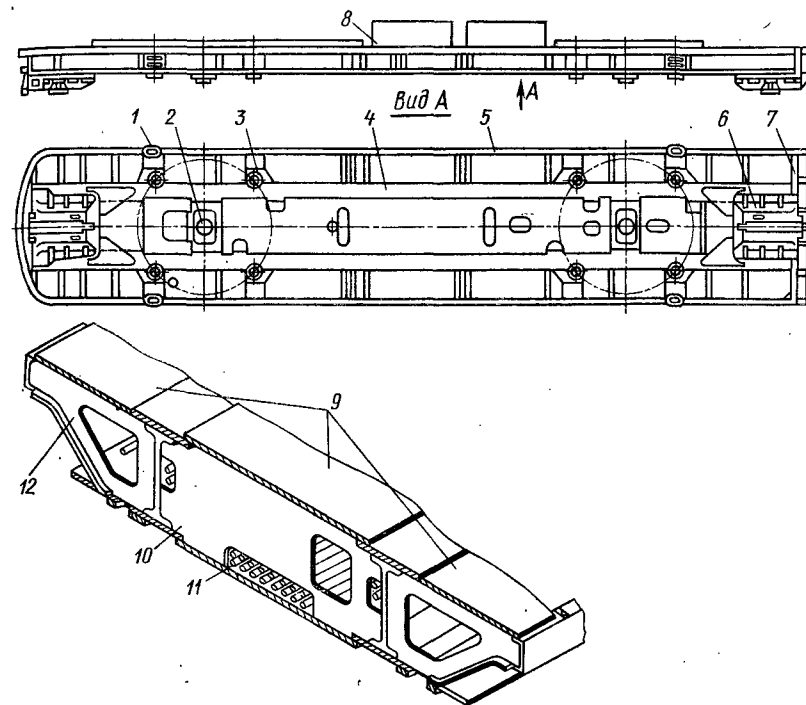


Рис. 18. Главная рама тепловоза 2ТЭ10В:

1 — опора для подъема тепловоза; 2 — шкворень; 3 — шаровая опора; 4 — хребтовая балка; 5 — обносной пояс; 6 — стяжной ящик; 7 — лобовой лист; 8 — отсеки для аккумуляторных батарей; 9 — горизонтальный лист; 10 — поперечная перегородка; 11 — кондуиты; 12 — поперечный кронштейн

Для установки гидропередачи внутри рамы имеются три опоры: одна 19 в виде листа, приваренного к вертикальному листу заднего стяжного ящика, и две 15 в виде кронштейнов, приваренных к боковинам между вторым и третьим буксовым вырезами. Два кронштейна 12 предназначены для крепления реверсрежимного редуктора.

По сторонам буксовых вырезов к боковинам прикреплены призонными болтами буксовые направляющие 2 из стали 25Л-П, к плоскостям которых крепят накладки из высокомарганцовистой стали Г13Л.

Главная рама тепловоза 2ТЭ10В (рис. 18) сварена из стального проката. Хребтовые балки 4 выполнены из двутаврового проката № 45а, верхняя и нижняя полки которых усилены приваренными полосами (18×340 мм) и соединены между собой поперечными перегородками 10 из листа толщиной 10—12 мм. Торцы хребтовых балок приварены к лобовым листам 7, а литые стяжные ящики 6 прикреплены к концам балок снизу.

Хребтовые балки связаны между собой также и горизонтальными листами 9, приваренными к усиливающим полосам сверху

и снизу. Толщина листов настила снизу 6—8 мм, а сверху 8—14 мм.

Для увеличения ширины рамы и размещения на ней кузова с внешней стороны имеются поперечные кронштейны 12, штампованные из листа толщиной 6 мм и связанные обносным поясом 5 из швеллера № 16 с приваренными к нему четырьмя опорами 1 для подъема тепловоза.

Внутри рамы между хребтовыми балками на нижних листах настила укреплены кондуиты 11, предназначенные для электрических кабелей. Кроме того, между балками проходят каналы охлаждения тяговых электродвигателей. В середине рамы выполнен поддон для установки дизель-генератора. В нижней части рамы на специальных утолщениях приварены два шкворня, на которые надеты и приварены прерывистым швом сменные шкворневые кольца. Около каждого шкворня имеются четыре шаровые опоры 3, расположенные по окружности диаметром 2730 мм. С их помощью рама опирается на тележки. В местах расположения опор рама имеет жесткие коробчатые усиления.

Все литые детали тепловоза (стяжные ящики, шкворни, домкратные опоры) изготовлены из стали 25Л-II. Сменные шкворневые кольца изготовлены из стали 50 и термообработаны до твердости НВ 225—305. Двухавровые балки и усиливающие полосы выполнены из стали СтЗсп, все остальные детали из стали СтЗкп.

Главные рамы маневровых локомотивов как с электро-, так и с гидropередачей, а также тепловозов ТЭ1, ТЭ2, ТЭ3 имеют подобную конструкцию.

Главная рама электровоза ВЛ80 (рис. 19) охватывающего типа, состоит из двух боковин 7, двух буферных брусьев 1, двух шкворневых балок 2 и двух балок 5 под трансформатор. К лобовому листу буферного бруса приварена розетка 9 автосцепки; внизу буферный брус имеет коробчатый проем для поглощающего аппарата автосцепки и кронштейн для нагружающего цилиндра. К нижнему листу буферного бруса прикрепляют путеочиститель. Буферный брус сварен из листовой стали (толщина заднего листа 20 мм, лобового 16 мм и горизонтальных 10 мм) и усилен накладками. Шкворневая балка коробчатого сечения сварена из четырех листов толщиной 10—12 мм. К средней части ее приварена коническая обечайка 14 с литым фланцем 13, а сверху вварена цилиндрическая втулка 10. Шкворень 12 запрессовывают во фланец 13 и затягивают во втулке 10 гайкой 11. На концах шкворневой балки вварены четыре стакана 8 под боковые опоры.

Боковины рамы кузова сварены из полос (900×8 мм) и двух швеллеров — нижнего швеллера № 30 с осью, расположенной приблизительно по оси автосцепки, и верхнего швеллера № 16. При этом боковина рамы кузова закрывает верхнюю часть тележки на 240 мм.

Все несущие элементы рамы кузова изготовлены из стали СтЗ или стали М16С.

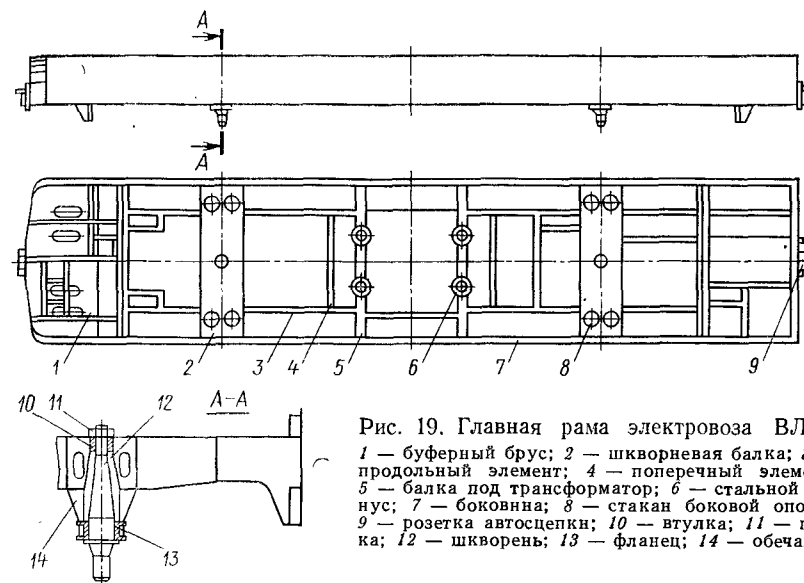


Рис. 19. Главная рама электровоза ВЛ80:
1 — буферный брус; 2 — шкворневая балка; 3 — продольный элемент; 4 — поперечный элемент; 5 — балка под трансформатор; 6 — стальной конус; 7 — боковина; 8 — стакан боковой опоры; 9 — розетка автосцепки; 10 — втулка; 11 — гайка; 12 — шкворень; 13 — фланец; 14 — обечайка

Кроме основных элементов, жесткость рамы обеспечивают продольные 3, поперечные 4 элемента (уголки № 5 и гнутые профили в виде швеллера толщиной 4 мм и высотой 120 мм) и настил пола толщиной 2—3 мм. Шкворневые балки рамы коробчатого сечения сварены из четырех листов. К нижнему и верхнему листам шкворневых балок приварены упорные кронштейны качающихся опор.

Рама электровоза ВЛ60 охватывающего типа. Однако другая компоновка оборудования в кузове, а также иной способ опирания на тележки привели к изменению конструкции и количества шкворневых балок и поперечных элементов.

Путеочистители. Для предохранения от повреждений элементов конструкции тележек и другого низко расположенного оборудования, а также для удаления с путей посторонних предметов на рамы передней и задней торцовых частей локомотива устанавливают путеочистители. Путеочиститель имеет сложную форму. Его отливают из стали или выполняют сварным и крепят к стяжному ящику. У путеочистителя имеются кронштейны для крепления свободных концов шлангов тормозной магистрали и индуктивных катушек автоматической локомотивной сигнализации.

Ударно-тяговые приборы. Для сцепления локомотива с поездом, одиночными локомотивами или вагонами в стяжных ящиках рамы устанавливают ударно-тяговые приборы. Их основными элементами являются автосцепка и поглощающий аппарат. Поглощающий аппарат снижает продольные усилия, передаваемые на раму, и представляет собой чаще всего стальной корпус, в котором размещают фрикционные клинья. Энергия удара в авто-

цепку поглощается силами трения, возникающими между фрикционными клиньями и корпусом аппарата. Применяют в поглощающих аппаратах рабочие элементы и других типов (резиновые, гидравлические, пневматические).

В настоящее время локомотивы оборудуются поглощающими аппаратами энергоемкостью 55 000—65 000 Н·м. В связи с увеличением скоростей при маневровой и сортировочной работах, а также повышением требований к безопасности работы локомотивной бригады и сохранности оборудования при аварийных соударениях разработаны более энергоемкие поглощающие аппараты: фрикционные —Ш-2-В энергоемкостью 65 000—78 000 Н·м, Ш-4-Г энергоемкостью 104 000 Н·м при полном ходе 160 мм; гидрогазовые поглощающие аппараты ГА-100м энергоемкостью 100 000 Н·м.

Локомотивы магистральных железных дорог Советского Союза оборудуют типовой автоматической сцепкой СА-3.

§ 9. КУЗОВА НЕНЕСУЩЕГО ТИПА

Ненесущие кузова могут быть капотного или вагонного (закрытого) типа.

Кузов капотного типа имеют тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2 (рис. 20). Он состоит из кузовов холодильной камеры, двигателя, высоковольтной камеры, аккумуляторного отсека и кабины машиниста.

На тепловозе ТЭМ1 кузова двигателя и высоковольтной камеры съемные, на ТЭМ2 съемным является только кузов двигателя. Съемные кузова крепят к главной раме болтами, а к другим кузовам болтами (ТЭМ1) или с помощью клинового крепления (ТЭМ2). Для удобства обслуживания и доступа к агрегатам и узлам тепловоза в кузове имеются боковые двери, а также съемные листы и люки на крыше.

Кузов аккумуляторного отсека представляет собой металлическую конструкцию из уголкового сортового проката, гнутых профилей и наружной обшивки. Внутри имеются два яруса замкнутых элементов в виде рамок для установки поддонов с аккумуляторными и приварные элементы для крепления аккумуляторных батарей. С каждой стороны кузова предусмотрены двухстворчатые

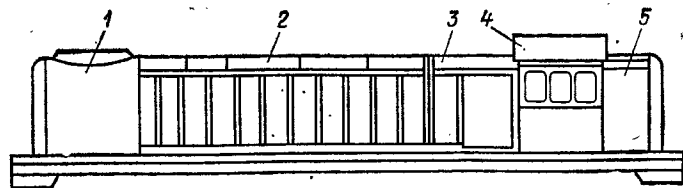


Рис. 20. Кузов тепловоза ТЭМ2:

1 — кузов холодильной камеры; 2 — кузов двигателя; 3 — кузов высоковольтной камеры; 4 — кабина машиниста; 5 — кузов аккумуляторного отсека

двери с просечками и люк для обслуживания и выемки аккумуляторных батарей. Вытяжной колпак люка предназначен для удаления образующихся в аккумуляторном помещении газов. На торцевой части кузова имеется дверь, ниша для установки прожектора. Корпус песочницы также крепят на торцовую часть кузова.

Каркас кузовов двигателя и высоковольтной камеры выполнен из швеллеров, угольников, гнутых профилей и обшит снаружи листами. Кузов двигателя теплоизолирован матами из стекловолокна, обшит изнутри металлической обшивкой. В нем имеются кронштейны для крепления оборудования. Двери этого кузова располагают с обеих сторон тепловоза. Они представляют собой металлические листы с просечками в верхней и нижней частях, среднюю часть между просечками изолируют стекловолокном и закрывают металлическим коробом. В местах расположения просечек дверь имеет съемные щиты с изоляцией. По контуру дверной проем уплотнен профильной резиной. Люки на крыше кузовов обеспечивают доступ к цилиндрическим крышкам дизеля, турбокомпрессору, воздухоохладителю и водяному баку. Люки выполнены из штампованных листов, имеют тепловую изоляцию из стекловолокна и по контуру профильное уплотнение.

Каркас кузова холодильной камеры образован продольными нижними балками, задней стенкой, корпусом песочницы, опорой вентилятора и рамой под редуктор. Сваренные между собой, они образуют единую конструкцию, обшитую сверху и с боков металлическими листами. К этому кузову приварены рамки, угольники и кронштейны для установки и крепления оборудования. Входная дверь в холодильную камеру расположена в корпусе песочницы. В задней стенке, отделяющей холодильную камеру от дизельного помещения, имеются отверстия для труб и вала привода редуктора холодильника.

Кузова других маневровых тепловозов имеют подобную конструкцию и различаются лишь соотношением высот кабины и капота. Однако на тепловозах ТГМ1, ТГМ23 отсутствует кузов аккумуляторного отсека, но зато имеется кузов глушителя. На этих тепловозах к обшивочным листам изнутри крепят деревянный брусковый переплет, обшиваемый жестью толщиной 0,5 мм. Образованную полость заполняют минеральным войлоком на битумной связке.

На тепловозе ТГМ3 отсутствует кузов высоковольтной камеры. Кузов тепловоза ТУ7 устанавливают на раме тепловоза на резиновых амортизаторах, гасящих вибрации.

Кузова закрытого типа с несущей рамой широко применяют в нашей стране на серийно выпускаемых магистральных тепловозах и электровозах. Это тепловозы ТЭ2, ТЭ3, 2ТЭ10В, М62 и электровозы ВЛ60, ВЛ80.

Кузов тепловоза 2ТЭ10В (рис. 21) состоит из кабины машиниста 1, проставки 2, кузова 3 двигателя и холодильной камеры 4.

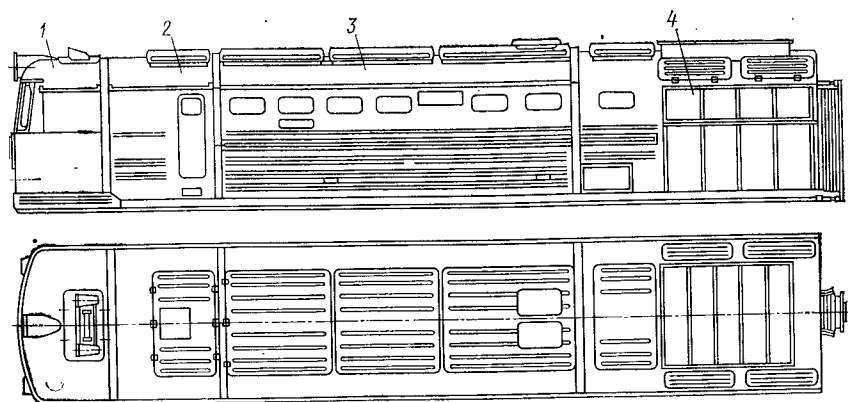


Рис. 21. Кузов тепловоза 2ТЭ10В:

1 — кабина машиниста; 2 — проставка; 3 — кузов двигателя; 4 — кузов холодильной камеры

Каркас кузова выполнен в виде прямоугольной решетки из стальных профилей. К каркасу приварена наружная обшивка из стальных листов толщиной 2,5 и 1,5 мм. Внутренняя обшивка стальная, и ее крепят к деревянным брускам, укрепленным посредством шпилек на каркасе. В проставке 2 имеются двери для входа в тепловоз, установлены две высоковольтные камеры. На крыше проставки расположен люк.

Кузов двигателя состоит из двух частей. Верхняя часть съемная. Она включает часть боковых стенок с крышей. Нижняя — несъемная часть, ее приваривают к главной раме тепловоза. Горизонтальный разъем по боковой стенке расположен на высоте 1000 мм от главной рамы. При снятой верхней части кузова удобно монтировать дизель-генератор и другие узлы.

Съемная часть по концам окантована штампованными профилями, которые соединены с проставкой 2 и кузовом 4 холодильной камеры болтами. На крыше съемной части предусмотрено три люка для ремонта, монтажа и демонтажа узлов. На съемной части кузова над дизелем имеются окна, стекла которых крепят резиновой окантовкой. Имеются проемы для установки воздушных фильтров дизеля и главного генератора. Пол в дизельном помещении изготовлен из стальных рифленых листов.

Кузов холодильной камеры основанием приварен к раме тепловоза и состоит из шахты холодильника и части, образующей продолжение дизельного помещения в зоне между дизелем и шахтой холодильника. Кузов холодильной камеры и проставка служат для крепления и соединения кузова в целом и являются также основными частями, придающими ему жесткость.

В отличие от кузова тепловоза кузов электровоза закрытого типа с несущей рамой имеет меньшее число составных частей: это кабины и боковые стены. Крыши электровозов в основном несъемные, но имеют съемные люки.

§ 10. НЕСУЩИЕ КУЗОВА И ОСОБЕННОСТИ ИХ РАБОТЫ

Повышение секционной мощности локомотивов, а также скорости их движения обуславливает увеличение массы агрегатов, причем нагрузка на оси не должна увеличиваться. Поэтому следует уменьшать массу узлов и агрегатов. Более металлоемкими узлами являются главная рама и кузов локомотива, на долю которых приходится до 15—20% общей массы. Применяя несущие кузова, удается существенно снизить суммарную массу главной рамы и кузова (табл. 3). Причем в зависимости от компоновки и массы размещаемых в кузове агрегатов хребтовые балки можно располагать на всей длине кузова или только по его концам.

На тепловозах ТЭП60, ТЭП70 и ТЭП75 применены кузова с несущими раскосными фермами. Толщина обшивки стен 1,5—2 мм. Обшивка воспринимает некоторую долю нагрузки.

На тепловозах ТЭ10, ТЭ109 основным несущим элементом является обшивка (оболочка) боковых стен толщиной 2—2,5 мм. Она подкреплена каркасом в виде прямоугольной решетки (безраскосная ферма). Безраскосные кузова обладают большей несущей способностью при одинаковой металлоемкости по сравнению с раскосными кузовами. Безраскосные кузова несколько легче раскосных, но последние проще и технологичнее в изготовлении.

Каркас может быть значительно облегчен при применении трехслойных оболочек, известных под названием «сэндвич». Они состоят из двух тонких внешних слоев из высокопрочного материала, связанных между собой слоем маложесткого и легкого заполнителя, который выполняет также роль шумо- и термоизоляции. Такие конструкции, как показала практика их применения, обеспечивают высокую устойчивость, жесткость и надежность при малой массе. Кроме того, они обладают способностью снижать вибрации. Элементы крыши кузова по возможности также включают в общую несущую систему. Для максимального использования несущей способности включают топливные баки в общую несущую систему кузова (тепловозы ТЭ109, ТЭП60, ТЭП70).

Кузов тепловоза ТЭП70 несущий, ферменно-раскосный со съемной крышей блочного типа (рис. 22, а). Конструкция кузова ТЭП70 является дальнейшим развитием и совершенствованием хорошо зарекомендовавшего себя кузова тепловоза ТЭП60. Конструктивно кузов можно разделить на пять основных частей: рама, бак для топлива, боковые стенки с обшивочными листами, блоки крыши и кабины машиниста.

Рама кузова охватывающего типа образована двумя продольными балками коробчатого сечения, двумя лобовыми поперечными балками, образующими короба для установки сцепных приборов, и четырьмя поперечными шкворневыми балками. В силовую схему рамы включены топливный бак и каналы централизованной системы воздухообеспечения.

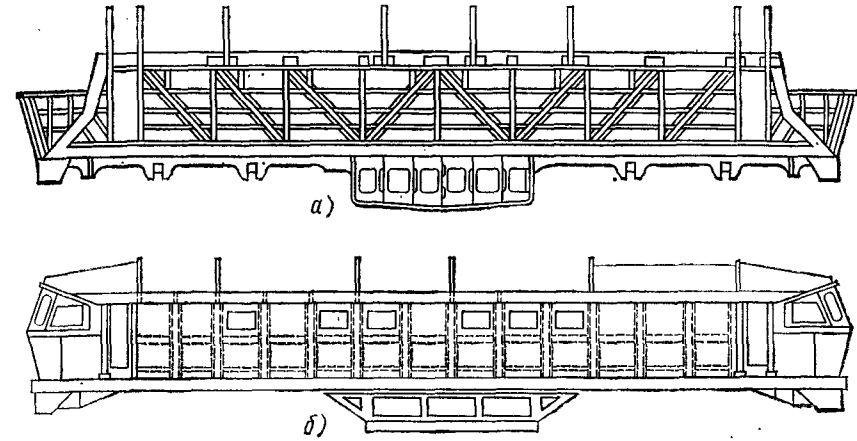
Характеристика рам и кузовов локомотивов

| Наименование | Несущая рама | | | | | Несущий кузов | | | |
|---|-------------------|---------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------------|-------------------|-------------------|--|
| | ТЭМ2 | ТЭМ7 | ТЭ3 | 2ТЭ10Л | М62С | ТЭП60 | ТЭП70 | ТЭ109 | |
| Мощность, кВт | 880 | 1500 | 1500 | 2200 | 1500 | 2200 | 300 | 2200 | |
| Служебная масса, т | 120 | 180 | 126 | 130 | 116,5 | 130 | 129 | 120 | |
| Масса рамы с топливным баком, кг | 14 500 | 27 500 | 12 800 | 13 900 | 14 200 | 10 000 | 9 600 | 10 900 | |
| Масса кузова, кг | 7 700 | 9 500 | 7 000 | 7 100 | 6 800 | 9 100 | 8 700 | 6 500 | |
| Длина рамы и кузова, мм | 15 720 | 20 300 | 15 940 | 15 940 | 16 160 | 18 450 | 19 850 | 19 580 | |
| Отношение массы кузова и рамы к общей массе тепловоза | 0,185 | 0,201 | 0,157 | 0,162 | 0,180 | 0,146 | 0,142 | 0,145 | |
| Отношение веса кузова и рамы к их длине, кН/м | 14,1 | 18,2 | 12,4 | 13,2 | 13,0 | 10,4 | 9,2 | 8,9 | |
| Расстояние между шкворнями, мм | 8 600 | 10 900 | 8 600 | 8 600 | 8 600 | 10 350 | 11 250 | 11 780 | |
| Максимальный изгибающий момент: от вертикальной нагрузки, Н·см | $4,6 \cdot 10^7$ | $5,7 \cdot 10^7$ ** | $3,5 \cdot 10^7$ | $4,8 \cdot 10^7$ | $5,3 \cdot 10^7$ | $8,1 \cdot 10^7$ | $9,9 \cdot 10^7$ | $11,8 \cdot 10^7$ | |
| от продольной силы относительно оси рамы, Н·см | $12,4 \cdot 10^7$ | $12,3 \cdot 10^7$ | $10,8 \cdot 10^7$ | $10,8 \cdot 10^7$ | $12,2 \cdot 10^7$ | $6,9 \cdot 10^7$ | $11,5 \cdot 10^7$ | $10,3 \cdot 10^7$ | |
| Максимальный прогиб рамы и кузова: от вертикальной нагрузки, мм | 6,5 | 6,5 *** | — | 5,0 * | 5 | 3,0 | 5,5 | 6,5 | |
| от продольной нагрузки 2500 кН (сжатие), мм | 36,0 | 30,5 *** | — | 16,0 | 25,5 | 19,5 | 25,5 | 24 | |

* Только от веса дизель-генератора.

** В числителе дел максимальный момент посередине пролета, в знаменателе — над опорой.

*** От веса рамы без кузова.

Рис. 22. Кузов тепловоза:
а — ТЭП70; б — ТЭ109

Концевые секции рамы воспринимают продольные силы, для чего в них устанавливают автосцепки СА-3 с поглощающими аппаратами пассажирского типа ЦНИИ-Н6. К ним же на болтах крепят путеочистители, нижняя часть которых регулируется по высоте.

Средняя секция рамы представляет собой основание для установки дизель-генератора. В нее входят также сварной топливный бак с нишами для размещения аккумуляторных батарей и два канала воздухопровода системы охлаждения электрических машин. Промежуточные секции рамы устанавливают между концевыми и средней. В каждой промежуточной секции две поперечные шкворневые балки непосредственно воспринимают силу тяги от тележек и одновременно передают на них вес кузова.

Боковые стенки кузова имеют каркас раскосного типа из гнутых тонкостенных элементов, к которому заклепками крепят обшивку из дуралюминия Д16А толщиной 3 мм. Боковые стенки около концевых секций рамы соединяют нижний продольный силовой пояс рамы и верхний пояс боковых стенок с помощью раскосов. При таком решении происходит лучшее распределение сил по элементам кузова, и конструкция лобовой части кабины машиниста становится более жесткой и прочной.

Крышу кузова используют для размещения узлов вспомогательного оборудования. Конструктивно крыша с встроенными узлами состоит из пяти отдельных съемных секций, которые устанавливают над машинным помещением, и двух секций над кабиной машиниста.

В отличие от тепловоза ТЭП60, в котором рама и каркас боковых стенок выполнены из стали Ст3 или стали 20, на тепловозе ТЭП70 они изготовлены из низколегированной стали 09Г2, а сла-

бонагруженные и некоторые силовые узлы — из алюминиевых сплавов.

Кузов тепловоза ТЭ109 несущий безраскосного типа (рис. 22, б). Боковые стенки, рама, кабины, топливный бак и несъемные секции крыши образуют единую пространственную систему, все элементы которой участвуют в передаче нагрузок. Крыша над холодильной и высоковольтной камерами, а также дизель-генератором состоит из съемных элементов. Главная рама кузова охватывающего типа образована двумя главными продольными балками замкнутого профиля сечением $320 \times 210 \times 5$ мм, двумя шкворневыми балками, поперечными креплениями и топливным баком. Боковые стенки выполнены из тонкостенного набора продольных и вертикальных элементов и стальной гофрированной обшивки толщиной 2 мм.

В кузове широко использованы легкие алюминиево-магниевые сплавы АМГ-5, АМГ-6 и пластмассы, из которых изготовлены поперечные диафрагмы, двери, съемные секции крыши и другие слабонагруженные узлы.

§ 11. РАСЧЕТ РАМ И КУЗОВОВ

Общие сведения. Методика расчета рам и кузовов включает несколько последовательно выполняемых этапов. На каждом из этапов учитывают часть свойств несущей системы. При этом последовательно уточняют данные о напряжениях и деформациях отдельных элементов. Необходимость в таком комбинированном расчете обусловлена большой сложностью пространственной конструкции кузова локомотива. Эта сложность повышается вследствие наличия больших и малых вырезов разнообразной формы, расположенных в различных местах несущей системы. Наряду со стержневой основой (каркасом, фермой) в работе участвуют пластины внешней обшивки кузова. Характерной особенностью таких конструкций является возможность потери устойчивости стержней и пластин. Это обстоятельство учитывают в расчетах путем введения редуционных коэффициентов при определении геометрических характеристик поперечных сечений.

В процессе проектирования выполняют две группы расчетов. Во-первых, проводят расчеты общей прочности с оценкой устойчивости отдельных элементов и узлов конструкции. Во-вторых, ведут поперечный расчет кузова на разрушающую нагрузку. Расчеты первой группы выполняют с использованием геометрических параметров сечений без учета редуционных коэффициентов. Полученные данные о напряженном состоянии сравнивают с допускаемыми и критическими и делают вывод о прочности и устойчивости отдельных панелей, узлов и несущей системы в целом. Расчеты второй группы выполняют с использованием геометрических характеристик сечений, полученных с учетом редуционных коэффициентов.

Расчетные режимы и допускаемые напряжения. На кузов и раму в течение их срока службы действуют вертикальные нагрузки от веса оборудования и металлоконструкций, а также горизонтальные поперечные и продольные нагрузки. Все вместе они представляют сложную систему переменных по величине сил различной продолжительности действия. Поэтому при проектировании учитывают лишь наиболее важные для обеспечения прочности расчетные нагрузки, которые оговаривают специально в технических требованиях на проектирование и изготовление кузовов. К таким нагрузкам относятся нагрузки следующих видов:

1) вес (брутто) с учетом веса топлива, воды и т. д. При этом рассматривают опирание кузова: а) на тележки; б) на домкраты; в) при аварийном подъеме локомотива за автосцепку. Для случая опирания кузова на тележки проводят расчет на кососимметричную нагрузку, вызванную неравномерным распределением реакций по опорам кузова с разницей в 30%;

2) тяговые усилия (наибольшие) в режиме двойной тяги: а) при трогании с места; б) при конструкционной скорости движения. Если есть данные о наличии явно выраженных резонансных колебаниях при некоторой скорости, то расчет сил тяги ведут именно для этой скорости;

3) продольные усилия при растяжении и сжатии вдоль оси автосцепок. Эти усилия обычно принимают равными 2,45 МН для грузовых и 1,96 МН для пассажирских тепловозов;

4) динамические вертикальные нагрузки, возникающие при движении локомотива с конструкционной или резонансной скоростью. Схема приложения этих нагрузок соответствует схеме действия веса. Эти нагрузки определяют умножением статической нагрузки на коэффициент k_d динамики. Для его определения обычно используют приближенную эмпирическую формулу

$$k_d = 0,1 + 0,2 (v_k / \Delta_{ст\Sigma}), \quad (1)$$

где v_k — конструкционная скорость, км/ч; $\Delta_{ст\Sigma}$ — общий статический прогиб рессорного подвешивания, мм.

Действительное значение k_d определяют в процессе динамических испытаний локомотива;

5) нагрузки на кузов при соударении локомотивов со скоростями 5—7 км/ч. Они складываются из продольных сил, направленных по оси автосцепок и равных 2,45 МН для грузовых и 1,96 МН для пассажирских локомотивов, и инерционных сил, пропорциональных массам и ускорениям тележек и агрегатов, закрепленных в кузове. Расчетные ускорения также предусматривают в технических требованиях на проектирование и изготовление кузовов. Обычно их принимают равными $3g$ при расчете узлов (шкворневые балки, шкворни, тяги, крепления агрегатов к раме и т. п.) конструкции кузова, непосредственно воспринимающих продольные инерционные нагрузки.

Расчетные режимы нагружения обусловлены перечисленными выше нагрузками, действующими в эксплуатации одновременно. Статическую прочность рассчитывают при следующих режимах: трогание с места (нагрузки 1а и 2а);

движение в тяговом режиме (нагрузки 1а, 2б и 4); продольное растяжение и сжатие (нагрузки 1а и 3);

ремонтно-аварийный (нагрузки 1б, 1в).

Расчет усталостной прочности выполняют для режима, при котором учитывают действие нагрузок 1а, 2б и 4. В режиме соударения учитывают нагрузки 1а и 5.

Прочность и устойчивость элементов несущей системы кузова и главной рамы оценивают путем сравнения соответствующих показателей, полученных в расчете, с допускаемыми. Так, при расчете статической прочности принимают следующие допускаемые напряжения в зависимости от режима нагружения: трогание с места и движение в тяговом режиме $[\sigma] = 0,65\sigma_T$; продольное растяжение (сжатие) и ремонтно-аварийный $[\sigma] = 0,9\sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала.

Усталостную прочность оценивают по коэффициенту запаса n , для вычисления которого ЦНИИ МПС и Всесоюзный научно-исследовательский тепловозный институт (ВНИТИ) рекомендуют пользоваться следующей формулой:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_0 + \psi\sigma_m} \geq 2, \quad (2)$$

где σ_{-1} — предел выносливости образца при симметричном цикле; K — коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости детали; ψ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; σ_0 и σ_m — соответственно амплитуда и среднее значение напряжений в цикле нагружения.

Рекомендуют принимать $\psi = 0,25 \div 0,3$ для проката, листов, а также для сварных соединений. Для волокон, работающих на сжатие ($\sigma_m < 0$), коэффициент $\psi = 0 \div 0,1$. Среднее значение напряжений σ_m цикла вычисляют как сумму статических напряжений при действии нагрузок 1а и 2б. Амплитуду σ_0 определяют приближенно при помощи коэффициента динамики $\sigma_0 \approx k_d \sigma_m$. Коэффициент k_d находят по формуле (1).

Коэффициент

$$K = \beta_K (k_1 k_2 / \gamma_1 m_1),$$

где β_K — эффективный коэффициент концентрации напряжений; k_1 — коэффициент, учитывающий неоднородность материала (для кованого, прокатного и штампованного металла $k_1 = 1,1$, для литого $k_1 = 1,2 \div 1,3$); k_2 — коэффициент, учитывающий внутренние напряжения ($k_2 = 1,0 \div 1,2$); γ_1 — коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали; для его определения ВНИТИ рекомендует пользоваться графиком (рис. 23); m_1 —

коэффициент, учитывающий качество поверхности детали (для полированной поверхности $m_1 = 1$, для чистовой обработки на станке $m_1 = 0,9$, для грубой обработки $m_1 = 0,8 \div 0,85$, для стального литья после пескоструйной обработки $m_1 = 0,8$).

Эффективный коэффициент концентрации β_K зависит от большого числа факторов и может быть равен 1,5—4. Для определения β_K можно пользоваться следующей эмпирической формулой:

$$\beta_K = 1 + q (\alpha_T - 1),$$

где $0 \leq q \leq 1$ — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (для сталей, применяемых в кузовах, рекомендуется применять $q = 0,5 \div 0,8$); α_T — теоретический коэффициент концентрации. Его значения определяют по результатам эксперимента либо по справочным данным.

Коэффициент запаса прочности для шкворневых узлов, буферных брусьев, тяг, передающих тяговые усилия, вычисляют:

при движении в тяговом режиме (цикл нагружения при этом нулевой)

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_f (K + \psi)} \geq 1;$$

в режиме соударения

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ст} + \alpha_T \sigma_y} \geq 1,1,$$

где σ_f — напряжения от тяговых усилий; $\sigma_{ст}$ — напряжения от вертикальной статической нагрузки (нагрузка 1а); σ_y — напряжения при соударении (нагрузка 5).

Работа обшивки несущего кузова. Тонкая несущая обшивка вместе с подкрепляющими стержнями образует единую систему, находящуюся под воздействием внешних нагрузок. Сжимающие напряжения достаточной величины могут вызвать потерю устойчивости обшивки и подкрепляющих стержней. Касательные напряжения, действующие в срединной плоскости пластины, также могут стать причиной потери устойчивости. Это явление сопровождается выпучиванием соответствующих участков поверхности кузова. При этом происходит перераспределение внутренних усилий, и конструкция в целом не теряет работоспособность. Однако несущая способность кузова, как правило, ухудшается.

Критические напряжения $\sigma_{кр}$ и $\tau_{кр}$, соответствующие потере устойчивости, для обшивки зависят от характера нагружения,

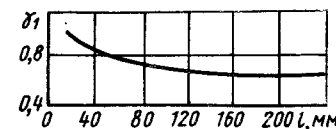


Рис. 23. Зависимость коэффициента β_K от абсолютных размеров поперечного сечения

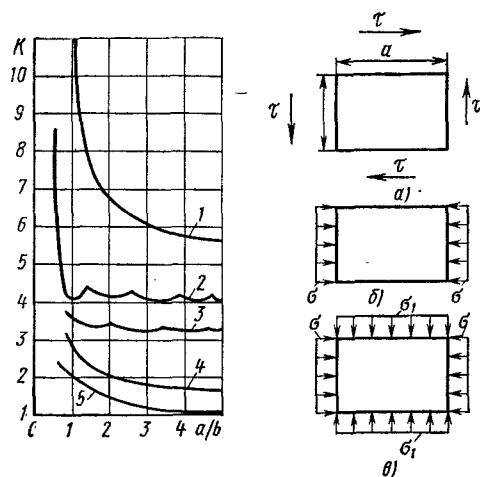


Рис. 24. Зависимость коэффициента K от соотношения a/b размеров пластины:

a — при действии касательных напряжений; b , σ — при действии нормальных напряжений; 1 — K_τ ; 2–5 — K_σ при σ_1/σ соответственно равном 0; 0,2; 0,5; 1,0

закрепления и формы рассматриваемого листа. Например, для плоской прямоугольной пластинки

$$\sigma_{кр} = K_\sigma \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2, \quad \tau_{кр} = K_\tau \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2, \quad (3)$$

где K_σ , K_τ — коэффициенты, зависящие от вида нагружения, отношения длины a пластинки к ее ширине (рис. 24); E и μ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона; δ и b — толщина и ширина пластинки.

Графики, приведенные на рис. 24, соответствуют шарнирному опиранию пластинок по контуру. Из рис. 24 видно, что K_σ выбирают в зависимости от отношения σ_1/σ , где σ_1 и σ — напряжения сжатия соответственно в поперечном и продольном направлениях.

Устойчивость цилиндрических панелей обшивки зависит от безразмерного показателя кривизны $b^2/R\delta$, где R — радиус средней поверхности.

Если на цилиндрическую панель обшивки действует равномерно распределенная нагрузка σ (рис. 25), а панель шарнирно опирается на все кромки, то можно выделить следующие два практически важных случая.

Если $(b^2/R\delta) \leq 20$, то критические напряжения в такой панели мало отличаются от напряжений в плоской панели. Поэтому для практических расчетов рекомендуют пользоваться формулами (3).

Если $(b^2/R\delta) > 20$ (панели большой кривизны), то деформация

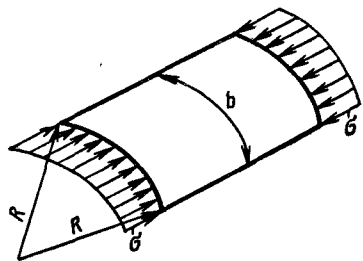


Рис. 25. Схема нагружения цилиндрической панели обшивки

ция панели при потере устойчивости резко отличается от деформации пластины. На поверхности цилиндрической панели после потери устойчивости образуются глубокие местные впадины, которые приводят к пластическим деформациям. Резко снижается несущая способность панели, в то время как плоская пластина в аналогичных условиях не снижает своего сопротивления. Поэтому для таких панелей рекомендуют критические напряжения вычислять по следующей формуле:

$$\sigma_{кр} = 0,18E (\delta/R). \quad (4)$$

Приведенные выше рекомендации справедливы для случая, когда рассматриваемые панели и пластины имеют идеально правильную форму. В действительности этого никогда не бывает. Обшивка всегда имеет некоторую погибь (отклонения от идеальной плоской либо цилиндрической формы), вызванную конечной точностью технологических операций. Однако, если эта погибь мала (не превышает 0,5δ), то условия работы обшивки во многом совпадают с расчетными. В противном случае оценка $\sigma_{кр}$ теряет смысл. Для цилиндрических панелей, имеющих начальную погибь, сравнимую с толщиной оболочки, вместо формулы (4) рекомендуют использовать следующую:

$$\sigma_{кр} = 0,12E (\delta/R).$$

Тонкостенная обшивка кузова локомотива всегда подкреплена жесткими ребрами или гофрами, увеличивающими ее сопротивление изгибу. Потеря устойчивости такой пластины не означает потери несущей способности кузова, так как после выпучивания пластина продолжает воспринимать нагрузку. Однако при этом напряжения по ширине подкрепленной пластины распределяются неравномерно. Эта неравномерность возрастает с увеличением сжимающей нагрузки. В пластине с двумя ребрами жесткости по краям с ростом сжимающей нагрузки напряжения увеличиваются главным образом в зоне ребер жесткости, а в средней части пластины мало отличаются от критических (рис. 26, а). Таким образом, пластина в закритической зоне, т. е. после потери устойчивости, как бы снижает степень своего участия в работе конструкции.

Это снижение принято характеризовать редуцированным коэффициентом φ_r , который равен отношению так называемой приведенной ширины пластины $b_{пр}$ к полной b ; $\varphi_r = b_{пр}/b$. Приведенную ширину $b_{пр}$ можно получить, если разделить площадь эпюры напряжений σ (рис. 26, а) на наибольшее напряжение вблизи ребра жесткости. Таким образом, можно полагать, что в работе конструкции участвует лишь часть ширины пластины, равная $b_{пр}$, и соответствующие ей напряжения равны σ_{max} (рис. 26, б).

Редуцированный коэффициент зависит от начальной погиби обшивки. Если погибь очень мала, то $\varphi_r = \sqrt{\sigma_{кр}/\sigma_{max}}$. Расчет

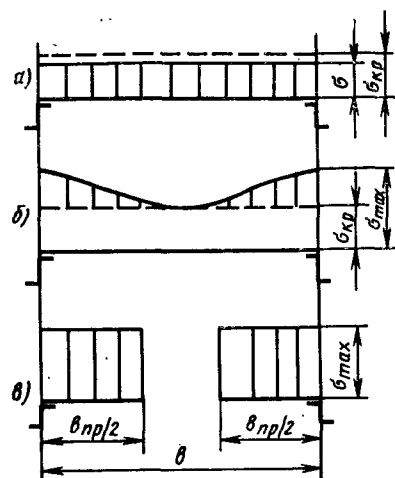


Рис. 26. Характерные формы распределения напряжений в обшивке с ребрами жесткости:

а — до потери устойчивости; б — после потери устойчивости; в — расчетное распределение напряжений

пример, в локомотивостроении и вагоностроении, в случае когда погибь обшивки обычная, но не превышает половины толщины пластины, рекомендуется принимать $b_{np} = 40\delta$, что соответствует $\varphi_p = 40\delta/b$. Если же погибь обшивки велика, то пластины получают существенно меньшие напряжения, чем напряжения подкрепляющих элементов даже при нагрузках меньших критических. Для определения редуционных коэффициентов в этих случаях необходимо опираться на результаты экспериментов.

Пример. Рассмотрим редуцированное сечение средней части тепловоза ТЭ10 (рис. 27). Заштрихованные части поперечного сечения обшивки шириной 20δ , примыкающие непосредственно к продольным элементам, считаются полностью участвующими в работе. Продольными подкрепляющими элементами в данном сечении служат: швеллер 1, окантовывающий вырез в крыше; Z-образные стрингеры 2, 4, 7, 12 и 13; Г-образный профиль 3, подкрепляющий криволинейный участок крыши 5; гофры 6, 8, 9 и 10; продольная балка замкнутого сечения 11. Из рис. 27 видно, что нижняя часть боковой стенки полностью участвует в работе. Это обеспечено в результате частого расположения гофров. Расстояние между точками соединения гофров составляет 120 мм или 40δ . Такое усиление вызвано тем, что при сжатии кузова в автосцепке нагрузка воспринимается в основном нижним поясом, продольные элементы которого могут при этом потерять устойчивость.

Расчет стержневых элементов на сжатие. Стержни, составляющие обшивку кузова, а также элементы рам, могут при сжатии терять устойчивость. Напряженное состояние таких стержней проверяют по приведенным формулам:

при центральном сжатии $\sigma = N/F\varphi_n$;

ведут методом последовательных приближений. Первое приближение $\varphi_p^{(1)}$ определяют по значению, подсчитанному вначале для полного сечения кузова. Затем полученное значение $\varphi_p^{(1)}$ используют для расчета $\sigma_{max}^{(2)}$ уже редуцированного (по первому приближению) сечения кузова и т. д. Этот процесс продолжают до тех пор, пока последовательно получающиеся значения редуционного коэффициента станут мало отличаться один от другого, т. е. $\varphi_p^{(i)} \approx \varphi_p^{(i+1)}$, где i — номер итерации. Однако такой расчет справедлив лишь для идеально ровных пластин.

На практике же используют рекомендации, основанные на опытных данных. На-

при изгибе $\sigma = M/W\varphi_\delta$;

при внецентренном сжатии при изгибе в плоскости наибольшей жесткости и действии момента в той же плоскости $\sigma = N/F\varphi_m + M/W$;

при внецентренном сжатии в плоскости, перпендикулярной действию момента, $\sigma = N/\varphi F\varphi_n$.

Здесь F — площадь поперечного сечения; φ_n — коэффициент продольного изгиба в плоскости наименьшей жесткости; φ_m — коэффициент продольного изгиба в плоскости действия изгибающего момента; φ_δ — коэффициент уменьшения несущей способности балки при изгибе; W — момент сопротивления сечения; φ — коэффициент влияния изгибающего момента на устойчивость сжатых стержней в случае действия его не в плоскости наименьшей жесткости стержня.

Коэффициенты φ_n и φ_m определяют по табл. 4 в зависимости от гибкости стержня $\lambda = \beta_n l / \sqrt{J/F}$, где β_n — коэффициент приведения длины стержня (рис. 28); l — длина стержня; F — площадь сечения (брутто), m^2 ; J — момент инерции сечения стержня, m^4 . Значения λ для определения φ_n подсчитывают, полагая момент инерции J минимальным, а для определения φ_m момент инерции принимают соответствующим плоскости изгиба.

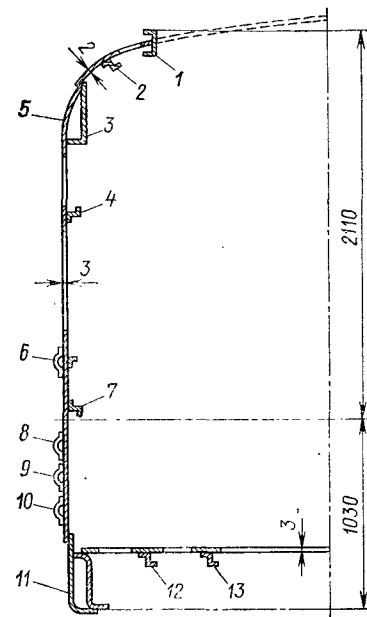


Рис. 27. Редуцированное поперечное сечение средней части кузова

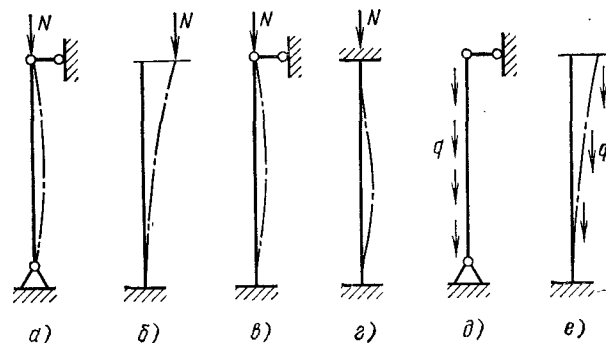


Рис. 28. Схема закрепления стержня и приложенной нагрузки N или q :

а—е — при β_n соответственно равном 1,0; 2,0; 0,7; 0,5; 0,725; 1,12

Таблица 4

Коэффициенты продольного изгиба для различных материалов

| λ | Сталь | | Низко- легиро- ванная сталь | Алюминиевые сплавы | | ДСП марки Б | Сосна воздуш- но-сухая |
|-----------|----------------------|---------|--------------------------------------|-----------------------|-------|----------------|------------------------------|
| | Ст1, Ст4 10—25 | Ст5, 30 | | АМг6 | АМг5М | | |
| 0 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| 10 | 0,99 | 0,98 | 0,98 | 0,99 | 0,99 | 0,96 | 0,99 |
| 20 | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,98 | 0,98 | 0,88 | 0,97 |
| 30 | 0,95 | 0,93 | 0,92 | 0,94 | 0,93 | 0,70 | 0,92 |
| 40 | 0,92 | 0,89 | 0,89 | 0,83 | 0,83 | 0,46 | 0,85 |
| 50 | 0,89 | 0,85 | 0,84 | 0,72 | 0,78 | 0,29 | 0,75 |
| 60 | 0,86 | 0,80 | 0,78 | 0,63 | 0,69 | 0,20 | 0,70 |
| 70 | 0,81 | 0,74 | 0,71 | 0,54 | 0,60 | 0,15 | 0,62 |
| 80 | 0,75 | 0,67 | 0,63 | 0,46 | 0,52 | 0,11 | 0,49 |
| 90 | 0,69 | 0,59 | 0,54 | 0,39 | 0,46 | 0,09 | 0,41 |
| 100 | 0,60 | 0,50 | 0,46 | 0,33 | 0,39 | 0,077 | 0,35 |
| 110 | 0,52 | 0,43 | 0,39 | 0,28 | 0,33 | 0,064 | 0,29 |
| 120 | 0,45 | 0,37 | 0,33 | 0,24 | 0,28 | 0,053 | 0,24 |
| 130 | 0,40 | 0,32 | 0,29 | 0,21 | 0,24 | 0,043 | 0,19 |
| 140 | 0,36 | 0,28 | 0,25 | 0,18 | 0,21 | 0,032 | 0,14 |
| 150 | 0,32 | 0,25 | 0,23 | 0,16 | 0,18 | 0,029 | 0,12 |
| 160 | 0,29 | 0,23 | 0,21 | 0,14 | 0,17 | 0,027 | 0,11 |
| 170 | 0,26 | 0,21 | 0,19 | 0,13 | 0,16 | 0,024 | 0,09 |
| 180 | 0,23 | 0,19 | 0,17 | 0,11 | 0,14 | 0,023 | 0,06 |
| 190 | 0,21 | 0,17 | 0,15 | 0,10 | 0,13 | 0,021 | 0,04 |
| 200 | 0,19 | 0,15 | 0,13 | 0,10 | 0,12 | 0,020 | 0,03 |

Для балок двутаврового сечения $\varphi_6 = \psi_6 (J_y/J_z) (h_6/l)^2 10^3$, где J_y, J_z — моменты инерции сечения относительно центральных осей, причем $J_z > J_y$; h_6 — расчетная высота сечения балки; ψ_6 — коэффициент, зависящий от материала и параметра α_6 .

Для двутавровых балок, изготовленных из стали Ст3 и Ст4, коэффициент ψ_6 имеет следующие значения.

| ψ_6 | α_6 | ψ_6 | α_6 | ψ_6 | α_6 |
|----------|------------|----------|------------|----------|------------|
| 2,17 | 0,1 | 4,00 | 24 | 8,07 | 128 |
| 2,20 | 0,4 | 4,45 | 33 | 8,95 | 160 |
| 2,27 | 1 | 5,23 | 48 | 10,86 | 240 |
| 2,56 | 4 | 5,91 | 64 | 12,48 | 320 |
| 2,90 | 8 | 6,51 | 80 | | |
| 3,50 | 16 | 7,07 | 96 | | |

Для стали Ст5 эти значения ψ_6 следует умножить на 0,83; для сталей 10Г2СД и 09Г2Д — на 0,71; для алюминиевого сплава АМг5М — на 0,57; для АМг6М — на 0,355.

Для прокатных стальных двутавров параметр $\alpha_6 = 1,54 (J_k/J_y) (l/h_6)^2$, где J_k — момент инерции сечения на кручение.

Для сварных стальных двутавров, а также двутавров прокатных и сварных из алюминиевых сплавов при отсутствии утолщений стенок

$$\alpha_6 = 8 \left(\frac{\delta_1 l}{b h_6} \right)^2 \left(1 + \frac{h_6 \delta^3}{2 b \delta_1^3} \right),$$

где δ — толщина стенки; b и δ_1 — ширина и толщина пояса балки.

Последнюю формулу используют также для балок швеллерного сечения, но найденное значение φ_6 умножают на 0,5, если нагрузка действует в главной плоскости, параллельной стенке, и на 0,7, если нагрузка действует в плоскости стенки.

Если при расчете окажется, что для конструкций из стали $\varphi_6 > 0,85$, а из алюминиевых сплавов $\varphi_6 > 0,7$, то вместо φ_6 используют коэффициент φ_{61} , значения которого следующие.

Для стальных конструкций

| φ_{61} | φ_6 | φ_{61} | φ_6 | φ_{61} | φ_6 |
|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|
| 0,85 | 0,85 | 0,93 | 1,10 | 0,97 | 1,35 |
| 0,87 | 0,90 | 0,94 | 1,15 | 0,98 | 1,40 |
| 0,89 | 0,95 | 0,95 | 1,20 | 0,99 | 1,45 |
| 0,90 | 1,00 | 0,96 | 1,25 | 0,99 | 1,50 |
| 0,92 | 1,05 | 0,96 | 1,30 | 1,00 | 1,55 |

Для конструкций из алюминиевых сплавов

| φ_{61} | φ_6 | φ_{61} | φ_6 | φ_{61} | φ_6 |
|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|
| 0,70 | 0,7 | 0,88 | 1,2 | 0,96 | 1,7 |
| 0,75 | 0,8 | 0,89 | 1,3 | 0,97 | 1,8 |
| 0,79 | 0,9 | 0,92 | 1,4 | 0,99 | 1,9 |
| 0,82 | 1,0 | 0,93 | 1,5 | 1,0 | 2,0 |
| 0,85 | 1,1 | 0,95 | 1,6 | | |

Коэффициент $\varphi = 1/(1 + \alpha_m M_x)$, где α_m — параметр, который принимают равным для стальных двутавров 0,7, для алюминиевых — 0,8, для балок замкнутого профиля при наличии не менее двух промежуточных диафрагм по длине балки независимо от материала 0,6 (при отсутствии диафрагм α_m принимают таким же, как для двутавров); M_x — расчетный момент принимают равным максимальному в пределах средней трети длины (но не менее половины наибольшего по длине стержня) для стержней с закрепленными концами и равным моменту в заделке для консольных стержней.

Устойчивость работающих на сжатие стержневых элементов проверяют сравнением напряжений, подсчитанным по приведенным выше формулам, с допускаемыми для того материала, из которого они изготовлены.

Приведенная методика расчета может быть использована при выполнении поверочных расчетов кузова следующим образом. После редуцирования сечения с помощью коэффициентов φ_r , учитывающих неполноту работы обшивки кузова, поперечное

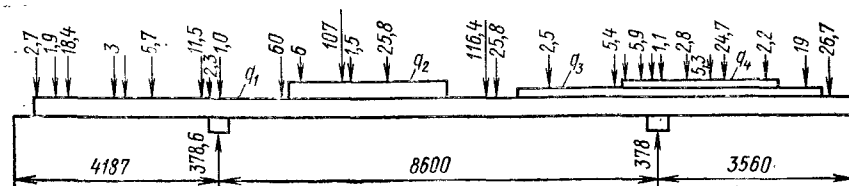


Рис. 29. Расчетная схема главной рамы тепловоза

сечение представляют в виде отдельных стержней, состоящих из стрингера и примыкающей к нему обшивки шириной $b_{пр}$. Для таких стержней, работающих на сжатие, справедливо оценивать прочность и общую устойчивость по изложенной выше методике. Для участков сечения кузова, на которых стрингеры расположены часто на расстоянии не более $b_{пр}$ (т. е. сечение не редуцируется коэффициентом φ_r), можно вводить редуцирование площади стрингеров, работающих на сжатие, полагая их центрально сжатыми, т. е. при помощи коэффициента φ_n , а участок рассматривать как ортотропную пластину. Общая устойчивость таких панелей может быть оценена с использованием формул для расчета критических напряжений, приведенных в справочной литературе.

Простейшие расчетные схемы, используемые при проектировании несущих элементов кузовов. Проектирование начинают с выбора структуры несущей системы кузова, которая обусловлена компоновочными решениями. Определяют расположение и размеры вырезов, размещение продольных и поперечных элементов каркаса стенки, а также раскосов, выбирают размеры поперечных сечений и т. д. За основу при таком проектировании принимают простейшие расчетные схемы как для элементов несущей системы, так и для кузова в целом.

Главную раму несущего кузова рассматривают как балку с переменным моментом инерции сечения. На рис. 29 показана расчетная схема главной рамы тепловоза и действующие на нее распределенные и сосредоточенные нагрузки от веса. При расчете рамы на кососимметричную нагрузку необходимо принимать во внимание деформацию поперечных сечений с учетом стеснения, вызванного поперечными балками. Тогда следует рассматривать более сложную пространственную схему. Листы настила главной рамы учитывают в работе конструкции с помощью редуцированных коэффициентов.

Кузов несущего типа в первом приближении рассматривают как балку. При этом подбирают размеры элементов поперечного сечения кузова. Оценивают устойчивость и общую прочность продольных элементов и простенков. Кроме того, выполняют проверку кузова на разрушающую нагрузку. В этом случае для расчета геометрических характеристик элементов сечения используют редуцированные коэффициенты.

Пример. Вариант расчета общей прочности боковой стенки кузова тепловоза от действия веса и сил сжатия 2,45 МН при помощи простейшей схемы, т. е. определение напряжения в наиболее опасных сечениях. Полагаем в первом приближении, что кузов работает как балка на двух опорах. Наибольший момент, соответствующий средней части кузова, $M = 0,217$ МН·м (рис. 30). Поперечное сечение изображено на рис. 27. В данном случае редуцирование сечения не учитывают. Центр тяжести сечения кузова расположен на расстоянии 103 см от низа продольных балок коробчатого сечения и 211 см от верха швеллера, окаймляющего вырез в крыше.

Момент инерции сечения кузова относительно оси X, проходящей через центр тяжести сечения, $J_x = 0,06$ м⁴.

Момент сопротивления для нижней и верхней точек сечения кузова $W_n = 0,058$ м³, $W_v = 0,028$ м³.

Сжимающие напряжения в крыше $\sigma'_k = -0,217/0,028 = 7,63$ МПа.

Напряжения в продольных балках нижнего пояса $\sigma'_n = 0,217/0,058 = 3,72$ МПа.

При действии сил сжатия через автосцепки возникают напряжения сжатия $\sigma_{сж} = -2,45/0,045 = -54,1$ МПа и напряжения от изгибающего момента $M_p = Ph_z = 2,45 \cdot 1,2 = 2,94$ МН·м, где h_z — эксцентриситет сжимающей силы относительно центра тяжести сечения, равный 1,2 м.

Напряжения в крыше от M_p $\sigma''_k = 2,94/0,028 = 103,5$ МПа и в продольной балке нижнего пояса $\sigma''_n = -2,94/0,058 = -50,5$ МПа.

Напряжения в крыше от совместного действия вертикальной нагрузки и силы сжатия в автосцепке $\sigma_k = -7,63 - 54,1 + 103,5 = 41,7$ МПа, а в продольной балке $\sigma_n = 3,72 - 54,1 - 50,5 = -100,9$ МПа.

При расчете прочности несущего безраскосного кузова на основе простейшей балочной схемы следует учитывать, что под действием поперечных сил верхний и нижний пояс в районе выреза испытывают дополнительные напряжения изгиба. Суммарные напряжения от изгиба в поясах складываются из напряжений от общего изгибающего момента и дополнительного. Для оценки этих дополнительных напряжений полагают, что на участке выреза пояса прогибаются как балки с заделанными концами под действием поперечной силы Q, вызывающей параллельный сдвиг простенков (рис. 31).

Полагая, что поперечная сила распределяется пропорционально моментам инерции поясов, можно определить дополнительные нормальные напряжения в сечении I—I (см. рис. 31) для верхнего $\sigma_{вд} = M_{вд}/W_v$ и нижнего $\sigma_{нд} = M_{нд}/W_n$ поясов, где $M_{вд}$ — дополнительный изгибающий момент в верхнем поясе, равный $QJ_v/2(J_v + J_n)$; $M_{нд}$ — дополнительный изгибающий

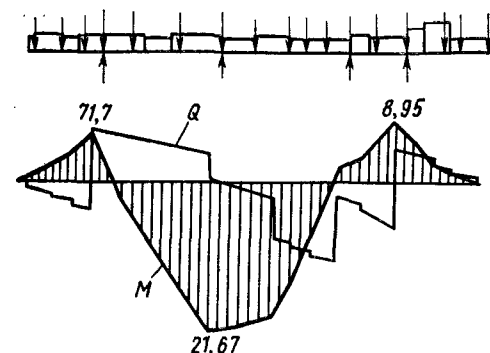


Рис. 30. Схема распределения веса и эпюры изгибающих моментов и поперечных сил в сечениях кузова тепловоза

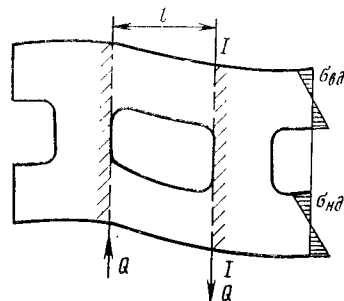


Рис. 31. Схема для расчета дополнительных напряжений в поясах боковой стенки в зоне выреза

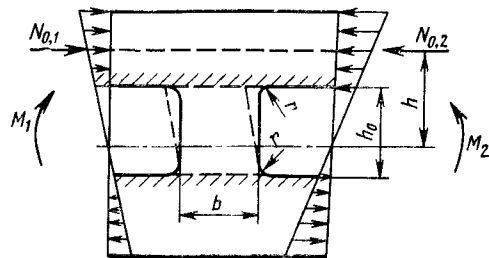


Рис. 32. Расчетная схема простенков

момент в нижнем поясе, равный $QJ_n l/2 (J_v + J_n)$; W_v, W_n, J_v, J_n — соответственно моменты сопротивления и инерции верхнего и нижнего поясов; l — ширина выреза; Q — половина поперечной силы (рис. 32), взятая для сечения посередине рассматриваемого выреза.

Приближенную оценку прочности простенка можно выполнить на основе простейшей расчетной схемы, представленной на рис. 32. В этой схеме принято, что простенок изгибается как балка, заделанная своим основанием в нижний и верхний пояс. Можно приближенно подсчитать сдвигающую силу

$$N_0 = 0,5 (N_{02} - N_{01}) \approx F_v h (M_2 - M_1) / 2J, \quad (5)$$

где F_v — площадь сечения верхнего пояса кузова; h — расстояние между центрами тяжести всего сечения кузова и верхнего пояса; J — момент инерции всего сечения кузова посередине выреза; M_2, M_1 — изгибающие моменты для сечений посередине вырезов (см. рис. 30). Вычислив силу N_0 по формуле (5), определяют максимальные нормальные напряжения σ от изгиба простенка в углах вырезов и средние касательные напряжения

$$\sigma = N_0 h_0 k_R / 2W_{пр}, \quad \tau = N_0 / F_{пр},$$

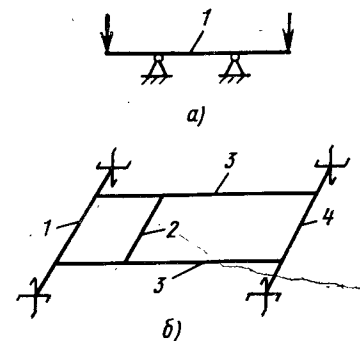
где $W_{пр}, F_{пр}$ — момент сопротивления и площадь сечения простенка; h_0 — высота выреза; k_R — коэффициент концентрации, зависящий от соотношения радиуса закругления r выреза к ширине b простенка (изменяется от 1,4 до 2,0 при изменении r/b от 0,5 до 0,05).

Основываясь на аналогичных предпосылках, расчет можно выполнить и для случая, когда справа и слева от простенка вырезы имеют различные размеры.

Предварительный выбор сечений балок рамы несущего кузова также выполняют на основе простейших расчетных схем. При этом балки рассчитывают или как отдельные однопролетные, или в составе простейших узлов. Схемы опирания балок зависят от кон-

Рис. 33. Расчетные схемы поперечной балки рамы тепловоза ТЭ10:

a — простейшая схема; b — схема включения поперечной балки в узел балок; 1, 4 — поперечные балки; 2 — шкворневая балка; 3 — продольная балка



структивных особенностей рамы. На рис. 33, a изображена простейшая схема для расчета поперечной балки рамы тепловоза ТЭ10 на изгиб от веса. На рис. 33, b эта же балка включена в расчетную схему простейшего узла балок, состоящего из поперечных балок 1 и 4, двух продольных 3 и шкворневой 2. Для этой схемы принято, что концы поперечных балок имеют заделку против кручения, а изгибающие моменты в вертикальной плоскости на стенку кузова не передаются.

Расчетные схемы и методика поверочного расчета несущих кузовов. Независимо от того, является ли каркас боковой стенки несущего кузова раскосной или безраскосной фермой, расчетную схему кузова обычно сводят к многоконтурной стержневой конструкции с жесткими узлами. Использование стержневой расчетной схемы позволяет сравнительно просто автоматизировать вычисления при помощи ЭЦВМ. Однако замена простенков и поясов стержнями, очевидно, связана с необходимостью использования упрощающих предпосылок. Точность результатов расчета в значительной мере зависит от тех допущений, которые вводятся в расчетную схему.

При расчете несущего кузова с каркасом, представляющим собой безраскосную ферму, принимают, что вырезы достаточно велики и они расчленяют конструкцию на отдельные стержни. Примером может служить расчетная схема кузова тепловоза ТЭ10 (рис. 34, a).

Кузов тепловоза ТЭ10 несимметричен. В передней части его расположена высоковольтная камера, которая увеличивает жесткость простенка. В задней части выполнены большие вырезы в районе холодильной камеры, сильно ослабляющие конструкцию. Для этой расчетной схемы характерно, что упругая часть длины стержня и общая имеют различные размеры. Длину упругой части стержня обычно принимают равной или несколько большей соответствующего размера выреза. Упругие части длин стержней изображены на рис. 34 тонкой линией. Жирной линией выделены части стержня, жесткость которых принята бесконечно большой. При этом жесткость больших простенков в месте установки высоковольтной камеры и холодильника принята бесконечно большой. Стержни расположены соответственно линиям центров тяжести поясов и простенков. Вырез для круглого окна

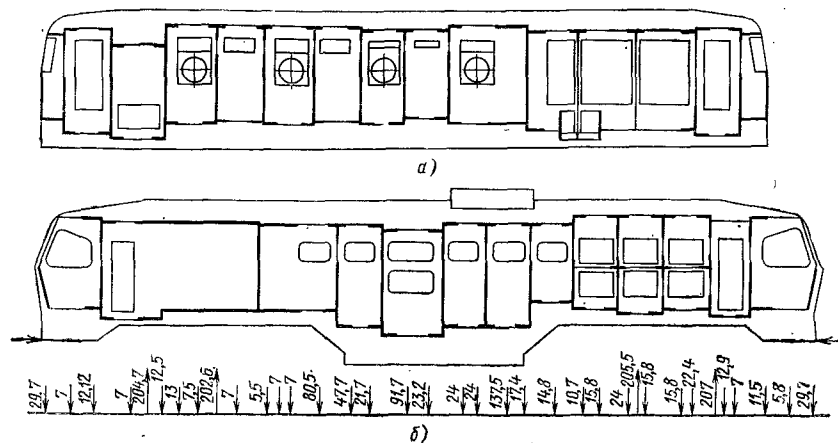


Рис. 34. Расчетные схемы несущих кузовов тепловозов:
а — ТЭП10; б — ТЭ109

и прямоугольного фильтра над ним объединен в один общий прямоугольный вырез.

Аналогичным образом выбрана расчетная схема кузова тепловоза ТЭ109 (рис. 34, б). Особенностью кузова является то, что топливный бак входит в несущую систему. Это позволило усилить нижний пояс в средней части кузова, ослабленного оконными вырезами. Одновременно это привело к понижению центра тяжести нижнего пояса в районе топливного бака. Жесткость простенка в зоне высоковольтной камеры принята бесконечно большой. Расчетная схема содержит 16 замкнутых контуров и является 48 раз статически неопределимой.

Рассмотренные схемы являются плоскими. Их широко применяют в практических расчетах наряду с пространственными. Их использование основано на гипотезе о неизгибаемости контура поперечного сечения кузова. Плоские схемы позволяют преодолеть трудности, которые возникают при расчете громоздких пространственных схем. Однако расчет кузова по плоским схемам следует дополнять расчетом на действие поперечной нагрузки.

Располагая схемой, подобной изображенной на рис. 34, можно подготовить исходные данные для расчета кузова на ЭЦВМ. Матричный алгоритм такого расчета базируется на применении одного из общих методов строительной механики — метода сил или метода перемещений. Известно, что для рассматриваемых систем справедлив принцип независимости действия сил. Поэтому вектор искомых усилий S в стержнях может быть найден как результат линейного преобразования вектора нагрузки P :

$$S = LP, \quad (6)$$

где L — оператор (матрица) линейного преобразования. Компонентами вектора усилий могут быть внутренние усилия: изгибающие и крутящий момент, перерезывающие и нормальные силы во всех характерных сечениях системы.

Если система статически неопределима (а именно такие имеют большее распространение при расчете кузовов), то для определения матрицы L недостаточно условий равновесия системы. Поэтому необходимы дополнительные условия. При расчете методом перемещений за такие условия принимают равновесие узлов. При расчете методом сил — условия неразрывности. Условия обоих типов записывают (переходя к основной системе) в форме канонических уравнений, которые для указанных методов имеют внешне одинаковую форму записи

$$\delta X + \Delta_p = 0,$$

где δ — квадратная матрица коэффициентов; X — вектор неизвестных; Δ_p — вектор грузовых коэффициентов.

В развернутом виде в случае n неизвестных последнее уравнение можно записать так:

$$\begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \dots & \delta_{nn} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \Delta_{1p} \\ \Delta_{2p} \\ \vdots \\ \Delta_{np} \end{pmatrix} = 0.$$

Решение этого уравнения записывают в виде

$$X = -\delta^{-1} \Delta_p. \quad (7)$$

Вектор искомых усилий можно записать как сумму двух векторов

$$S = S_p + S_x,$$

где S_p — вектор усилий в основной системе от внешней нагрузки S_x — вектор усилий в основной системе от неизвестных. В методе перемещений за неизвестные принимают угловые и линейные перемещения узлов системы. В методе сил — реакции отброшенных связей. Применяя к правой части последнего уравнение преобразования типа (6), можно записать

$$S = L_0 P + \bar{L} X, \quad (8)$$

где L_0 и \bar{L} — матрицы, преобразующие соответственно вектор внешней нагрузки P и вектор неизвестных X в векторы усилий S_p и S_x .

В зависимости от принятого метода решения определение матриц δ , Δ_p , L_0 и \bar{L} можно выполнять различными способами. В дальнейшем будем рассматривать алгоритм решения задачи

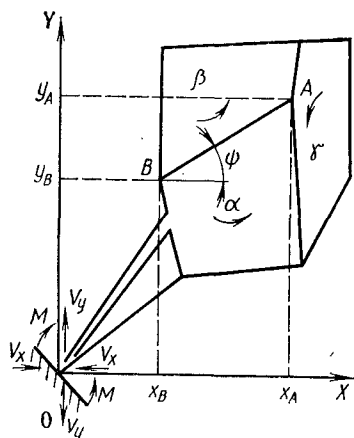


Рис. 35. Схема плоской рамы и ее основной системы

методом сил применительно к плоским системам. Тогда элементы матрицы δ могут быть определены следующим образом:

$$\delta_{ij} = \sum (\delta_M + \delta_N + \delta_Q)_{AB}, \quad (9)$$

где δ_M , δ_N , δ_Q — компоненты единичных перемещений соответственно от изгиба, растяжения (сжатия) и сдвига, действующие в произвольном стержне AB . Суммировать необходимо по всем стержням системы, на которые одновременно действуют M , N и Q от i -й и j -й единичных неизвестных.

Для определения компонент единичных перемещений удобно пользоваться методикой, разработанной во ВНИТИ. Согласно этой мето-

додике основная система выбирается одинаковой для любых рам. Для этого располагают раму в первой четверти произвольно выбранной системы прямоугольных координат XOY (рис. 35) и закрепляют при помощи жесткого стержня из условий заделки, совпадающей с началом координат. Разрежем контур α в одном из узлов и в месте разреза добавим жесткие консоли, концы которых вынесем в начало координат. К концам консолей приложим неизвестные: изгибающий момент V_m и силы V_x и V_y .

Выделим в контуре α произвольный стержень AB , в котором A обозначает узел в начале, а B в конце стержня. Узлами в системе являются точки перелома оси стержней, приложения внешней нагрузки, изменения жесткости, а также точки, в которых необходимо определить перемещения. Такое определение позволяет получить между узлами линейные эпюры. Поэтому все распределенные нагрузки, действующие на раму, предварительно заменяют сосредоточенными.

Учитывая, что при таком выборе основной системы эпюры внутренних усилий от неизвестных контура α распространяются только на стержни этого контура, формулу (9) можно записать в виде

$$\delta_{\alpha\alpha} = \sum \bar{D} \bar{P} \bar{D}^T H_M + \sum \bar{N} \bar{N}^T H_N + \sum \bar{Q} \bar{Q}^T H_Q, \quad (10)$$

$$\text{где } \delta_{\alpha\alpha} = \begin{bmatrix} \delta_{xx} & \delta_{xy} & \delta_{xm} \\ \delta_{yx} & \delta_{yy} & \delta_{ym} \\ \delta_{mx} & \delta_{my} & \delta_{mm} \end{bmatrix} \text{ — матрица перемещений по направлению}$$

неизвестных V_x , V_y , V_m контура α от этих же неизвестных, рав-

ных единице; \sum^α — суммирование по стержням контура α ; τ — знак транспонирования;

$$\bar{D} = \begin{bmatrix} x_A & x_B \\ y_A & y_B \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \text{ — матрица, каждая строка которой представляет}$$

собой изгибающие моменты в узлах A и B стержня AB от соответствующих значений неизвестных V_x , V_y , V_m . Заметим, что x_A , x_B , y_A и y_B — координаты начала и конца стержня AB в системе координат XOY ;

$$\bar{N} = \begin{bmatrix} \cos \psi \\ -\sin \psi \\ 0 \end{bmatrix} \text{ — матрица продольных сил в стержне } AB \text{ от единичных значений неизвестных } V_x, V_y \text{ и } V_m;$$

$$\bar{Q} = \begin{bmatrix} \sin \psi \\ \cos \psi \\ 0 \end{bmatrix} \text{ — матрица поперечных сил в стержне } AB \text{ от единичных значений неизвестных } V_x, V_y \text{ и } V_m; \psi \text{ — угол наклона стержня к оси } X \text{ (см. рис. 35);}$$

$$\bar{P} = \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \text{ — матрица преобразования; } H_M = l/6EI; H_N = l/EF;$$

$H_Q = \xi l/GF$ — коэффициенты гибкости стержня соответственно на изгиб, растяжение (сжатие) и сдвиг; l — длина стержня; ξ — коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения стержня, $\xi = E/I^2 \int (S_0^2/b^2) dF$; S_0 — статический момент отсеченной части сечения; b — ширина сечения; F — площадь сечения стержня.

Матрица δ коэффициентов системы канонических уравнений для рамы из трех замкнутых контуров α , β и γ имеет вид

$$\begin{bmatrix} \delta_{\alpha\alpha} & \delta_{\alpha\beta} & \delta_{\alpha\gamma} \\ \delta_{\beta\alpha} & \delta_{\beta\beta} & \delta_{\beta\gamma} \\ \delta_{\gamma\alpha} & \delta_{\gamma\beta} & \delta_{\gamma\gamma} \end{bmatrix}.$$

Матрицы типа $\delta_{\alpha\beta}$ определяют по формуле (10), если под знаком \sum в правой части понимать суммирование только по стержням контура α , смежным со стержнями контура β . Аналогично вычисляют $\delta_{\alpha\gamma}$ и $\delta_{\beta\gamma}$. При этом необходимо учитывать, что $\delta_{\alpha\beta} = -\delta_{\beta\alpha}$, а также то, что при определении начала и конца стержня следует обходить каждый контур против стрелки (см. рис. 35).

Аналогично определяют грузовые коэффициенты Δ_r . Для этого предположим, что на стержневую систему действуют нагрузки, состоящие из сосредоточенных сил P_1, P_2, \dots, P_m и моментов M_1, M_2, \dots, M_q . Разложим каждую силу на составляю-

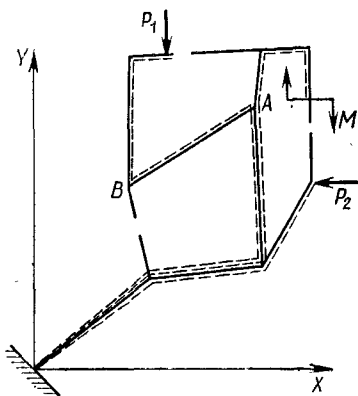


Рис. 36. Схема основной системы рамы: штриховыми линиями обозначен силовой путь

щие P_{xm} и P_{ym} по осям координат X и Y , тогда матрица нагрузки P может быть представлена в виде

$$P^T = \| P_{x1} P_{x2} \dots P_{xm} P_{y1} P_{y2} \dots P_{ym} M_1 M_2 \dots M_q \|,$$

где x_1, x_2, \dots, x_m и y_1, y_2, \dots, y_m — координаты точек приложения нагрузок P_1, P_2, \dots, P_m .

Для дальнейшего описания алгоритма расчета необходимо ввести понятие силового пути. Рассмотрим основную систему данной рамы (рис. 36). В каждом контуре выполнены разрезы (консоли условно не показаны). Допустим, что на раму действуют внешние силы P_1, P_2 и M .

Путь в основной системе, по которому они передают момент на заделку, называют силовым.

Грузовые коэффициенты, являющиеся перемещениями в основной системе от внешних сил P по направлениям лишних неизвестных для контура α , можно определить по формуле

$$\Delta_{\alpha p} = \sum \bar{D} \bar{P} \bar{D}_p P_c H_M + \sum \bar{N} \bar{N}^T P_\Sigma H_N + \sum \bar{Q} \bar{Q}^T P_\Sigma H_Q, \quad (11)$$

где \sum — суммирование по силовым стержням контура α .

Для каждого силового стержня контура строят матрицы P_c , P_Σ и D_p . Рассмотрим это на примере произвольного стержня AB контура α , через который проходит по крайней мере один из силовых путей.

Матрица компонентов внешних нагрузок, силовой путь которых проходит через стержень AB ,

$$P_c^T = \| P_{xc1} P_{xc2} \dots P_{yc1} P_{yc2} \dots M_{c1} M_{c2} \dots \|.$$

Матрица суммы проекций внешних сил на оси X и Y , силовой путь которых проходит через стержень AB ,

$$P_\Sigma^T = \| \sum P_{xc} \sum P_{yc} \ 0 \|.$$

Матрица моментов в начале и конце стержня AB от единичных значений нагрузки P_c

$$\bar{D}_p = \begin{bmatrix} (x_{c1} - x_A) \dots (y_{c1} - y_A) \dots 1 \dots 1 \\ (x_{c1} - x_B) \dots (y_{c1} - y_B) \dots 1 \dots 1 \end{bmatrix},$$

где x_{ci}, y_{ci} — координаты приложения сил $P_{xci}, P_{y ci}$.

Для системы (см. рис. 36) вектор Δ_p будет иметь вид

$$\Delta_p = \begin{bmatrix} \Delta_{\alpha p} \\ \Delta_{\beta p} \\ \Delta_{\gamma p} \end{bmatrix}, \quad \text{где } \Delta_{\alpha p} = \begin{bmatrix} \Delta v_x \\ \Delta v_y \\ \Delta v_m \end{bmatrix}.$$

Зная коэффициенты δ и Δ_p , можно при помощи уравнения (7) определить неизвестные, матрица которых применительно к принятым обозначениям имеет вид

$$V = \begin{bmatrix} V_\alpha \\ V_\beta \\ \vdots \end{bmatrix}, \quad \text{где } V_\alpha = \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_M \end{bmatrix}_\alpha \text{ — неизвестные контура.}$$

Учитывая уравнение (8), можно определить усилия в каждом стержне рамы, которые характеризуются изгибающими моментами в начале и конце участка, продольными и поперечными силами. Для произвольного стержня AB , смежного с контурами α и β и находящегося в силовой ветви усилия,

$$S_{AB} = \begin{bmatrix} M_A \\ M_B \\ N \\ Q \end{bmatrix}_{(AB)} = \begin{bmatrix} \bar{D}^T (V_\alpha - V_\beta) + \bar{D}_p P_c \\ \bar{N}^T (V_\alpha - V_\beta) + \bar{N}^T P_\Sigma \\ \bar{Q}^T (V_\alpha - V_\beta) + \bar{Q}^T P_\Sigma \end{bmatrix}_{(AB)}.$$

Если смежный стержень не лежит на силовом пути, то $P_c = P_\Sigma = 0$. Если стержень не смежный, то $V_\beta = 0$. По результатам расчетов строят эпюры.

Для определения перемещений в стержневой системе по любому заданному направлению необходимо умножить найденные эпюры от внутренних усилий в статически неопределимой системе на эпюры внутренних усилий, построенные в основной системе, от единичных сил, приложенных по направлению искомого перемещения. Перемещения и эпюры в основной системе строят относительно условной заделки. Матричная запись алгоритма определения перемещения имеет вид

$$\Delta = \sum \bar{D} \bar{P} M H_M + \sum \bar{N} \bar{N} H_N + \sum \bar{Q} \bar{Q} H_Q,$$

где $M^T = \| M_A \ M_B \|$; M_A, M_B, N и Q — найденные значения

соответствующих усилий в стержне AB ; \sum — суммирование по стержням, входящим в силовой путь, от единичной силы, приложенной вдоль искомого перемещения.

Приведенный выше алгоритм расчета плоских стержневых систем локомотивов позволяет составить программу расчета на ЭЦВМ, для которой исходными данными служат: координаты центров тяжести конечных поперечных сечений стержней относительно произвольно выбранной системы координат; площади и

моменты поперечных сечений; характеристики формы поперечного сечения, учитывающие неравномерность распределения касательных напряжений по высоте сечения при изгибе; внешние нагрузки и координаты точек их приложения; количество замкнутых контуров; модуль упругости и сдвига для материала, из которого изготовлен кузов; координаты точек, в которых требуется определить перемещения.

§ 12. КАБИНА МАШИНИСТА

Кабина машиниста предназначена для размещения локомотивной бригады и механизмов управления локомотивом. Кабина должна обеспечивать необходимый обзор при движении и трогании с места локомотива.

Конструкция кабины зависит от рода службы локомотива. На локомотивах, предназначенных для работы на магистральных участках, устанавливают две кабины. Причем, если локомотив односекционный, то кабины выполняют по концам секций, а если двухсекционный, то по одной на секцию таким образом, чтобы при движении в любом направлении в передней части локомотива была кабина.

Маневровые локомотивы имеют одну кабину. Это позволяет увеличить скорость маневровых работ, так как при изменении направления движения бригаде нет необходимости переходить из одной кабины в другую, как на магистральных локомотивах. Для обеспечения хорошего обзора в обоих направлениях кабины маневровых локомотивов располагают как можно ближе к их поперечной оси симметрии.

Кабина тепловоза 2ТЭ10Л на лобовой и боковых стенках имеет окна, выполненные из бесколочного стекла. На передние смотровые стекла снаружи устанавливают стеклоочистители, а изнутри — тентовые щитки. Боковые окна — задвижные, снаружи имеют зеркала и поворотные предохранительные щитки из

бесколочного стекла. Предусмотрен обогрев окон. В задней стенке кабины имеется дверь, ведущая в дизельное помещение. Она с двойным остеклением. Для снижения уровня шума в кабине применена шумоизоляция (рис. 37). Внутренние стенки кабины покрыты перфорированными (коэффициент перфорации 0,28) алюминиевыми листами толщиной 2 мм.

На крыше кабины тепловоза расположены два дефлектора, предназначенные для обеспечения вытяжной вентиляции в летнее время года. Для снижения вибрации и шума кабину устанавливают на главной раме на десяти амортизаторах, а от проставки отделяют по всему периметру резиновыми прокладками. На нескольких тепловозах этой серии были использованы кабины из стеклопластика. Это позволило снизить массу кабины на 760 кг и уменьшить уровень шума.

Кабины тепловозов ТЭМ1 и ТЭМ2 имеют два выхода — на переднюю и заднюю площадки. Входные двери выполнены из металлического листа, усиленного гнутым профилем. В них есть оконные проемы. В нижней части двери для изоляции (под окном) устанавливают пакеты из мипоры. Обшивку выполняют из древесноволокнистой плиты.

Стены кабины также изолированы пакетами изоляции из мипоры и обшиты древесноволокнистой плитой. Для снижения уровня шума потолок и верхние торцовые части кабины покрыты матами из капронового волокна и обшиты перфорированными алюминиевыми листами.

Настил пола выполнен в виде отдельных щитов, состоящих из фанерной плиты толщиной 25 мм, изолирующего слоя толщиной 16 мм и обшивочного листа из твердой древесноволокнистой плиты. На щиты по контуру в местах установки их на металлоконструкции наклеена губчатая резина толщиной 8 мм. Сверху щиты закрыты линолеумом. В настиле пола имеются люки для доступа к соединениям трубопроводов.

Кабина машиниста тепловозов ТЭМ1 и ТЭМ2 имеет большую площадь остекления. Все окна с одинарным остеклением. Стекла изготовлены из сталинита толщиной 5 мм и уплотнены по контуру профильной резиной. Средние боковые окна раздвижные.

Кабину приваривают к раме. Для снижения шума, проникающего в кабину, каркас ее изнутри покрыт слоем протившумной мастики толщиной 5—6 мм.

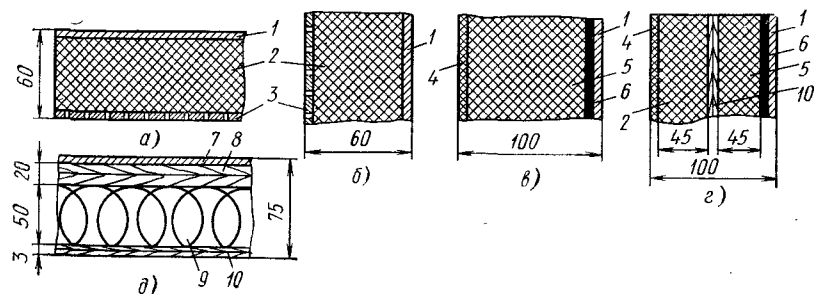


Рис. 37. Схема шумоизоляции кабины тепловоза 2ТЭ10Л:

а — крыша; б — передней и боковых стенок; в, г — задней стенки; д — пола; 1 — металлическая обшивка кабины; 2, 5 — стеклоплита; 3 — перфорированный алюминиевый лист; 4 — картон каркасный; 6 — виброгасящая мастика; 7 — линолеум; 8 — фанера березовая $h = 20$ мм; 9 — минеральная вата; 10 — фанера ольховая $h = 3$ мм

ГЛАВА III

ТЕЛЕЖКИ

§ 13. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПЫ ТЕЛЕЖЕК

Тележки являются ходовой частью локомотива. При движении они испытывают сложные силовые воздействия: передают силу тяги на автосцепку, силу тяжести кузова на рельсы, а также силы, возникающие при торможении; воспринимают направляющие усилия при движении в кривых участках пути и силы, возникающие от неровностей пути. Поэтому от конструкции тележек в значительной степени зависят плавность хода и другие динамические характеристики локомотива.

Тележки должны обеспечивать безопасную эксплуатацию локомотива с максимальными скоростями движения, минимальные динамические усилия взаимодействия экипажной части и пути, полное использование сцепного веса. Они должны иметь минимальную необрессоренную массу, высокую надежность, хорошую ремонтоспособность и небольшую стоимость при изготовлении.

Тележка современного тепловоза (рис. 38) состоит из следующих основных частей: рамы 1, колесных пар 6, букс 2, рессорного подвешивания 3, опор 4 кузова, тягового привода 7 и тормозной системы 5. Для возврата тележки в среднее положение при повороте и отnose ее оборудуют возвращающим и противоотносным устройствами.

Нагрузка от кузова передается на путь через опоры, раму тележки, рессорное подвешивание, буксы и колесные пары. Сила тяги, развиваемая колесными парами в опорной точке, передается через буксы раме тележки и далее на автосцепку, если она расположена на тележке, или через раму кузова, если автосцепка установлена на этой раме.

Тележки локомотивов классифицируют по выполнению рабочих функций, числу осей, типу рам, конструкции рессорного подвешивания, способу передачи крутящего момента на колесные пары, конструкции опорно-возвращающих и тяговых устройств и др.

По выполнению рабочих функций тележки локомотивов разделяют на направляющие и движущие. Направляющие, или поддерживающие, тележки были широко распространены на паровозах. Назначение этих тележек сводилось к восприятию части нагрузки от веса локомотива и снижению динамического воздействия на рельсы при прохождении движущих колесных пар.

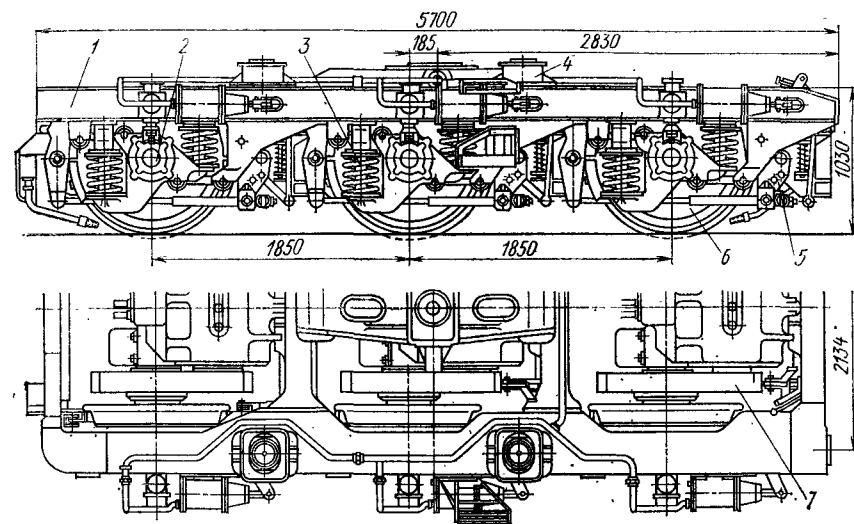


Рис. 38. Тележка тепловоза 2ТЭ116:

1 — рама тележки; 2 — букса; 3 — рессорное подвешивание; 4 — опора кузова; 5 — тормозная система; 6 — колесная пара; 7 — тяговый привод

Движущие тележки используют во всех современных локомотивах, и их главное отличие от направляющих тележек — возможность развивать силу тяги.

По числу осей тележки делят на двухосные, трехосные и четырехосные. При этом четырехосные тележки можно формировать в одной раме или из двух двухосных, объединяя их межтележечной связью (промежуточной рамой). Увеличение числа осей тележки связано с ростом секционной мощности локомотивов.

По типу рамы тележки расчленяют на челюстные и бесчелюстные. В тележках первого типа рама имеет П-образные плоские направляющие, называемые челюстями и служащие для установки колесных пар параллельно друг другу. Эти направляющие обеспечивают передачу силы тяги и других горизонтальных сил от колесной пары на раму тележки. В тележках второго типа раму оборудуют кронштейнами, к которым крепят поводки букс. В этом случае упрощается конструкция рамы и уменьшается ее масса.

В зависимости от конструкции рессорного подвешивания различают тележки двух групп: с индивидуальным и групповым рессорным подвешиванием. Первую группу составляют тележки, у которых каждая букса имеет рессорный узел, не связанный с узлами других букс. Вторую группу — тележки, у которых рессорные узлы букс связаны между собой балансирами. Тележки со сбалансированным рессорным подвешиванием применяют на локомотивах, максимальная скорость которых не превышает 120 км/ч.

По способу передачи крутящего момента тележки разделяют на тележки с индивидуальным и групповым приводами. В первом

случае каждая колесная пара тележки имеет тяговый электродвигатель. Во втором — все колесные пары связаны между собой одним приводом (карданным, спарниковым), и крутящий момент передается им от коробки передач или тягового электродвигателя.

По типу тягового устройства различают тележки шкворневые и бесшкворневые. В бесшкворневых тележках для передачи силы тяги на автосцепку кузова используют поводковые устройства.

§ 14. РАМЫ ТЕЛЕЖЕК

Рама тележки предназначена для размещения колесных пар, рессорного подвешивания, установки элементов передачи с тяговыми приводами и тормозного оборудования. Поддерживая кузов, рама тележки передает его вес при помощи рессорного подвешивания буксам колесных пар. Сила тяги, развиваемая каждой колесной парой, передается через раму на кузов и автосцепку. Все эти функции обуславливают конструктивный тип рамы тележки и форму ее составных элементов.

Основу рамы образуют две боковины, жестко связанные поперечными балками. Для установки оборудования и размещения колесных пар рама имеет кронштейны, дополнительные продольные балки и для тележек некоторых типов — челюсти. Рамы сочлененных тележек электровозов оборудуют автосцепкой и узлами межтележечных сочленений.

Челюстные рамы получили широкое распространение на тележках маневровых и грузовых локомотивов. Рама тележки тепловоза 2ТЭ10Л относится к этому типу (рис. 39). На раме устанавливают тяговые электродвигатели с зубчатой тяговой передачей, четыре боковые опоры и рессорное подвешивание. Она сформирована из двух боковин 2, двух средних поперечных балок 3, соединенных шкворневой балкой 4, двух концевых балок 5 и литых боковых челюстей 8 и 12.

Боковина коробчатого типа сварена из стальных листов: двух вертикальных толщиной 10 мм, верхнего и нижнего — 14 мм. Верхний лист в местах сопряжения со средними поперечными балками уширенный для удобства установки боковых опор. В боковину вварены буксовые челюсти, скрепленные внизу струнками 7. На плоскости челюстей, прилегающих к буксам, прикреплены электрозаклепки наличники 9.

Средние поперечные балки коробчатого типа сварены из листов толщиной 8 мм и соединены с боковинами стыковыми швами. Концевые части нижних листов удлинены и образуют верхние опоры 1 для пружин рессорного подвешивания. Снизу к балкам приварены литые кронштейны 10 для навески тяговых электродвигателей. Сверху на средние крепления уложена шкворневая балка, сваренная из стальных листов толщиной 10 мм. В среднюю ее часть вварен подпятник 13 со сменной термообработанной втулкой 14, изготовленной из стали 50 (ГОСТ 1050—74).

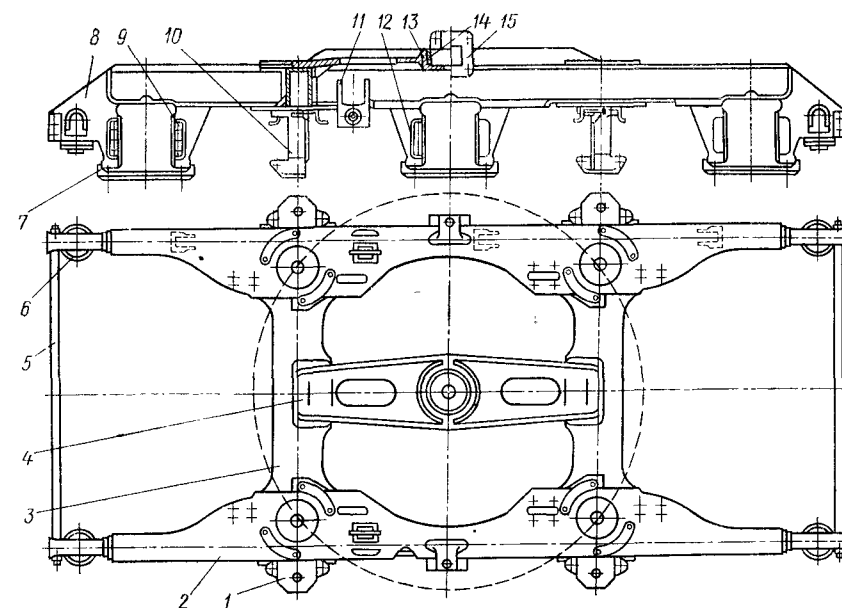


Рис. 39. Рама тележки тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — опора пружины подвешивания; 2 — боковина; 3 — поперечная балка; 4 — шкворневая балка; 5 — концевая балка; 6 — подкладка; 7 — струнка; 8 — концевая челюсть; 9 — наличник; 10 — кронштейн подвески тягового электродвигателя; 11 — кронштейн тормозного рычага; 12 — промежуточная челюсть; 13 — подпятник; 14 — втулка; 15 — кронштейн тормозного цилиндра

Концевые балки выполнены из швеллера № 22. К торцам концевых балок приварены планки, при помощи которых их закрепляют к боковинам: со стороны автосцепки кузова — призонными болтами, с противоположной — сварными швами. Листы балок и боковин рамы изготовлены из мартеновской стали СтЗкп (ГОСТ 380—71), а литые детали — из отливки (20ЛПГ ГОСТ 977—75).

Бесчелюстные рамы тележек широко применяют почти на всех новых локомотивах: тепловозах ТЭП60, ТЭ109, 2ТЭ116, ТЭМ5; электровозах ВЛ60, ВЛ80.

Конструкция рамы тележки тепловоза ТЭП60 (рис. 40) позволяет устанавливать две центральные маятниковые опоры, создающие поперечную упругую связь кузова с тележкой, второй ярус рессорного подвешивания и три колесные пары с поводковыми буксами. Рама состоит из двух боковин 1, двух междурамных креплений, выполняющих роль шкворневых балок 9, и двух концевых балок 10.

Боковина рамы сварена из двух корытообразных элементов, каждый из которых образован по длине тремя штампованными листами из стали 20 (ГОСТ 1050—74) толщиной 10 мм. К корытообразным элементам до их соединения в боковину приваривают

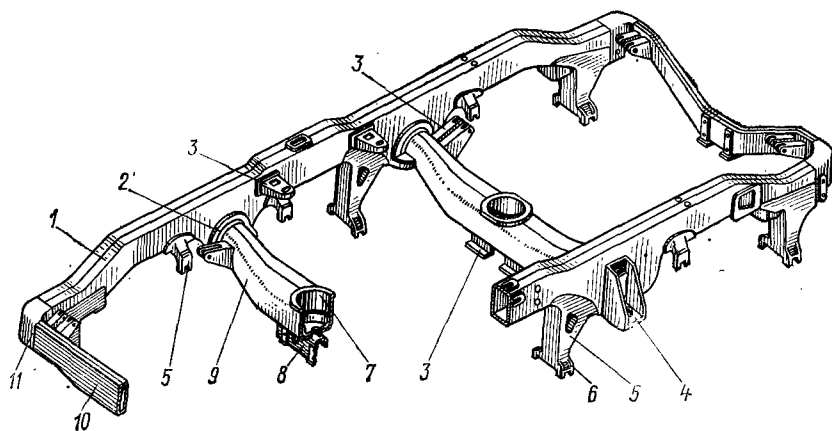


Рис. 40. Рама тележки тепловоза ТЭП60:

1 — боковина; 2 — фланец; 3 — кронштейн тормозной подвески; 4 — кронштейн боковой опоры; 5 — стойка буксового поводка; 6 — скоба стойки; 7 — стакан центральной опоры; 8 — кронштейн подвески тягового электродвигателя; 9 — шкворневая балка; 10 — концевая балка; 11 — угольник

половинки стоек 5, отлитых из стали 20ЛП (ГОСТ 977—75). После сварки боковины к стойкам приваривают литые скобы 6 с трапециевидными пазами для крепления поводков букс. Снаружи боковин установлены кронштейны 4 боковых опор кузова.

Шкворневые балки, связывающие две боковины, имеют изогнутую коробчатую форму и заканчиваются цилиндрическими цапфами диаметром 256 мм. Эти цапфы проходят через отверстия боковин и приварены к ним с наружной стороны торцовым швом, с внутренней — через специальный фланец 2. В середине балок вварены литые стальные стаканы 7 для обрезиненных центральных опор кузова. Ослабленное вырезом под стакан сечение балки усилено листом толщиной 13 мм, приваренным к нижней полке сечения, и листом толщиной 10 мм, приваренным к боковым стенкам. Снизу к шкворневым балкам приварены стальные литые кронштейны 8 для подвешивания тяговых электродвигателей, а сбоку — кронштейны 3 рычажной передачи тормоза.

Концевые балки образованы из двух штампованных корытообразных листов толщиной 10 мм, соединенных двумя продольными сварными швами по горизонтальным полкам. Сопряжение концевых балок с боковинами осуществлено при помощи стальных литых угольников 11. Концевая балка, обращенная к автосцепке кузова, изогнута в средней части для удобства демонтажа фрикционного аппарата автосцепки, а балка, расположенная с противоположной стороны, прямая.

Рама тележки электровоза ВЛ80^к (рис. 41) относится к типу бесчелюстных. Она состоит из двух боковин 9, шкворневого бруса 8 и двух концевых балок 10.

Боковина сварена из четырех стальных листов (двух горизонтальных толщиной 14 мм и двух вертикальных толщиной 12 мм), образующих коробчатое переменное по длине сечение. В средней части высота сечения боковины больше на 210 мм, чем по концам. Такая форма боковины обусловлена тем, что на ее середину приложена сосредоточенная нагрузка от кузова. Сверху на боковины установлены накладки 7 опор, снизу приварены четыре малых 2 и четыре больших кронштейна 1 под стойки рессорного подвешивания и поводки букс, а снаружи сварные кронштейны 5 для гидравлических гасителей колебаний центральной ступени подвешивания.

Шкворневой брус полый, литой. Снизу к нему приварена коробка шаровой связи с двумя цилиндрами для пружин противотносного устройства и четырьмя кронштейнами 4 для подвески тяговых двигателей. Шкворневой брус заканчивается цилиндрическими цапфами, которые вставляются в отверстия боковин и привариваются к ним.

Концевые балки рамы тележки ВЛ80^к коробчатые, выполнены из четырех листов 12—14 мм каждая. Они сопрягаются с боковинами при помощи угольников 12 и несут на себе кронштейны 3

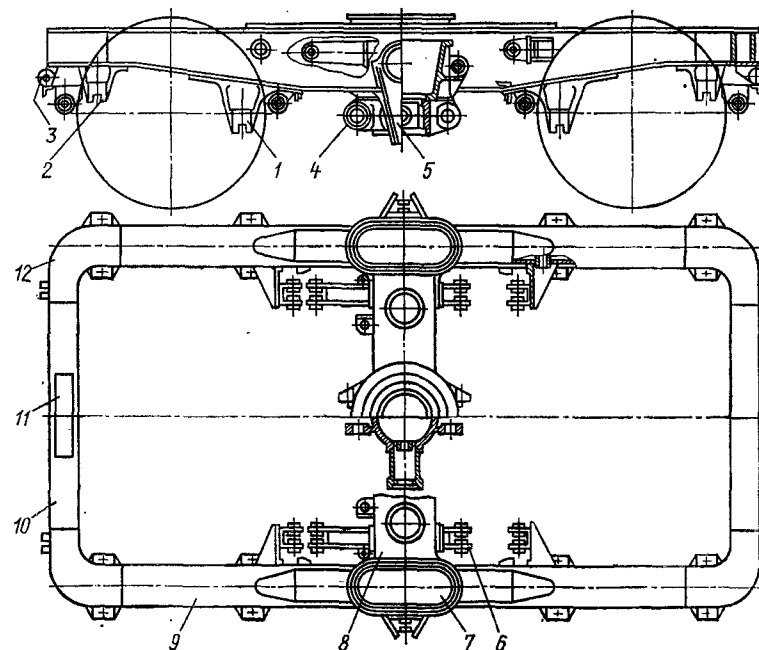


Рис. 41. Рама тележки электровоза ВЛ80^к:

1 — большой кронштейн; 2 — малый кронштейн; 3, 6 — кронштейн тормозной передачи; 4 — кронштейн подвески тягового электродвигателя; 5 — кронштейн гасителя колебаний; 7 — накладка боковой опоры; 8 — шкворневой брус; 9 — боковина; 10 — концевая балка; 11 — накладка противоразгрузочного устройства; 12 — угольники

тормозной передачи тележки и накладку 11 под ролик противоразгрузочного устройства экипажа.

► **Расчет рам тележек.** При их проектировании, так же как и при проектировании кузовов, используют расчетные нагрузки, которые предусматриваются техническими требованиями. Это следующие нагрузки:

I — вертикальные нагрузки от веса кузова, оборудования и рамы тележки при: а) опирании кузова на тележки; б) опирании тележки на домкраты при выкатке колесных пар; в) аварийном подъеме локомотива за автосцепку;

II — тяговые нагрузки: а) при трогании с места; б) при движении с конструкционной скоростью;

III — нагрузки при движении локомотива в кривой. Для расчета полагают, что радиус кривой $R = 600$ м, скорость движения $v = 100$ км/ч. Кроме того, считают, что одновременно действует сила, вызванная давлением (500 Па) ветра на боковую поверхность кузова, обращенную к центру кривизны. Для определения реакции в буксовом подвешивании принимают непогашенное ускорение равным $0,7$ м/с²;

IV — нагрузки при торможении, которые обусловлены силами инерции масс наддрессорного строения локомотива и силами, возникающими в местах крепления тормозного оборудования к раме. При оценке сил инерции тележки учитывают массу обрессоренной части тележки и приведенную массу колесных пар. Расчетное значение последней получают умножением ее на коэффициент 1,25, учитывающий инерцию вращения колесных пар;

V — динамические нагрузки, возникающие при движении локомотива. Для рам тележек характерен асимметричный цикл загрузки с нестационарной амплитудой напряжений. Амплитуду оценивают по формуле $\sigma_v = K_g \sigma_{ст}$, где $\sigma_{ст}$ — напряжение от вертикальной нагрузки. Для определения коэффициента динамики в этом случае ЦНИИ МПС рекомендует пользоваться эмпирической формулой

$$K_g = 600A + 16\sqrt{A},$$

здесь $A = \sqrt{v/9,8\sigma_m \Delta_{ст.н}}$; v — скорость движения, км/ч; σ_m — среднее напряжение цикла, МПа; $\Delta_{ст.н}$ — статический прогиб нижней (буксовой) ступени рессорного подвешивания, мм.

Величину среднего напряжения цикла σ_m подсчитывают с учетом статических напряжений от вертикальных нагрузок, тяговых (или тормозных) усилий и при движении в кривой;

VI — нагрузки, возникающие при соударении локомотивов, аналогичны нагрузкам 5, рассмотренным в § 11.

Перечисленные нагрузки положены в основу при формировании расчетных режимов. Для расчетов статической прочности применяют следующие режимы нагружения:

трогание локомотива с места (нагрузки Ia, IIa);

движение по кривым в тяговом режиме (нагрузки Ia, IIб, III, V);

торможение в кривой (нагрузки Ia, III, IV, V);

ремонтно-аварийный (нагрузки Ib, Ib).

Для первых трех режимов принимают допускаемые напряжения, равные $0,55\sigma_T$, а для последнего — $0,9\sigma_T$.

Расчет усталостной прочности выполняют для режима, при котором учитывают действие нагрузок Ia, IIб (или IV) и III. Коэффициент запаса можно рассчитывать по формуле (2), но предпочтительнее пользоваться следующей:

$$n = \left[\frac{\sigma_{-1}}{K} + \sigma_m \left(1 - \frac{\Psi}{K} \right) \right] \frac{1}{\sigma_m + \sigma_v} \geq 2. \quad (12)$$

Для сварных рам следует принимать $n = 2 \div 2,5$.

В режиме соударения учитывают действие нагрузок Ia и VI. Тогда

$$n = \frac{\sigma_T}{\beta_k (\sigma_{ст} + \sigma_v)} \geq 1,2. \quad (13)$$

Рамы тележек являются ответственными узлами конструкции, работающими в условиях высокой динамической нагруженности. Для обеспечения надежной работы рамы в течение всего срока службы локомотива необходимо выполнять определенные требования при ее конструировании. Имеется целый ряд параметров, значения которых зависят от принятых проектировочных решений. Например, коэффициент концентрации напряжений в значительной мере обусловлен конструкцией детали или узла. Желательно, чтобы в узле не было соединений тонкостенных элементов с толстостенными. Наличие всевозможных «усилений» сечения часто приводит к появлению концентратора напряжений. От способа сварки элементов конструкции также зависит прочность конструкции. Эффективным средством снижения влияния концентрации напряжений и остаточных напряжений является наклеп сварных швов с помощью пневматических молотков или дробью.

Рассмотрим характерные сечения боковин рам тележек тепловозов ТЭП60 (см. рис. 40) и 2ТЭ10Л (см. рис. 39). В первом случае отсутствуют резкие изломы контура сечения, полученного сваркой штампованных профилей. К тому же способ сварки профилей позволяет внести минимум концентрации напряжений, так как шов можно обработать заподлицо с контуром сечения. Коэффициент K в этом случае равен 2. Для профиля рамы тепловоза 2ТЭ10Л $K = 4$. Это объясняется наличием выступающих кромок горизонтальных листов и сварных швов.

Усталостная прочность рамы существенно зависит от амплитуды цикла σ_v , которая непосредственно зависит от динамических качеств экипажной части локомотива. Правильно спроектированное рессорное подвешивание может обеспечить наименьший уровень динамических воздействий на раму со стороны пути и агрега-

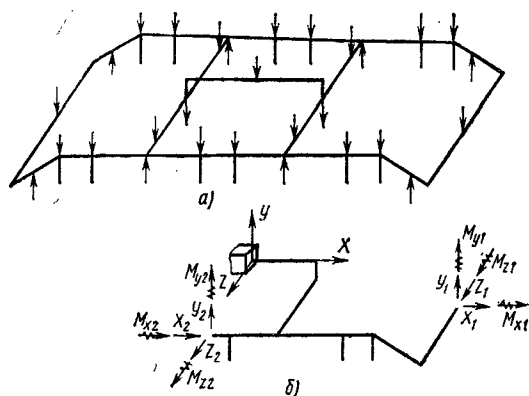


Рис. 42. Расчетная схема рамы тележки тепловоза ТЭ10Л и действующих вертикальных нагрузок:

а — исходная схема; б — основная схема при расчете методом сил

меняемой марки стали. Это обстоятельство должно особенно тщательно учитываться при проектировании рам новых конструкций с использованием новых материалов.

Расчет рамы тележки выполняют в несколько этапов. На первой стадии проектирования используют простейшие расчетные схемы для отдельных элементов рамы (боковины, поперечные и шкворневые балки). При этом предварительно выбирают размеры поперечного сечения, конструктивное оформление и рассчитывают места приложения сосредоточенных нагрузок (шкворневой узел, опоры, стойки для крепления буксовых поводков и др.). Одновременно проектируют узлы сочленения отдельных элементов рамы. Уточненный расчет рамы тележки выполняют на основе стержневой пространственной схемы. Симметрия рамы позволяет проводить расчеты на половине или на четверти исходной схемы. При этом упрощается подготовка исходных данных для ЭЦВМ. Исходная расчетная схема рамы тележки тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 42) имеет четыре замкнутых контура, следовательно, 24 раза статически неопределима. Расчет подобных рам выполняют, как правило, на основе метода сил. Его применение для плоских систем изложено в § 11. Если учесть симметрию рамы, то расчет можно выполнять на четверти рамы. Основная система (рис. 42, б) 12 раз статически неопределима. Действие отброшенной части рамы заменено заделкой шкворневой балки. При пользовании этой системой необходимо правильно учесть знаки эпюр от антисимметричных нагрузок, когда строят окончательные суммарные эпюры. Необходимо помнить, что антисимметричная нагрузка дает одинаковые по величине, но противоположные по знаку усилия в разных четвертях рамы.

тов локомотива. Это в свою очередь благоприятно скажется на долговечности рамы.

Значительное влияние на усталостную прочность оказывают качество обработки поверхности и состояние поверхностного слоя в зоне концентрации напряжений, абсолютные размеры поперечного сечения и такие эксплуатационные условия, как температура, коррозия и др. Влияние этих факторов на усталостную прочность различно и зависит от при-

После определения усилий в сечениях рамы рассчитывают нормальные и касательные напряжения, действующие в них, а затем переходят к эквивалентным по формуле $\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$. Напряжения вычисляют для каждого расчетного режима. Полученные напряжения сравнивают с допускаемыми, и если статическая прочность обеспечена, то находят коэффициенты запаса прочности по формулам (12) и (13) и делают предварительное заключение о работоспособности рамы. Окончательная проверка прочности рамы может быть выполнена лишь после серии экспериментальных исследований на стенде.

§ 15. КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

Колесная пара является одним из ответственных элементов экипажной части. В связи с этим изготовление и техническое содержание колесных пар регламентируют.

Колесная пара состоит из оси, двух колесных центров с бандажами (или цельнокатаных колес) и двух стопорных колец. Для связи с передачей локомотива (тяговым двигателем) она оборудуется одним или двумя зубчатыми колесами, полым валом, специальными пальцами и другими элементами тягового привода.

Классифицируют колесные пары по расположению буксовых шеек, конструкции колесных центров. Преимущественное распространение имеют колесные пары с внешними буксовыми шейками. Внутренние шейки букс имеются только на колесных парах локомотивов со спарниковым приводом. В зависимости от конструкции колесных центров различают спицевые, дисковые литые и колесные пары с цельнокатаными колесами. Применение цельнокатаных колес обеспечивает снижение массы колесной пары на 400—500 кг, упрощает технологический процесс изготовления и снижает ее себестоимость.

Унифицированная колесная пара тепловозов (ТЭ3, 2ТЭ10Л, 2ТЭ116 и М62) с электропередачей и индивидуальным тяговым приводом (рис. 43) имеет ось 1, которая изготовлена из осевой стали. Механические свойства ее после термообработки должны соответствовать ГОСТ 3281—81. На поверхности оси различают: две буксовые шейки а для установки колец подшипников букс; предподступичные части б; подступичные части в, на которые напрессовывают колесные центры 5 и зубчатое колесо 4; шейки д моторно-осевых подшипников и среднюю часть г. При переходе от одного сечения оси к другому выполняют галтели радиусом 20—60 мм. В результате плавности перехода и улучшения качества поверхности достигают снижения концентрации напряжений в переходных сечениях оси. Подступичные части и шейки оси упрочняют накаткой стальными роликами при усилии на ролик 30—40 кН. Накатка роликом создает в поверхностном слое высокие остаточные напряжения сжатия, повышающие в 2 раза предел выносливости оси в зонах неподвижных посадок. На концах оси

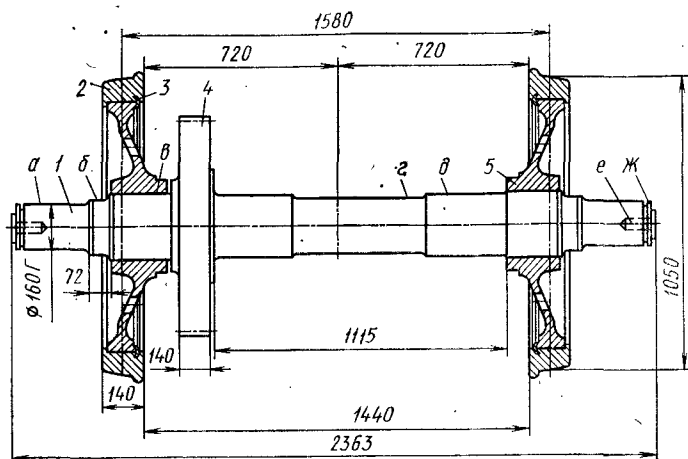


Рис. 43. Унифицированная колесная пара тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10Л, 2ТЭ116 и М62:

1 — ось; 2 — бандаж; 3 — бандажное кольцо; 4 — зубчатое колесо привода; 5 — колесный центр; а — буксовая шейка; б — предподступичная часть; в — подступичная часть; г — средняя часть оси; д — шейка под моторный подшипник; е — выточка торцовая; ж — кольцевая проточка

выполнена кольцевая канавка *ж* для установки стопорного кольца, предохраняющего подшипник от сползания с шейки. Поясок между кольцевой проточкой и торцом оси служит для насечки знаков: даты изготовления, номера плавки, порядкового номера оси, клейм ОТК и приемщика МПС. В торцах оси, выполняющих роль осевых упоров, имеются отверстия диаметром 80 мм под вкладыш шлицевой втулки привода скоростемера.

Колесные центры унифицированной колесной пары изготовлены из отливки 25Л-III (ГОСТ 977—75) и состоят из ступицы, обода и диска. Колесные центры на ось напрессовывают (ось запрессовывают в колесный центр) с усилием 1100—1500 кН при насаженных и 950—1400 кН при ненасаженных бандажах. Натяг между посадочными поверхностями составляет 0,18—0,30 мм. Качество прессового соединения определяют по диаграмме, снимаемой при запрессовке.

Бандажи унифицированной колесной пары толщиной 75 мм изготовлены из раскисленной мартеновской стали 60-III. Материал и технические данные бандажей отвечают ГОСТ 398—71. Бандажи на обод колесных центров насаживают с натягом 1,1—1,45 мм тепловым способом (температура нагрева бандажа 250—320 °С). Бандажное кольцо профля 7-1 (ГОСТ 5267.10—78) предотвращает сползание бандажа с колесного центра. Его вставляют в выточку, когда температура бандажа не ниже 200 °С, и закатывают роликом на специальном станке.

Зубчатое колесо тягового привода, изготовленное из стали 45ХН (ГОСТ 4543—71), насаживают на ось при температуре 200 °С.

Для предупреждения коррозии посадочных поверхностей их покрывают лаком марки ВД 4-3 или ГЭН-150.

Колесная пара тепловоза ТЭП60 (рис. 44) несколько отличается от унифицированной колесной пары, так как на ней установлены элементы опорно-рамной подвески тягового привода: полого вала 5 с зубчатым колесом 4 и ведущих пальцев 1. Ось 6 диаметром в средней части 210 мм имеет сквозное продольное отверстие диаметром 70 мм. Шейка 6_{перед} подступичной части удлинена до 160 мм для размещения в ее зоне шарнирно-поводковой муфты тягового привода. Особенностью конструкции колесного центра является наличие двух приливов с отверстиями диаметром 70 мм под запрессовку ведущих пальцев и двух окон 3 диаметром 200 мм для прохода через них цапф с пальцами 2 привода 3 полого вала. Приводы с цапфами литые из стали 25Л-III насажены в горячем состоянии на полый вал, который изготовлен из бесшовной трубы 325×25 мм. Дополнительно приводы на полом валу фиксируют четырьмя штифтами 7 и электровварными заклепками. Зубчатое колесо, выполненное в виде венца, надето тепловым способом на кольцевой выступ привода и закреплено на нем болтами М20, запрессованными в монтажные отверстия. Посадочные шейки оси покрывают лаком в несколько слоев. Прочность посадки после остывания колесной пары проверяют на гидравлическом прессе трехкратным распрессовочным усилием 1450 ± 5 кН.

Унифицированная колесная пара электровозов ВЛ60, ВЛ80 и ВЛ10 (рис. 45). Особенности конструкции унифицированной колесной пары электровозов связаны с наличием двусторонней зубчатой передачи тягового привода и повышенной нагрузкой на рельс. Диаметр буксовых шеек оси 2 увеличен до 180 мм. На концах оси имеется резьба для упорных гаек, удерживающих кольцо подшипников от сползания, и пазы под стопорные пластины. Колесные центры 4 коробчатые литые с удлиненной ступи-

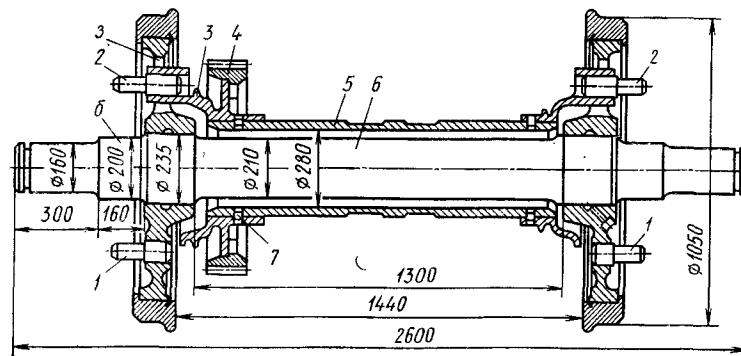


Рис. 44. Колесная пара тепловоза ТЭП60:

1 — ведущий палец; 2 — палец привода полого вала; 3 — привод полого вала;
4 — зубчатое колесо (венце); 5 — полый вал; 6 — ось; 7 — штифт

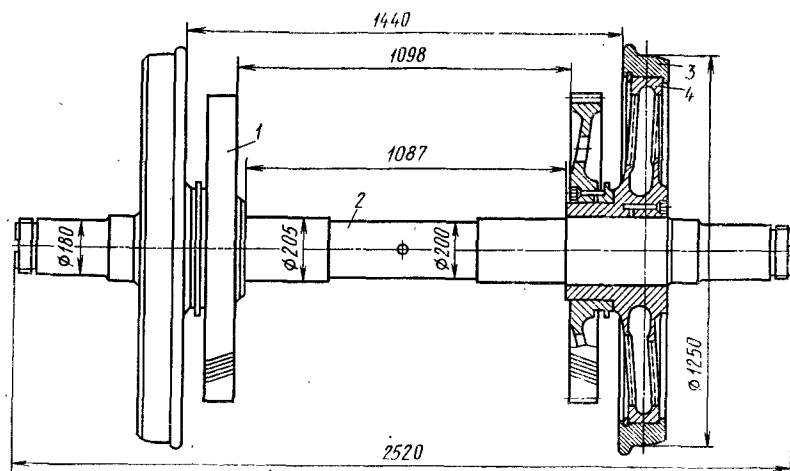


Рис. 45. Унифицированная колесная пара:
1 — зубчатое колесо; 2 — ось; 3 — бандаж; 4 — литой колесный центр

цей, предназначенной для посадки зубчатого колеса 1, которое изготовлено из стали 55 (ГОСТ 1050—74), раскисленной феррованадием. Для унифицированной колесной пары применяют также цельнокатаное колесо с удлиненной ступицей. Оно отличается от колеса с литым центром формой диска, размерами ступицы и обода.

Расчет оси колесной пары на прочность. Ось подвержена воздействию статических и динамических сил, величина и характер действия которых зависят от конструкции и параметров экипажной части, типа тягового привода и условий движения по рельсовому пути. На рис. 46 приведена схема нагрузок для оси с односторонней зубчатой передачей при опорно-осевом подвешивании тягового двигателя. Для этой схемы принято: N_H и N_B — вертикальные нагрузки на буксовые шейки оси со стороны наружного и внутреннего рельсов; $N_{шв}$ — усилие от крутящего момента, передаваемого ведущей шестерней; $N_{1в}$ и $N_{2г}$ — вертикальные реакции на шейках моторных подшипников от силы $N_{шв}$; N_d — нагрузка на шейку от веса тягового двигателя; N_c — усилие на шейке моторного подшипника от реактивного момента статора двигателя; N_i — сила инерции на шейке от веса двигателя; R_H и R_B — вертикальные реакции наружного и внутреннего рельсов; F_H и F_B — горизонтальные реакции от буксовых направляющих со стороны наружного и внутреннего колес; $F_{к0}$ — сила тяги на обод колеса; $N_{шг}$ — горизонтальная составляющая усилия в зубчатом зацеплении при передаче крутящего момента; $N_{1г}$ и $N_{2г}$ — горизонтальные реакции на шейках от силы $N_{шг}$; Y_p — рамное усилие, передаваемое буксой на торец оси; Y_6 — боковое давление на обод внеш-

него колеса; H_B — поперечная составляющая силы трения на внутреннем рельсе.

На рис. 46 также указаны следующие расчетные сечения, в которых возможно возникновение максимальных напряжений: I—I — по буксовой шейке в плоскости, проходящей через торец внутреннего кольца подшипника; II—II — в зоне переходной галтели к предподступичной части; III—III — в зоне перехода к подступичной части; IV—IV — в плоскости реакции R_H ; V—V — в плоскости между колесным центром и зубчатым колесом; VI—VI — в плоскости действия силы $N_{шв}$; VII—VII — по галтели перехода к шейке подшипника; VIII—VIII — по центру шейки моторного подшипника; IX—IX — в зоне перехода к средней части оси (в сечениях I, II, III, V, VII и IX имеется концентрация напряжений).

Нагрузка на внешнюю буксовую шейку

$$N_H = N_{ст} + N_a + N_s + N_w,$$

где $N_{ст}$ — статическая нагрузка от веса обрессоренной части; N_a — динамическая нагрузка, возникающая при колебаниях надрессорного строения локомотива; N_s — нагрузка, возникающая при крене кузова в кривой; N_w — нагрузка от действия ветра на боковую поверхность экипажной части.

Для внутренней шейки оси нагрузка $N_B = N_H - 2(N_s + N_w)$. Усилия $N_{1в}$ и $N_{2в}$, передаваемые на шейки моторных подшипников, подсчитывают из условия равновесия системы сил

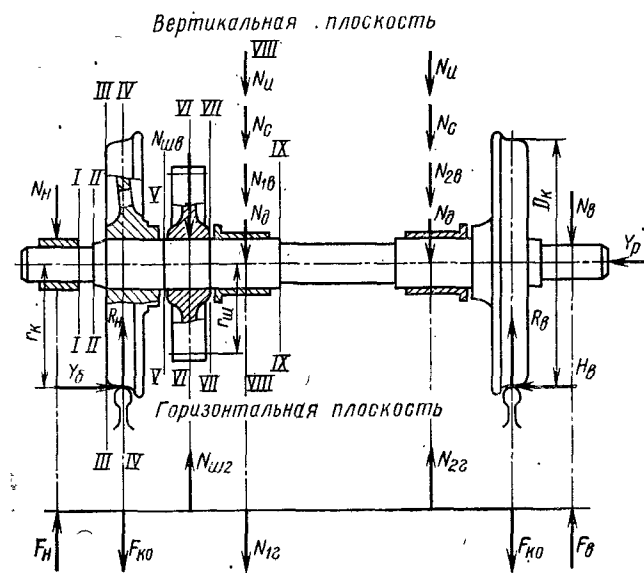


Рис. 46. Схема сил и расчетных сечений для оси с односторонней зубчатой передачей

($N_{шв}$, $N_{1в}$ и $N_{2в}$) при заданных геометрических размерах трех точек опор тягового двигателя. Нагрузку N_d определяют, предполагая, что на шейки оси передается половина веса тягового двигателя. Для подсчета силы инерции N_n используют опытные значения ускорений на двигателе, достигающие 5—7g, где g — ускорение свободного падения. Допустимое значение отжатия рельса служит основанием для определения бокового давления Y_6 и рамной силы Y_p .

Поверочный расчет оси на статическую прочность выполняют при условии движения локомотива в кривой небольшого радиуса с максимальной силой тяги на режиме полного использования мощности силовой установки. После определения величины и направления сил, нагружающих ось, вычисляют реакции R_n и R_v рельсов от вертикальных и поперечных горизонтальных усилий, а затем подсчитывают изгибающие моменты от всех сил и строят их эпюры с учетом изменения направления сил $N_{шв}$ и N_n . Напряжения в шейках оси от изгиба находят по максимальному результирующему моменту и сравнивают их с пределом текучести σ_t для осевой стали, который равен 294—314 МПа. Если оценка сил в расчете была недостаточно точна, то коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям $n_\sigma = 2,7$. Касательные напряжения в оси возникают от крутящего момента, величина которого обусловлена касательной силой тяги:

$$M_{кп} = F_{к0} D_k = N_{шв} r_{ш},$$

где D_k — диаметр колеса, м; $r_{ш}$ — радиус ведомого зубчатого колеса, м.

Расчетные касательные напряжения сравнивают с пределом текучести по касательным напряжениям τ_t . Для оси $\tau_t = 216$ МПа.

Усталостную прочность оси оценивают при расчетном режиме, соответствующем движению локомотива со среднетехнической скоростью. Для грузовых локомотивов эта скорость может быть принята равной 60—70 км/ч, для пассажирских 80—100 км/ч. Расчетную схему оси в этом случае упрощают и определение напряжений в опасных сечениях ведут только по изгибающим моментам от сил, действующих в вертикальной плоскости. При этом следует проверить напряженное состояние оси по I, II, IV, V, VI и VII сечениям. Расчетные напряжения сравнивают с пределом выносливости σ_{-1} при изгибе для знакопеременного цикла.

Значения σ_{-1} и коэффициентов концентрации напряжений выбирают по результатам испытаний натурных локомотивных и вагонных осей. Можно принять предел усталости осевой стали по трещинообразованию в зоне подступичной части равным 59 МПа, по излому в зоне посадок роликовых подшипников 69—83,5 МПа и для средней части оси 127 МПа. Коэффициент запаса прочности n_σ должен быть не меньше 1,3—1,5 и 1,5—1,8, если расчетная схема приближенная и не проверена экспериментом.

Во ВНИТИ разработана типовая методика расчета диаметров оси колесной пары тягового подвижного состава с тяговыми приводами различных типов и неодинаковыми размерами по кругам катания колес. В методике принят расчетный режим, отвечающий условию движения локомотива с конструкционной скоростью в кривых участках пути, как режим, наиболее напряженный для оси. В результате эксплуатации установлено, что в оси наиболее опасной зоной является подступичная часть, которая подвержена воздействию наибольшего изгибающего момента при наличии концентрации напряжений в краевых зонах у торцов ступицы колеса и поверхностной коррозии трения.

Диаметр, мм, подступичной части оси

$$d \geq 10 \sqrt[3]{\frac{32 M n_\sigma}{\pi \sigma_{-1}}} + \theta,$$

где M — расчетный момент, действующий в сечении оси, совпадающей с плоскостью круга катания, Н·м; n_σ — коэффициент запаса прочности, равный 1,2—1,3; σ_{-1} — предел выносливости оси в зоне напрессовки при знакопеременном изгибе, равный 140 МПа для осевой стали; θ — припуск на обработку при ремонте, равный 0,05d, мм.

Для перспективных локомотивов с опорно-осевой подвеской тягового двигателя диаметр подступичной части

$$d \geq 0,071 \sqrt[3]{2 P D_k}, \quad (14)$$

где $2P$ — максимальная нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; D_k — диаметр колеса, мм.

Подсчитанные по формуле (14) диаметры подступичной части оси при заданных значениях $2P$, D_k и n_σ приведены в табл. 5.

§ 16. БУКСОВЫЕ УЗЛЫ

Буксовые узлы предназначены для передачи нагрузок от главной рамы локомотива или рамы тележки на шейки осей колесных пар, а также сил тяги и торможения, направляющих усилий от шейки осей колесных пар на раму. Кроме того, буксовые узлы

Таблица 5

Значения диаметров подступичной части оси, мм

| 2 P | При D _к | |
|---------|--------------------|------|
| | 1050 | 1250 |
| 275/260 | 224 | 236 |
| 260/246 | 220 | 232 |
| 246/232 | 216 | 228 |
| 232/220 | 212 | 224 |
| 220/208 | 208 | 220 |
| 208/197 | 204 | 216 |
| 197/186 | 200 | 212 |
| 186/177 | 197 | 208 |

Примечание. В числителе дана нагрузка при $n_\sigma = 1,18$, в знаменателе — при $n_\sigma = 1,25$.

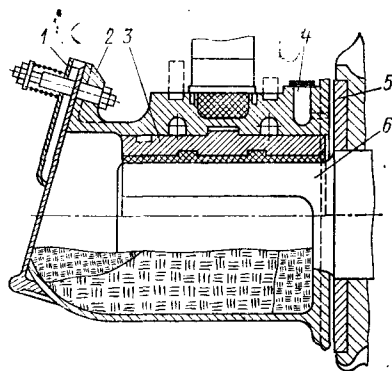


Рис. 47. Букса с подшипником скольжения:

1 — крышка; 2 — корпус; 3 — подшипник; 4 — резервуар для смазки буксовых направляющих; 5 — антифрикционный диск; 6 — шейка оси

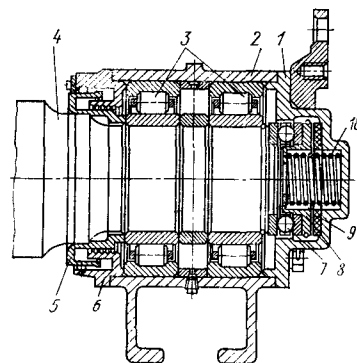


Рис. 48. Букса с подшипником качения тепловоза 2ТЭ116:

1 — крышка; 2 — корпус; 3 — подшипник; 4 — шейка оси; 5 — кольцо лабиринтное; 6 — крышка задняя; 7 — упорный шарикоподшипник; 8 — упор; 9 — амортизатор; 10 — пружина

ограничивают продольные и поперечные перемещения колесной пары относительно рамы.

Вертикальные статические нагрузки на буксовые узлы достигают 100—120 кН, а при колебаниях во время движения локомотива они возрастают в 1,3—1,5 раза (у экипажных частей с короткой базой в 1,7 раза). Увеличивают напряженное состояние элементов буксового узла продольные тяговые и тормозные усилия, достигающие 20—30 кН, а также удары колес на стыках, вызывающие ускорение букс (7—12) g при частоте вибраций до 80 Гц. На подшипники, воспринимающие осевую нагрузку, действуют к тому же пульсирующие силы (рамные усилия) до 80—100 кН при частоте осевого нагружения 1,5—2,0 Гц.

Совокупность этих сил вызывает деформации элементов буксового узла, частота вращения подшипников которого достигает у скоростных локомотивов 10—13 c^{-1} .

Условия работы буксовых узлов привели к тому, что были созданы разнообразные их конструкции, различающиеся по способу передачи тяговых и тормозных усилий, передачи вертикальной нагрузки, восприятия осевых нагрузок, а также по типу подшипников и другим характеристикам.

В буксах применяют два типа подшипников скольжения (рис. 47) и качения (рис. 48).

Подшипники скольжения использовали на отечественных электровозах выпуска до пятидесятих годов, а также на первых отечественных серийных тепловозах ТЭ1 и ТЭ2. Для изготовления этих подшипников требуется большое количество цветного металла. При эксплуатации необходимо повседневно наблюдать за ними и тщательно обслуживать. Кроме того, они существенно

повышают сопротивление движению локомотива. Поэтому все локомотивы, выпускаемые в настоящее время, оборудованы буксами с подшипниками качения.

По способу передачи силы тяги различаются буксовые узлы челюстные (рис. 49, а), поводковые (рис. 49, в) и с цилиндрическими направляющими (рис. 49, б).

На локомотивах ранних выпусков широко распространены челюстные буксовые узлы. Эти узлы имеют наиболее простую конструкцию и наименьшую стоимость. Однако им свойственны определенные недостатки. Вследствие износа направляющих возрастают продольные и поперечные перемещения колесных пар, обуславливающие увеличение влияния колесных пар в рельсовой колее, приводящее к повышению динамических нагрузок, действующих на локомотив в горизонтальной плоскости, и износа бандажей. Сила трения между направляющими буксы и рамы

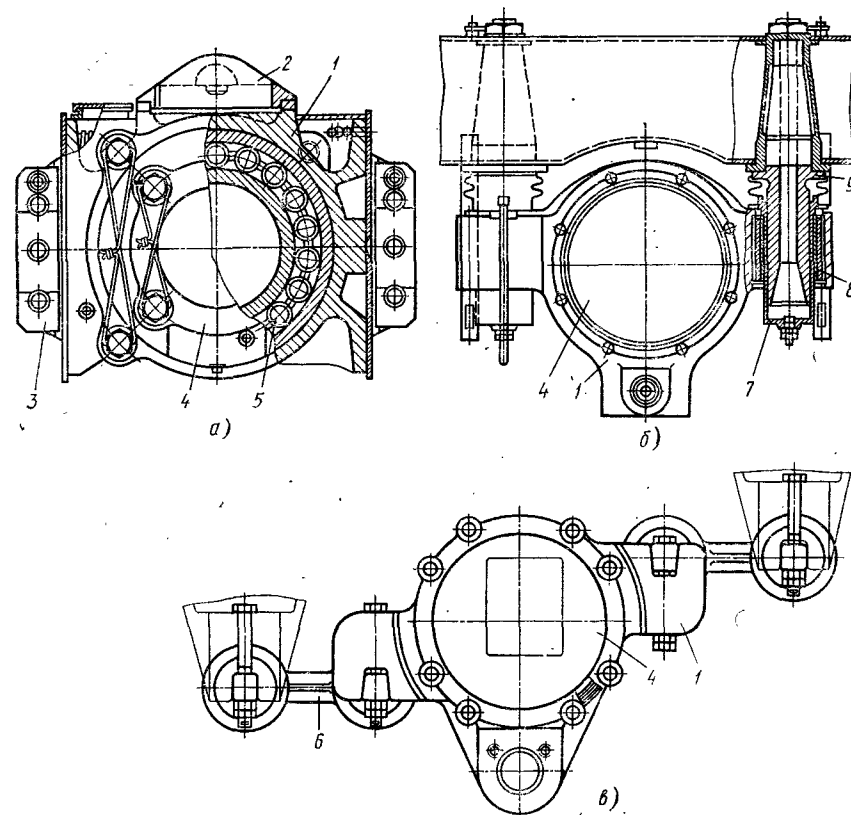


Рис. 49. Устройство для передачи силы тяги буксовым узлом:

а — челюстное (тепловоза 2ТЭ10В); б — с цилиндрическими направляющими (электровоза ЧС2); в — поводковое (электровоза ВЛ80); 1 — корпус буксы; 2 — арка; 3 — накатники; 4 — крышка; 5 — подшипник; 6 — поводок; 7 — стакан; 8 — резиновый амортизатор; 9 — цилиндрическая направляющая

мешает ее свободному вертикальному перемещению вместе с колесной парой в раме, что особенно сильно проявляется у электровозов. Продольные, а при отсутствии упругого осевого упора и поперечные удары передаются жестко на раму тележки. Буксовые и рамные наливники, работающие в условиях полусухого трения, сильно изнашиваются.

Поводковые буксовые узлы (рис. 49, в) лишены многих недостатков, свойственных челюстным. К их достоинствам относятся: отсутствие сил трения при вертикальных перемещениях, смягчение продольных и поперечных ударов, сравнительно небольшой объем механической обработки при изготовлении.

Буксовые узлы с поводковыми направляющими выполняют двух типов: одноповодковые (для локомотивов ЧМЭ2, ЧМЭ3) и двухповодковые (для локомотивов ТЭП60, ТЭП70, 2ТЭ116, ВЛ60, ВЛ80). Двухповодковые буксовые узлы делают рессорное подвешивание более жестким. Одноповодковые буксовые узлы не имеют этого недостатка, однако они не обеспечивают достаточную жесткость колесной пары в поперечном направлении.

Буксовые узлы с цилиндрическими направляющими (рис. 49, б) лишены недостатков, свойственных поводковым узлам. Они не придают рессорному подвешиванию большей жесткости, обеспечивают необходимую жесткость при перемещении колесной пары в поперечном направлении. Существенными недостатками буксовых узлов с цилиндрическими направляющими являются их высокая стоимость и сложность в изготовлении.

Вертикальная нагрузка на корпус букс может передаваться сверху, через сухарь (в тепловозах ТЭ3, ТЭМ2, ТГМ3). При этом загружается только потолок корпуса буксы. Буксовый узел находится в состоянии неустойчивого равновесия, и при наличии челюстей это приводит к более интенсивным износам буксовых пазов (наличников) и челюстей. Для снижения сил прижатия углов корпуса буксы к челюстям и уменьшения износа трущихся элементов приходится выполнять буксовые пазы большей высоты.

Существенным недостатком буксовых узлов тепловозов ТЭ3, ТЭМ2, ТГМ3 является также краевое нагружение подшипников. Этого недостатка лишены буксовые узлы тепловозов ТЭ10, 2ТЭ10В, ТЭП10Л, нагрузка на подшипники которых передается через арку (рис. 49, а). Арка позволяет уменьшить максимальное давление на ролики, устранить краевое нагружение и, как следствие, повысить срок службы подшипников с $4 \cdot 10^6$ до 10^7 км. Другая конструктивная мера, обеспечивающая более равномерное нагружение подшипников буксового узла, — жесткое соединение кронштейнов с корпусом буксы (в тепловозах ТЭ109, 2ТЭ116), при котором нагрузка передается на кронштейны. При передаче вертикальных нагрузок через проушину, расположенную внизу корпуса (рис. 49, б, в), как это выполнено в локомотивах ВЛ60, ВЛ80, ТЭП60, ТЭП70, ЧС2, ЧС4, ТУ7, также повышается долговечность буксового узла.

В корпусе буксы тяжелых тепловозов (США)* с нагрузкой на ось до 290 кН устанавливают резиновую прокладку. Такая передача нагрузки также способствует снижению краевого нагружения роликов и выравниванию нагрузки по окружности подшипника между роликами.

Осевые силы в буксовых узлах могут передаваться через жесткий и упругий осевые упоры. Для обеспечения возможности вращения оси применяют упорные подшипники скольжения и качения, а чтобы улучшить горизонтальную динамику локомотивов, в буксовых узлах крайних осей устанавливают упругие элементы. Упругими элементами в упругих осевых упорах локомотивов являются пружины и резиновые амортизаторы.

Осевые силы воспринимаются основными буксовыми подшипниками — коническими и сферическими (локомотивы ТГМ1, ТГМ23, ВЛ8, ВЛ22, ВЛ23) — или дополнительными упорными шарикоподшипниками (тепловоз ТЭП60). Для восприятия осевых сил используют также комбинированные способы. Например, через упорный шарикоподшипник и подпружиненный подшипник скольжения, как в тепловозах ТЭ109, 2ТЭ116 (см. рис. 48).

Основным элементом осевого упора буксового узла крайних осей тепловоза 2ТЭ116 является упорный шарикоподшипник 7 № 8320, который через упор 8 пружиной 10 с усилием около 2 кН прижимается к торцу оси колесной пары. Для смягчения ударов при набегании гребня колеса на рельс в выточку крышки вмонтирован амортизатор 9, представляющий собой две металлические пластины толщиной 2 мм с привулканизированным между ними резиновым элементом.

Роликоподшипники буксы выбирают следующим образом. Рассчитывают на долговечность, исходя из срока службы подшипника до появления усталостного износа (выкрашивания). Коэффициент работоспособности подшипника может быть определен по эмпирической зависимости

$$C = 0,1Q (60fh)^{0,3},$$

где Q — приведенная радиальная нагрузка на подшипник, Н; f — частота вращения подшипника, c^{-1} ; h — срок службы подшипника (расчетная долговечность), ч.

Следовательно, логарифм продолжительности работы подшипника

$$\lg h = \frac{10}{3} (\lg C - \lg Q) - \lg f - \lg 35,9.$$

Приведенная радиальная нагрузка, Н, на подшипник

$$Q = (Q_0 + mY_p) k_\sigma k_\kappa k_\tau,$$

где Q_0 — действительная радиальная нагрузка на подшипник, определяемая в зависимости от числа подшипников на шейке по вертикальной нагрузке и силе тяги одного колеса, Н; Y_p — дей-

ствительная осевая нагрузка, H , учитываемая тогда, когда подшипник предназначен для передачи осевых нагрузок; m — коэффициент приведения, учитывающий неодинаковое влияние радиальных и осевых сил на долговечность подшипника (для сферических подшипников $m = 3$, для конических $m = 1,3$, для цилиндрических подшипников, смонтированных в буксе с осевым упором, $m = 0$); k_s — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы подшипника (для букс подвижного состава $k_s = 2,5 \div 3$); k_k — коэффициент, учитывающий некоторое ухудшение условий работы подшипника при вращении наружного кольца (у букс подвижного состава вращается внутреннее кольцо роликподшипника и $k_k = 1$); k_t — коэффициент, оценивающий температурный режим работы подшипника (для букс подвижного состава $k_t = 1$).

Нагрузку Y_p для прямого участка пути можно принять равной $0,4P$, а для кривых участков $0,6P$, где P — статическая нагрузка одного колеса на рельс. Протяженность кривых участков пути составляет около 25% протяженности сети железных дорог.

По статистическим данным, грузовые локомотивы около 50% времени используют силу тяги, близкую к расчетной на подъеме. За этот период времени результирующая вертикальная нагрузка на шейку

$$Q_{01} = \sqrt{Q_c^2 + F_{кю}^2}$$

где Q_c — статическая нагрузка на шейку; $F_{кю}$ — сила тяги, отнесенная к колесу.

Для остального периода времени (следование локомотива с повышенной скоростью) влиянием силы тяги можно пренебречь и считать расчетную нагрузку $Q_{02} = Q_c$. Нагрузка $Q_0 = 0,5 (Q_{01} + Q_{02})$.

Частоту вращения f_1 подшипника при нагрузке Q_{01} определяют по расчетной скорости локомотива, а f_2 при нагрузке Q_{02} — по средней скорости локомотива (расчетной и конструктивной). Расчетная частота вращения подшипника $f = 0,5 (f_1 + f_2)$. Расчетная осевая нагрузка

$$Y_p = 0,75 \cdot 0,4P + 0,25 \cdot 0,6P = 0,45P.$$

Для локомотивов долговечность подшипника принимают равной 20 000—30 000 ч. Коэффициент работоспособности

$$C = jz_p^{0,7} d_p l_p,$$

где j — коэффициент динамической стойкости, зависящий от типа материала и точности изготовления подшипников (для подшипников подвижного состава при $l_p/d_p \approx 1,25 \div 2$ $j = 70 \div 80$); i — число рядов роликов; z_p — число роликов в ряду; d_p — диаметр ролика, мм; l_p — рабочая длина ролика (для цилиндрических роликов $l_p \approx 0,9l$, где l — полная длина ролика, мм).

Колесные пары локомотивов связаны с рамой тележки и кузовом через систему упругих элементов, балансиров и элементов, поглощающих энергию колебаний, называемую *рессорным подвешиванием*.

Обрессоренной частью называют ту часть конструкции локомотива (обрессоренное строение), которая отделена от колесных пар рессорным подвешиванием, а *необрессоренной частью* — колесные пары, буксы, частично рессорное подвешивание и другие элементы, не отделенные от рельсов упругими элементами. Когда колесная пара проходит неровность пути (стыки, крестовины, пучины и т. д.), возникают динамические нагрузки, в том числе ударные. При этом необрессоренные части испытывают большие ускорения, нередко достигающие 25g. Появлению динамических нагрузок способствуют также дефекты колесной пары — местные пороки поверхности катания, эксцентричная посадка колеса на ось, неуравновешенность колесной пары и др.

Рессорное подвешивание предназначено для уменьшения динамического воздействия колес на рельсы при движении по неровностям пути, динамических и ударных усилий, передаваемых от рельсов элементам тележки и кузова. Именно рессорное подвешивание, уменьшая ускорения обрессоренного строения и вертикальные нагрузки на него и путь, обеспечивает необходимую плавность хода локомотиву. С другой стороны, рессорное подвешивание облегчает задачу правильного распределения нагрузки от веса локомотива между колесными парами и обеспечивает частичную передачу горизонтальных направляющих сил со стороны колес на раму тележки и кузов. Группа упругих элементов, объединенных между собой балансирами, составляет *точку подвешивания*.

Классификация систем рессорного подвешивания. Рессорное подвешивание локомотивов в целом и его узлы можно классифицировать по следующим признакам:

по числу ступеней подвешивания (одно- и двухступенчатое подвешивание); кроме того, в пределах одной ступени рессорное подвешивание может быть одинарным и двойным;

по числу точек подвешивания экипажной части или тележки (индивидуальное, трехточечное или четырехточечное подвешивание);

по материалу упругих элементов (сталь, резина);

по функциям, выполняемым элементами подвешивания (упругие элементы — спиральные, тарельчатые пружины, торсионы; упругодемпфирующие элементы — листовые рессоры, пневмобаллоны, резинометаллические элементы; элементы, поглощающие энергию колебаний, — фрикционные и гидравлические гасители колебаний; элементы, распределяющие усилия в системе, — балансиры, подвески, валики и т. п.).

Для того чтобы повысить плавность хода локомотивов, необходимо уменьшить общую жесткость подвешивания. Зачастую обеспечить уменьшение общей жесткости путем снижения жесткости одного или группы упругих элементов не удается по условиям прочности или конструктивным соображениям. В этом случае обрессоренное строение разделяют по вертикали на несколько ступеней и соединяют одну с другой рессорным подвешиванием. Верхняя (центральная) ступень подвешивания распределяет вес кузова по тележкам локомотива. Нижняя (надбуксовая) ступень подвешивания — вес локомотива от рам тележек на колесные пары.

Двухступенчатое подвешивание в общем случае имеет большую массу и конструктивно сложнее, чем одноступенчатое. Однако преимущества двухступенчатого подвешивания позволяют использовать его на локомотивах, особенно скоростных. К ним относят: удобное размещение рессор и пружин при незначительной общей жесткости подвешивания; более простую конструкцию механизма горизонтальных перемещений кузова относительно тележек; меньшее воздействие на кузов высокочастотных вибраций, возникающих при ударах колес во время их прохода по стыкам; меньшие взаимные перемещения элементов опорно-рамного привода; меньшее воздействие на путь при торможении локомотива, когда буксовая ступень подвешивания заблокирована механической частью тормозной системы. Двухступенчатое подвешивание широко применяют на отечественных локомотивах (ТЭП60, ТЭП70, ТЭМ7, ДР1) новейшей конструкции.

Если в пределах одной ступени упругие элементы подвешивания — обычно пружины и листовые рессоры — соединяют последовательно, то такое подвешивание называют *двойным*. В противном случае ступень имеет *одинарное* подвешивание.

При индивидуальном (независимом) подвешивании упругие элементы отдельных осей не соединены (см. рис. 38). Поэтому каждая ось (колесо) перемещается самостоятельно. Конструкция такого подвешивания наиболее проста, суммарная масса его элементов примерно в 3 раза меньше сбалансированного. Однако при индивидуальной системе подвешивания необходима большая точность изготовления и монтажа. Значения жесткости и высоты в свободном состоянии упругих элементов подвешивания не должны значительно отличаться от заданных техническими условиями, иначе возникает неравенство статических нагрузок, передаваемых колесами на рельсы. Уменьшение статической нагрузки на колесную пару приводит к повышенной вероятности буксования ее в режимах движения с силами тяги, близких к предельным по условиям сцепления колес с рельсами при применении индивидуального привода колесных пар. При движении локомотива разгрузка одних движущих осей и перегрузка других зависят от силы тяги. Это обстоятельство приводит также к уменьшению коэффициента использования сцепного веса локомотива с индивидуальным приводом колесных пар. Достоинством индивидуального

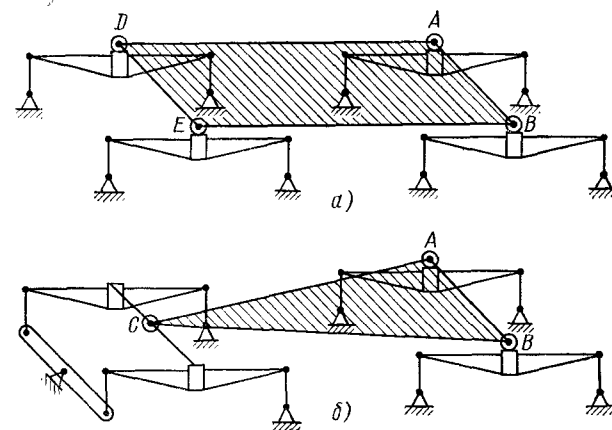


Рис. 50. Схемы сбалансированного рессорного подвешивания:
а — четырехточечное; б — трехточечное

рессорного подвешивания по сравнению со сбалансированным является существенно меньшее число элементов и соединений, подверженных износу, смазка которых в эксплуатации необходима.

При одноступенчатом индивидуальном подвешивании число точек подвешивания зависит от числа колес локомотива. Это обуславливает высокую степень статической неопределенности в распределении нагрузок на колеса. В эксплуатации или при движении изменение первоначальной высоты упругого элемента приводит к пропорциональному изменению нагрузки на этот элемент.

Для обеспечения равномерного перераспределения нагрузок по осям и колесам локомотивов в статике и при движении широко применяют объединение упругих элементов в группы (точки подвешивания) путем соединения их между собой балансирами. Использование балансиров позволяет уменьшить степень статической неопределенности в распределении нагрузок на колеса. Это объясняется тем, что, несмотря на наличие нескольких упругих элементов, обрессоренное строение опирается на одну точку. В рессорном подвешивании применяют как продольные балансиры, связывающие упругие элементы колес, расположенных в продольной плоскости, так и поперечные балансиры, связывающие упругие элементы одной колесной пары. В первом случае образуется четырехточечное подвешивание (рис. 50, а), во втором — трехточечное (рис. 50, б).

Недостатком четырехточечного подвешивания является то, что при неправильной затяжке или установке любого упругого элемента возникает нарушение распределения веса обрессоренных частей между колесами. Поэтому локомотивы с таким подвешива-

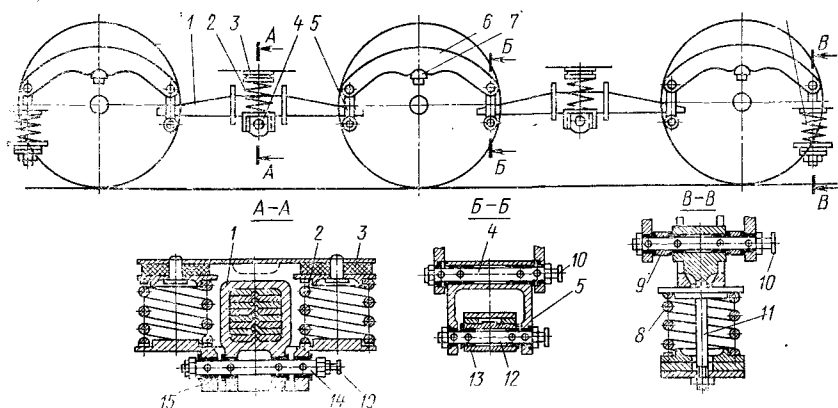


Рис. 51. Рессорное подвешивание тепловозов ТЭЗ и 2ТЭ10Л:

1 — листовая рессора; 2, 8 — спиральная пружина; 3 — резиновый амортизатор; 4, 9, 12, 14 — валики; 5 — П-образная подвеска; 6 — балансиры; 7 — опора балансира; 10 — клапан для смазки; 11 — подвеска пружины; 13 — втулка; 15 — подвеска

нием необходимо выполнять строго симметричными относительно продольной вертикальной плоскости и в эксплуатации периодически проверять на весах и восстанавливать исходные нагрузки на колеса.

Трехточечное подвешивание не реагирует на неправильный подбор или потерю части несущей способности любого упругого элемента. Однако такое подвешивание обладает меньшей угловой жесткостью относительно продольной оси локомотива, что приводит в ряде случаев к повышенной боковой качке в эксплуатации.

На отечественных тепловозах ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭМ1, ТЭМ2 и др. наиболее распространено одноступенчатое сбалансированное (четырёхточечное) рессорное подвешивание из листовых рессор и спиральных пружин (рис. 51). Нагрузка на буксы передается через балансиры 6. Спиральные пружины 2, расположенные по обе стороны листовой рессоры 1, передают нагрузку от рамы тележки на хомут рессоры через подвеску 15 и валик 4. Концы листовой рессоры соединены с концами балансиров также при помощи подвесок 5 и валиков 12 и 14. Нагрузка на пружины передается через круглые резинометаллические прокладки. Стальные валики и втулки подвергнуты предварительной закалке и смазаны консистентной смазкой, запрессовываемой через клапаны на торцах валиков.

Достоинства сбалансированного рессорного подвешивания проявляются и при движении по неровностям пути. При наезде на неровности пути одним из колес нагрузка перераспределяется между остальными, связанными балансирами. Однако при скоростях движения свыше 60 км/ч вследствие большой инерционности балансиров и рессор резко уменьшается эффект перераспределения нагрузок, а нагрузка от колесной пары на путь может даже возрастать. Кроме того, шарнирные соединения в эксплуатации подвержены сильному износу,

причиной которого являются значительные давления между валиками и втулками, особенно возрастающие вследствие перекосов подвесок при поперечных перемещениях (наличие зазоров между наличниками букс и рам тележек) букс относительно рамы тележки. В связи с этим шарнирная система, соединяющая упругие элементы одной стороны тележки, недостаточно чувствительна из-за значительного трения в шарнирах. Эти факторы существенно уменьшают теоретические преимущества сбалансированной системы рессорного подвешивания в отношении выравнивания нагрузок на колеса.

Реализовать гашение колебаний обрессоренного строения конструктивно значительно проще при наличии сбалансированного рессорного подвешивания.

Основные характеристики рессорного подвешивания. К основным характеристикам рессорного подвешивания относят жесткость ступеней, суммарную жесткость, степень демпфирования, распределение демпфирования по ступеням. Часто вместо жесткости подвешивания указывают прогиб под статической нагрузкой, приходящийся на ступень (статический прогиб).

Статический прогиб ступени подвешивания

$$\Delta_{ст} = N_c / \mathcal{K}_c,$$

где N_c — нагрузка на ступень подвешивания; \mathcal{K}_c — жесткость ступени подвешивания.

При двухступенчатом подвешивании вводят характеристику суммарного статического прогиба

$$\Delta_{ст \Sigma} = \Delta_{ст. в} + \Delta_{ст. н},$$

где $\Delta_{ст. в}$ и $\Delta_{ст. н}$ — статический прогиб соответственно верхней и нижней ступеней подвешивания.

Гашение (диссипация) энергии колебаний осуществляется как в самих элементах подвешивания, так и в специально предназначенных для этого элементах — гасителях колебаний. В зависимости от физической природы диссипации силы гашения подразделяют на следующие три основные группы:

фрикционные, характеризующиеся силой трения $N_{тр}$, которая в первом приближении зависит только от скорости $\dot{\Delta}$ относительной деформации соответствующего элемента; $N_{тр} = N_{тр} \text{ sign } \dot{\Delta}$;

гидравлические, сила гашения которых пропорциональна скорости относительных перемещений; $N_{тр} = c \dot{\Delta}$, где c — коэффициент пропорциональности (параметр гидравлического гасителя колебаний);

силы конструкционного демпфирования элементов, в первом приближении пропорциональные относительной деформации элементов и оцениваемые *декрементом колебаний* δ .

Потребную величину демпфирования фрикционными гасителями колебаний оценивают при помощи так называемой *зоны трения подвешивания* $\delta_{тр}$. Для ступени подвешивания

$$\delta_{тр} = N_{тр} / \mathcal{K}_c,$$

где \mathcal{K} — жесткость упругих элементов подвешивания, параллельно с которыми работает фрикционный гаситель.

Потребную величину демпфирования гидравлическими гасителями колебаний оценивают *безразмерным параметром демпфирования* D .

Для одноступенчатого подвешивания

$$D = c/2 \sqrt{\mathcal{K} m},$$

где m — масса обрессоренной части локомотива.

Для двухступенчатого подвешивания

$$D = \frac{c_1 (\Delta_{\text{ст. в}} / \Delta_{\text{ст. н}})^2 + c_2 (\Delta_{\text{ст. н}} / \Delta_{\text{ст. н}})^2}{2f_1 \left(\frac{1}{1 + \mathcal{K}_1 / \mathcal{K}_2} m_1 + m_2 \right)},$$

где f_1 — низшая собственная частота системы.

Собственная частота системы

$$f_{1,2} = \sqrt{0,5 (\bar{a} + c) \pm \sqrt{(\bar{a} + c)^2 / 4 - c (\bar{a} - b)}}, \quad (15)$$

где $\bar{a} = (\mathcal{K}_1 + \mathcal{K}_2) / m_1$; $\bar{b} = \mathcal{K}_2 / m_1$; $c = \mathcal{K}_2 / m_2$; \mathcal{K}_1 и \mathcal{K}_2 — жесткости верхней и нижней ступеней подвешивания; m_1 и m_2 — массы обрессоренных частей кузова и тележек; c_1 и c_2 — параметры гасителей верхней и нижней ступеней подвешивания.

Рациональный суммарный статический прогиб рессорного подвешивания и его распределение по ступеням, тип гасителей колебаний, параметры демпфирования и их распределение по ступеням подвешивания зависят от конкретной схемы подвешивания, типа локомотива, характеристик путей, на которых предполагается его эксплуатация. Эти величины определяют в результате исследований колебаний локомотива.

Общепринятым можно считать требование наличия достаточно больших значений статического прогиба, увеличивающегося с возрастанием конструкционной скорости локомотива. По рекомендации ЦНИИ МПС статический прогиб $\Delta_{\text{ст. н}}$, мм должен быть примерно равным конструкционной скорости локомотива v , км/ч. Суммарный статический прогиб двухступенчатого подвешивания следует принимать примерно на 20% больше, чем одноступенчатого подвешивания. Необходимо стремиться к неравномерному распределению общего статического прогиба между ступенями подвешивания. При этом в ступени с большим статическим прогибом подвешивания обязательно располагают гасители колебаний.

В зависимости от конструкционной скорости локомотива параметр $D = 0,15 \div 0,30$ (с увеличением скорости движения параметр D уменьшается). Для эквивалентной одноосной тележки при диссипации энергии только фрикционными гасителями зона трения $\delta_{\text{тр}} = 5$ мм. Значение $\delta_{\text{тр}}$ уменьшают с увеличением числа осей в тележке и расстояния между ними. При эксплуатации локомотива на путях с большими амплитудами неровностей значение $\delta_{\text{тр}}$ увеличивают. Гасители колебаний, если они предусмотрены в нижней ступени подвешивания, необходимо располагать над крайними осями тележки для эффективного гашения колебаний галоупирования ее рамы.

Жесткость сложной системы рессорного подвешивания. В системе подвешивания упругие элементы могут быть соединены

параллельно, последовательно или сложным образом в отдельную точку подвешивания.

Параллельно включенные элементы имеют одинаковый прогиб Δ под действием общей силы (рис. 52, а), даже если их жесткости $\mathcal{K}_1, \mathcal{K}_2, \mathcal{K}_3$ различны. В каждом упругом элементе рессоры силы $N_1 = \Delta \mathcal{K}_1, N_2 = \Delta \mathcal{K}_2, N_3 = \Delta \mathcal{K}_3$. В то же время

сила N равна сумме сил, действующих на каждый упругий элемент, т. е. $N = N_1 + N_2 + N_3 = \Delta (\mathcal{K}_1 + \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_3)$. Все упругие элементы можно заменить одним с жесткостью \mathcal{K} при условии, что $N = \Delta \mathcal{K}$. Так как $\Delta \mathcal{K} = \Delta (\mathcal{K}_1 + \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_3)$, то получим $\mathcal{K} = \mathcal{K}_1 + \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_3$, т. е. общая жесткость равна сумме жесткостей отдельных упругих элементов, расположенных параллельно.

Последовательно включенные упругие элементы под действием одной и той же силы имеют прогиб, обратно пропорциональный их жесткости (рис. 52, б), т. е. $\Delta_1 = N / \mathcal{K}_1, \Delta_2 = N / \mathcal{K}_2, \Delta_3 = N / \mathcal{K}_3$. Общий прогиб группы упругих элементов $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = N (1 / \mathcal{K}_1 + 1 / \mathcal{K}_2 + 1 / \mathcal{K}_3)$. Заменяя группу упругих элементов одним элементом, эквивалентным с суммарной жесткостью \mathcal{K} , получим $\Delta = N / \mathcal{K}$ или $1 / \mathcal{K} = (1 / \mathcal{K}_1 + 1 / \mathcal{K}_2 + 1 / \mathcal{K}_3)$. Величину, обратно пропорциональную жесткости, называют гибкостью. Суммарная гибкость

$$G = G_1 + G_2 + G_3.$$

Пусть имеется группа, состоящая из m упругих элементов, объединенных при помощи балансиров, причем равнодействующая всех вертикальных нагрузок, передаваемых от рамы тележки на буксы колесных пар точки подвешивания, равна N . Обозначим через N_i, \mathcal{K}_i и Δ_i соответственно нагрузку, жесткость и деформацию i -го элемента, а через \mathcal{K} и Δ соответственно жесткость и статический прогиб точки подвешивания. Тогда из условия равенства работ

$$0,5 N \Delta = \sum_{i=1}^m 0,5 N_i \Delta_i$$

или

$$N^2 / \mathcal{K} = \sum_{i=1}^n N_i^2 / \mathcal{K}_i.$$

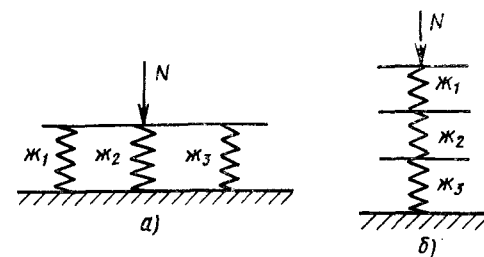


Рис. 52. Схемы соединения (загрузки) рессор:
а — параллельное; б — последовательное

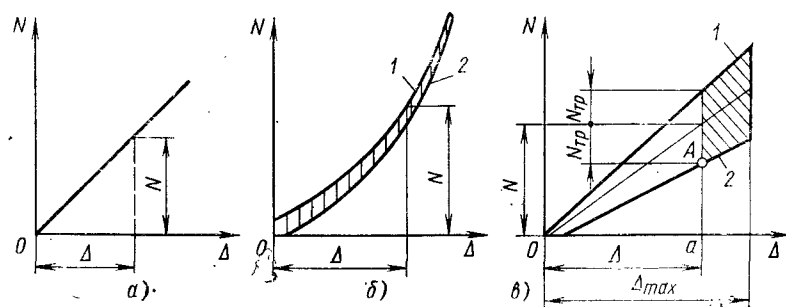


Рис. 53. Зависимость прогиба от нагрузки:

а — цилиндрической пружины; б — резинового амортизатора; в — листовой рессоры; 1 — при нагрузке; 2 — при разгрузке

Обозначая через $\lambda_i = N_i/N$ отношение нагрузки на i -й элемент к нагрузке на точку подвешивания, получим

$$ж = \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i^2 / ж_i \right)^{-1}.$$

Если какие-либо элементы $k, (k+1)$ передают нагрузку последовательно, то для этой подгруппы $\lambda_k = \lambda_{k+1}$.

Пример. Определим жесткость рессорного подвешивания одной стороны тележки тепловоза 2ТЭ10Л (см. рис. 51). Обозначим через $ж_1, ж_2, ж_3$ соответственно жесткости листовой рессоры, пружины и резинового амортизатора. Тогда $\lambda_1 = 1/3, \lambda_2 = 1/6$ и $\lambda_3 = 1/6$. Нагрузка на каждый из упругих элементов отнесена к нагрузке, передаваемой на одну сторону тележки. В этом случае

$$ж = \frac{1}{(1/3)^2 (2/ж_1) + (1/6)^2 (2/ж_2) + (1/6)^2 (2/ж_3)} = \frac{18ж_1ж_2ж_3}{4ж_2ж_3 + 3ж_1ж_3 + 3ж_1ж_2}.$$

При $ж_1 = 173 \cdot 10^4$ Н/м, $ж_2 = 107 \cdot 10^4$ Н/м и $ж_3 = 10^7$ Н/м получим $ж = 332 \cdot 10^4$ Н/м.

Жесткость для ряда упругих элементов является величиной постоянной (цилиндрические пружины с постоянным шагом, большая часть листовых рессор). Для других упругих элементов (конические пружины, пневматические рессоры, резиновые амортизаторы при больших деформациях) жесткость обусловлена величиной их прогиба и может зависеть от скорости деформации.

Зависимость (силовая характеристика) между нагрузкой и прогибом рессоры или пружины характеризует их упругие свойства и способность к диссипации энергии колебаний. Для цилиндрических пружин, практически не способных рассеивать энергию колебаний, линии нагрузки и разгрузки совпадают и представляют собой прямую (рис. 53, а). Зависимость между нагрузкой и прогибом резиновых амортизаторов и пневматических рессор нелинейна (рис. 53, б), при этом линии нагрузки и разгрузки образуют петлю, площадь которой характеризует величину рассеивания энергии. На силовой характеристике листовой рессоры (рис. 53, в) нагрузка

изменяется пропорционально прогибу, жесткость рессоры постоянна. Но вследствие значительных сил трения между листами жесткость рессоры при разгрузке меньше, чем при нагрузке. При отсутствии трения силовая характеристика определялась бы одной прямой ON и жесткостью рессоры.

Трение в рессоре оценивается так называемым коэффициентом относительного трения $\varphi_p = N_{тр}/N$.

Сила трения $N_{тр}$ связана с прогибом Δ рессоры и жесткостью $ж$ рессоры, следующей зависимостью:

$$N_{тр} = \varphi_p N = \varphi_p ж \Delta.$$

Площадь заштрихованного четырехугольника численно равна работе сил трения на пути от Δ до Δ_{max} и обратно. Коэффициент относительного трения для листовой рессоры

$$\varphi_p = 2\mu_{тр}(n_\Sigma - 1)(h_p/L),$$

где $\mu_{тр}$ — коэффициент трения между листами, принимаемый в зависимости от условий смазки 0,3—0,4; n_Σ — общее число листов рессоры; h_p — толщина листа; L — длина рессоры (расстояние между опорами).

Коэффициент относительного трения рессорного подвешивания тележки с m рессорами

$$\varphi_\Sigma = \varphi_p m \lambda_p^2 (ж_m/ж_p),$$

где λ_p — отношение нагрузки на рессору к весу обрессоренной части, приходящемуся на всю тележку; $ж_p$ и $ж_m$ — жесткость соответственно рессоры и рессорного подвешивания тележки (без учета трения).

Наличие в сбалансированном подвешивании листовых рессор приводит к тому, что жесткость подвешивания оказывается зависящей от величины прогиба его при колебаниях. Так, если динамическая нагрузка $N_{дин}$ на листовую рессору меньше силы трения $N_{тр}$ в ней, то рессора не деформируется и ее жесткость может быть принята бесконечно большой. В этом случае жесткость точки подвешивания тепловоза 2ТЭ10Л (см. рис. 53)

$$ж = 6ж_2ж_3/(ж_2 + ж_3).$$

Подставляя ранее принятые значения, получим $ж = 580 \cdot 10^4$ Н/м, т. е. на 75 % выше жесткости при работе листовых рессор.

Цилиндрические винтовые пружины для подвижного состава изготавливают в соответствии с ГОСТ 14959—69 из прутков круглого сечения горячекатанной пружинной и рессорной стали 55С2, 60С2, 65С2ВА. Допустимо применять стали 60С2А и 60С2ХФА. Твердость пружины в термообработанном состоянии должна быть равна $HВ 370—440$ или $HRC 40—47$. После термической обработки пружины необходимо упрочнять наклепом дробью, заневоливанием или другими способами. Режимы термообработки и упрочнения выбирают такими, чтобы они обеспечивали долговечность

пружин в пределах установленного контрольного числа циклов нагружения.

Прогиб Δ и жесткость $ж$ пружины подсчитывают по формулам $\Delta = 8D^3 N n / G d^4$, $ж = G d^4 / 8 D^3 n$.

Здесь N — рабочая нагрузка, Н; G — модуль упругости при сдвиге; $G = 80\,000$ МПа; D и d — диаметры пружины и прутка, м; n — число рабочих витков пружины (без учета тех частей витков, которые являются опорными, обычно 1,5—2 витка).

Шаг витков h пружины в свободном состоянии должен быть таким, чтобы при предельной нагрузке $N_{пр}$ не происходило смыкания витков, а между ними был зазор $h' \approx 0,003$ м, т. е.

$$h = 8 N_{пр} D / G d^4 + d + h'.$$

В зависимости от назначения локомотива, его режима работы, кинематической схемы тележки и места положения пружины нагрузка $N_{пр} = (1,4 \div 1,8) N_{ст}$, где $N_{ст}$ — статическая нагрузка на пружину, большая цифра соответствует нижней ступени подвешивания.

Цилиндрические пружины рассчитывают на кручение при деформации от вертикальной нагрузки. Касательные напряжения при кручении

$$\tau_b = k_1 8 N D / \pi d^3.$$

Здесь в зависимости от индекса пружины $c = D/d$ коэффициент

$$k_1 = 1 + 1,25/c + 0,875/c^2 + 1/c^3.$$

Диаметр прутка по ГОСТ 2590—71 может быть равен 22, 36, 38, 40 мм; напряжение от статической нагрузки $\tau_{ст\,max} = 450 \div 500$ МПа, а от динамической $\tau_{2\,max} = 600 \div 650$ МПа.

Целесообразно проверять напряжения, возникающие в витках при их полном смыкании, т. е. при действии предельной нагрузки. Напряжение $\tau_{пред}$ не должно при этом превышать предел текучести материала пружин при кручении, равный для сталей 55С2 и 60С2 750 МПа, а для стали 65С2ВА — 850 МПа.

Когда напряжения превышают допустимые, применяют двойные (иногда тройные) пружины, состоящие из двух концентрически расположенных пружин сжатия. Для исключения касания витков наружной и внутренней пружин и заскакивания витков одной пружины между витками другой внутреннюю пружину размещают в наружной с зазором 3—5 мм на сторону, причем пружины должны быть навиты в разные стороны. Пружины с малым индексом не рекомендуется делать многорядными, так как это не дает большого выигрыша в габаритных размерах, а внутренняя пружина может оказаться неустойчивой вследствие малого ее диаметра

при большой высоте. Для необходимой устойчивости пружины отношение $h_{св}/D \leq 3,5$, где $h_{св}$ — свободная высота пружины.

Свойство спиральных пружин воспринимать поперечную нагрузку и соответственно деформироваться при этом используется при подрессоривании. Часто используют эти свойства пружин во второй ступени подвешивания. Поперечная деформация пружины (в горизонтальном направлении) Δ_r зависит от условий опирания рамы на верхний виток пружины (рис. 54).

Поперечная деформация пружины

$$\Delta_r = \frac{\pi D n h_{св}^3 Q}{24 k E J h_{раб}} (1 + E/2b + 3 k D^2 h_{раб} / l^3) 1/(1 - \alpha),$$

где Q — горизонтальная нагрузка на пружину; J — полярный момент инерции сечения прутка, $J = \pi d^4 / 64$; E — модуль упругости материала пружины; l — плечо действия силы, $l = h_{св} - \Delta - \lambda d$; $h_{раб}$ — рабочая высота пружины, $h_{раб} = h_{св} - \Delta - 1,5d$; λ — коэффициент, зависящий от условий опирания рамы на верхний виток пружины; k — коэффициент, учитывающий условия крепления опорных витков.

При $\lambda = 0,5 \div 1,0$ (жесткое опирание) $k = 1$, при $\lambda = 0,25 \div 0,50$ (шарнирное опирание) $k = 0,25$. Увеличение поперечной деформации Δ_r , вызываемое действием осевой (вертикальной) нагрузки N , приближенно оценивают множителем $1/(1 - \alpha)$, где α представляет собой отношение приложенной осевой нагрузки N к критической $N_{кр}$. Критическую нагрузку в зависимости от значений $\xi = D/(h_{св} - 1,5d)$ подсчитывают по приведенным ниже формулам.

Если $\xi \geq 2,62$ (жесткое опирание), то $q = 1$, и если $\xi \geq 1,31$ (шарнирное опирание), то $q = 2$. Тогда

$$N_{кр} = \frac{2 \pi E J}{q^2 h_{раб} D n (1 + E/2G)}.$$

Если $\xi < 2,62$ (жесткое опирание), то $q = \pi$, и если $\xi < 1,31$ (шарнирное опирание), то $q = \pi^2/4$. Тогда

$$N_{кр} = 0,813 (h_{св} - 1,5d) \frac{G d^4}{8 D^3 n} \left[1 - \sqrt{1 - 0,696 q \left(\frac{D}{h_{св} - 1,5d} \right)^2} \right].$$

При действии на пружину как вертикальной, так и горизонтальной нагрузки суммарные касательные напряжения в пружине определяют как сумму напряжений от действия каждой нагрузки в отдельности, т. е. $\tau_{\Sigma} = \tau_b + \tau_r$.

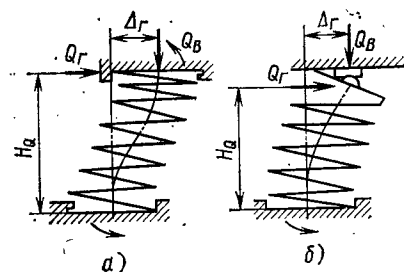


Рис. 54. Схема деформации пружины под действием горизонтальной силы: а — при жесткой заделке концов пружины; б — при шарнирном опирании рамы на верхний виток пружины

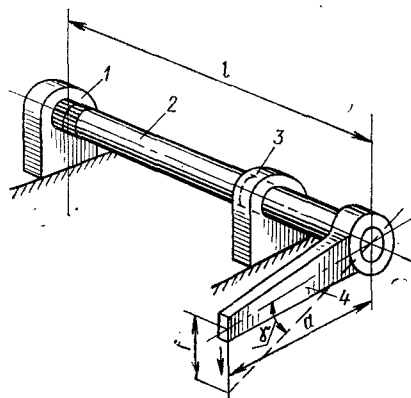


Рис. 55. Тorsионная рессора:
1 — втулка; 2 — стержень; 3 — подшипник; 4 — рычаг

связан с рычагом 4, который соединен с обрессориваемой частью, например с кузовом. Второй опорой стержня 2 служит подшипник 3, также закрепленный на раме тележки.

В отличие от пружины торсион испытывает деформацию чистого кручения, поэтому материал, из которого изготовлен торсион, используется лучше, чем материал пружины. Масса винтовой пружины из круглого прутка существенно больше массы эквивалентного торсиона. Однако стоимость изготовления торсиона и устройства для его крепления выше стоимости пружин.

Условие прочности торсиона диаметром d при его скручивании следующее: $\tau = 16M/\pi d^3 \leq [\tau]$, где M — крутящий момент, $M = Nd$ (см. рис. 55).

Угол закручивания

$$\gamma = Ndl/JG,$$

где l — длина рабочей части торсиона; J — полярный момент инерции поперечного сечения стержня; G — модуль сдвига материала торсиона.

Вертикальное перемещение (прогиб) точки приложения силы и жесткость торсиона определяют по формулам

$$\Delta = \gamma d = Nd^2 l/JG, \quad \kappa = P/\Delta = JG/dl^2.$$

Листовые рессоры сочетают свойства упругих элементов и гасителей колебаний. Их недостатком является большая трудоемкость при изготовлении и ремонте, значительная масса, большая и непостоянная сила трения между листами.

Листовая рессора имеет форму балки равного сопротивления изгибу на двух опорах (рис. 56). Для уменьшения ширины рессоры и придания способности гасить колебания ее выполняют из отдельных полос. При изготовлении рессоры из n_Σ листов

Касательные напряжения от горизонтальных усилий

$$\tau_r = 5Q/xd^3 \operatorname{tg}(xh_{св}/2) k_2,$$

где $k_2 = 1 + 0,63/\bar{c} + 0,35/\bar{c}_2$; $x = \sqrt{N\eta/EJ(1 - N/A)}$; $A = 8EJ \operatorname{tg} \beta/D^2$; $\eta = (2 + \mu \cos^2 \alpha)/2 \sin \alpha$; β — угол подъема винтовой линии пружины $\operatorname{tg} \beta = h_{св}/\pi D$; μ — коэффициент Пуассона.

Торсионные рессоры. Они представляют собой стержень 2 круглого или квадратного сечения (рис. 55), один конец которого укреплен во втулке 1, установленной, например, на раме тележки, а другой жестко

прогиб ее увеличивается в n_Σ^2 раз, а напряжения всего в n_Σ раз. Материалом для изготовления листов служат те же стали, что и для пружин.

Для возможности закрепления рессоры ее нижние листы (коренные) имеют одинаковую длину. Комплект листов плотно охватывают в средней части хомутом из мягкой стали и сжимают с четырех сторон. Чтобы предотвратить сдвиг, а также повысить жесткость рессоры, в средней части каждого листа выштамповывают выступ. Для обеспечения нормальной работы листовых рессор перед сборкой листы смазывают смесью цилиндрического масла (25%), солидола (25%) и графита (50%). Для снижения концентрации напряжений кромки листов у торцов закругляют.

Расчетный прогиб Δ (в м) и расчетную жесткость κ (в Н/м) без учета сил трения между листами находят по формулам

$$\Delta = \frac{6N(L/2 - a/6)^3}{Eb h^3(3n_k + 2n_c)}, \quad (16)$$

$$\kappa = N/\Delta = \frac{Eb h^3(3n_k + 2n_c)}{6(L/2 - a/6)^3}, \quad (17)$$

где N — статическая нагрузка, Н; b — ширина листа, м; n_k — число коренных листов; n_c — число листов ступенчатой части рессоры; a — ширина хомута, м; E — модуль упругости (205 ГПа). Влияние хомута рессоры на статический прогиб условно учитывается в формуле (16) уменьшением длины рессоры на $1/3$ ширины хомута.

Из формулы (17) следует, что жесткость рессоры резко повышается с увеличением толщины листа и уменьшением длины рессоры. Из условий, определяемых формой рессоры (балка равного сопротивления изгибу), во всех ее листах (при одинаковой толщине) возникают одинаковые напряжения, Па,

$$\sigma = \frac{1,5NL}{bh_p^3(n_k + n_c + 1)}.$$

Расчет резиновых элементов рессорного подвешивания. Вследствие высокой энергоемкости и значительного внутреннего трения резины ее применение в рессорном подвешивании целесообразно. Внутреннее трение в резине способствует поглощению колебаний звуковой частоты. Способность резиновых элементов гасить колебания зависит от марки резины. К недостаткам резиновых элементов следует отнести высокую жесткость, а так же изменение физико-механических свойств от температуры окружающей среды.

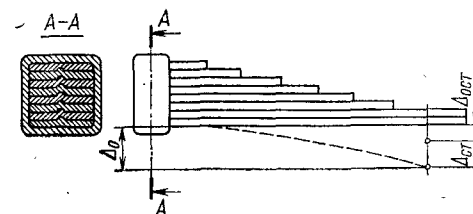


Рис. 56. Листовая рессора

В рессорном подвешивании локомотивов применяют резиновые элементы, работающие на сдвиг, сжатие, а также сжатие и сдвиг одновременно. Резиновые элементы последнего типа позволяют реализовать минимальную их жесткость. Чаще всего резиновые элементы используют в комбинации со стальными пружинами и листовыми рессорами. Для повышения надежности резиновые элементы изготавливают с металлическими армировочными пластинами, которые вулканизуют или склеивают с резиной. Однако при такой конструкции увеличивается жесткость при сжатии рессоры.

На локомотивах иногда применяют резиновые элементы в качестве рессор в нижней или верхней ступенях подвешивания, чаще всего в виде пакетов из чередующихся привулканизированных резиновых и стальных пластин. В рессорном подвешивании отечественных локомотивов широко используют резиновые элементы в виде пластин, полых конусов и втулок. Кольцевые и прямоугольные пластины, работающие на сжатие, устанавливают последовательно на пружины и рессоры. Конические амортизаторы выполняют в опорно-возвращающих устройствах, резинометаллические втулки в буксовых поводках. Эти элементы позволяют существенно снизить шум и вибрацию в кузове локомотива.

Для таких элементов применяют морозостойкие и маслостойкие резины различных марок, которые позволяют обеспечить работу при температуре до -50°C . Параметры этих резин следующие: сопротивление разрыву 10—15 МПа, относительное удлинение 300—500%, твердость по Шору 50—70.

Характерной особенностью резиновых элементов является то, что при их деформации сохраняется почти полное постоянство объема. Поэтому они должны иметь поверхность, позволяющую резине выпучиваться. Кроме того, характеристики одного и того же элемента резко изменяются в зависимости от способа его закрепления и вида нагрузки. Характеристикой резинового элемента является коэффициент формы Φ , представляющий собой отношение поверхности, позволяющей выпучиваться, к площади закрепленного торца. Для кольцевого амортизатора (рис. 57) с наружным D и внутренним d диаметрами и толщиной H при на-

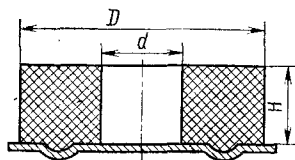
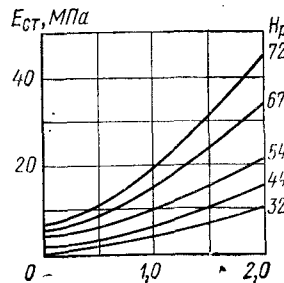


Рис. 57. Резиновый элемент рессорного подвешивания

Рис. 58. Зависимость статического модуля упругости $E_{ст}$ при растяжении от коэффициента формы Φ и условной твердости по Шору H_p



личии металлических пластин, привулканизированных к торцам, коэффициент

$$\Phi = \pi (D^2 - d^2) / 4\pi (D + d) H = (D - d) / 4H.$$

При сжатии кольцевого амортизатора силой N определяют следующие основные его характеристики:

$$\text{жесткость } \kappa = N/\Delta = FE/H;$$

$$\text{прогиб } \Delta = NH/FE;$$

напряжения сжатия $\sigma = N/F$ (где F — площадь нагружения, м^2).

Расчетный статический модуль упругости $E_{ст}$ зависит от коэффициента формы (рис. 58). Модуль упругости резины при статическом приложении нагрузки заметно ниже модуля упругости при динамическом нагружении. При динамических нагрузках, возникающих во время колебаний наддрессорного строения динамический модуль упругости $E_{дин} = K_{тв} E_{ст}$. Значение коэффициента $K_{тв}$ можно получить по графику (рис. 59).

Допускаемые значения напряжения сжатия σ не превышают 1,5 МПа. Долговечность резиновых элементов, работающих на сжатие, зависит от относительной деформации $\varepsilon = \Delta/H$, значение которой не должно превышать 0,1—0,2.

Расчет резиновых элементов, работающих при нагрузках другого вида, а также имеющих другую форму, приведен в специальной литературе.

Пневматические рессоры. Для рессорного подвешивания локомотивов применяют пневматические упругие элементы, которые обеспечивают рессорному подвешиванию следующие преимущества: небольшую жесткость подвешивания; простое регулирование жесткости и величины демпфирования; принципиальную возможность автоматического регулирования перекоса кузова при проходе локомотива по кривым участкам пути; сравнительно небольшую массу; высокие показатели надежности: хорошую изоляцию кузова от вибрации.

Пневматическая рессора состоит из четырех основных элементов (рис. 60): пневмоэлемента 1, дополнительного резервуара 2, высоторегулирующего клапана (на рис. 60, а не показан) и соединяющих их трубопроводов 3. Сжатый воздух из главного резервуара локомотива поступает к высоторегулирующему клапану, а затем в пневморессору. В трубопроводе, соединяющем пневморессору с дополнительными резервуарами, имеются штуцеры с дроссельными отверстиями, обеспечивающими необходимое демпфирование при колебаниях наддрессорного строения, а значит, и при прохождении между дополнительными резервуарами.

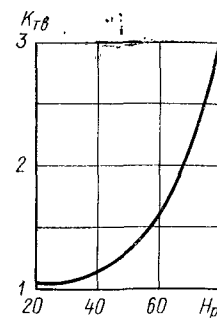


Рис. 59. Зависимость коэффициента $K_{тв}$ от твердости резины

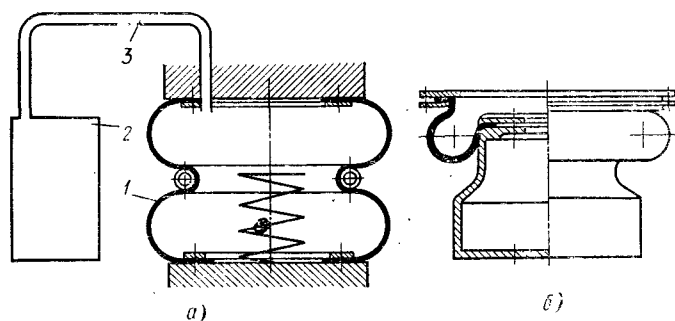


Рис. 60. Пневматическая рессора с упругими элементами:
а — баллонный и б — диафрагменный; 1 — пневмоэлемент; 2 — дополнительный резервуар; 3 — трубопровод; 4 — пружина

Назначение высоторегулирующего клапана — поддерживать заданную высоту главной рамы локомотива относительно головок рельсов при помощи автоматического изменения давления воздуха в пневмобаллонах. Клапан служит для сообщения пневмобаллона с питающей магистралью или с атмосферой в зависимости от необходимости увеличения или уменьшения давления воздуха в баллоне.

На локомотивах применяют упругие элементы баллонного (рис. 60, а) и диафрагменного типов (рис. 60, б). Наиболее простую конструкцию имеют элементы баллонного типа. Однако жесткость их в поперечном направлении незначительна. Наличие диафрагменных элементов позволяет обеспечивать необходимую жесткость рессорного подвешивания во всех направлениях. Комбинированные рессоры состоят из элементов этих двух типов.

Внутри каждого баллона обязательно имеется упругий элемент, выполненный или из цилиндрических пружин 4, или в виде резинового амортизатора (см. рис. 60, а). Наличие таких упругих элементов позволяет гарантировать безопасность движения, если по каким-либо причинам давление воздуха в рессоре снизится. Иногда параллельно пневморессоре устанавливают гидравлический гаситель колебаний.

Обычно давление в пневматических рессорах локомотивов устанавливают 0,4—0,6 МПа. Давление в упругом пневмоэлементе выбирают таким, чтобы оно всегда было ниже минимального, обеспечиваемого источником питания. В результате эксплуатации локомотивов с пневматическим подвешиванием установлено, что расход воздуха из главного тормозного резервуара вследствие неплотностей невелик (около 1 л/мин на рессору). Более значителен расход воздуха в результате периодического срабатывания высоторегулирующих клапанов при движении по участкам с большим количеством кривых. По данным испытаний, при движении дизель-поезда по таким участкам со скоростью 85 км/ч расход воздуха (на один вагон) составил примерно 30 л/мин, а при дви-

жении со скоростью 110 км/ч — около 130 л/мин, т. е. относительно небольшую долю общей подачи тормозного компрессора.

Особенностью пневморессоры является то, что упругим телом в ней служит воздух и соответствующие характеристики определяются в основном термодинамическими процессами, протекающими в газе. Принимая этот процесс политропным, можно найти номинальную жесткость пневматического упругого элемента

$$j_0 = F_{\text{эф}}^2 n p_a / V_0 + p_a (dF_{\text{эф}} / d\delta),$$

где $F_{\text{эф}}$ — эффективная (несущая) площадь пневмоэлемента, равная $\pi D_{\text{эф}}^2 / 4$; n — показатель политропы, равный 1,3—1,5; p_a — номинальное давление в пневмоэлементе; V_0 — общий объем пневмоэлемента и дополнительного резервуара; δ — ход пневмоэлемента; $D_{\text{эф}}$ — эффективный диаметр пневморессоры.

По значениям статической жесткости определяют эквивалентный ей условный статический прогиб $\Delta = (N / j_0)$, который также зависит от давления в пневмоэлементе, его объема и объема дополнительного резервуара. На тепловозах ТЭ7, 2ТЭ10Л, ТГМЗ и ТЭМ7 удалось получить условный статический прогиб 180 мм и более. Это позволило значительно (в 2—2,5 раза) снизить вертикальные ускорения кузова и рамы тележки, а также коэффициент динамики рессорного подвешивания.

В процессе деформации жесткость пневморессоры

$$j = \frac{F_{\text{эф}}^2 n V_0^n}{(V_0 + \delta F_{\text{эф}})^{n+1}} p_a + p \frac{dF_{\text{эф}}}{d\delta},$$

где p — текущее значение давления в пневмоэлементе.

Таким образом, жесткость пневматической рессоры зависит от значений ее начальных и текущих параметров, а также деформации баллона при изменении нагрузки. Иначе говоря, пневморессора имеет нелинейную характеристику, хотя нелинейность в пределах изменения нагрузок, действующих на рессору, невелика.

Поперечный возвращающий эффект в диафрагменной пневморессоре достигается в основном в результате изменения площади и формы поверхности контакта оболочки с поршнем пневморессоры и частично жесткости оболочки. Одним из достоинств пневмоподвешивания является простота обеспечения балансировки отдельных упругих комплектов вследствие распределения воздуха между отдельными пневморессорами. Существуют конструкции, позволяющие с изменением скорости движения изменять число точек подвешивания: на малых скоростях подвешивание трехточечное, на повышенных скоростях — четырехточечное.

Пневматическое подвешивание локомотива позволяет автоматически компенсировать недостаточное возвышение наружного рельса в кривых участках пути и тем самым повысить скорость движения по кривым примерно на 20—25 %, что весьма важно при организации скоростного движения на существующих путях.

Фрикционные гасители колебаний характеризуются тем, что зависимость реализуемой в них силы трения $N_{тр}$ от относительной скорости скольжения трущихся поверхностей имеет разрыв при $\dot{\Delta} = 0$. Аналитически этот разрыв описывают функцией $\text{sign} \dot{\Delta}$.

По характеристике $N_{тр} = f(\Delta)$, где Δ — текущий прогиб подвешивания, фрикционные гасители разделяют на гасители с постоянной силой трения

$$N_{тр} = N_0 \text{sign} \dot{\Delta}$$

и гасители с силой трения, пропорциональной перемещению,

$$N_{тр} = \varphi_p \mathcal{K} \Delta \text{sign} \dot{\Delta},$$

где φ_p — коэффициент относительного трения; \mathcal{K} — жесткость рессорного подвешивания.

По величинам силы трения при различных направлениях перемещения различают фрикционные гасители с симметричной и несимметричной характеристиками.

По характеру соединения с элементами экипажной части или другими элементами рессорного подвешивания фрикционные гасители делят на соединенные жестко и через упругие элементы. Во втором случае фрикционные гасители принято называть упруго-фрикционными.

Фрикционный гаситель колебаний (рис. 61) тепловоза 2ТЭ116 имеет корпус 1, который установлен на раме тележки. Шток 2 одним концом упруго прикреплен к кронштейну буксы, а второй его конец соединен со стальным поршнем 3, зажатом пружиной 9 между двумя вкладышами 8. Вкладыши 8 имеют накладки из вальцованной ленты. При колебаниях надрессорного строения происходит перемещение рамы тележки относительно оси с буксой. Это вызывает перемещение поршня 3 между вкладышами 8. Пружина 9, развивающая усилие 5 кН, позволяет реализовать на одном гасителе при коэффициенте трения 0,4 суммарную силу трения 4 кН.

Характеристику фрикционного гасителя колебаний целесообразно определять по результатам исследований колебаний локомотивов. Однако при проектировании можно пользоваться приведенными ниже рекомендациями.

Фрикционные гасители колебаний с несимметричной характеристикой менее эффективны, чем с симметричной. Гасители с силой трения, пропорциональной прогибу подвешивания, практически эквивалентны гасителям постоянного трения. Упругие элементы упругофрикционного гасителя должны иметь жесткость $\mathcal{K}_y \geq 200N_{тр}$.

Суммарную силу трения N всех фрикционных гасителей колебаний определяют из соотношения

$$N_{тр} = \delta_{тр} \mathcal{K},$$

где $\delta_{тр}$ — расчетное значение «зоны трения подвешивания».

Существенный недостаток фрикционных гасителей колебаний — большие силы трения покоя, блокирующие рессорное подвешивание при возмущающей силе, меньшей силы трения гасителя, что мешает правильному распределению веса обрессоренного строения по колесам локомотива.

Гидравлические гасители колебаний. Принцип действия этих гасителей заключается в последовательном перемещении вязкой жидкости поршнем через узкие каналы (дроссельные отверстия), в результате чего происходит перевод механической энергии в тепловую с последующим ее рассеиванием.

Гидравлический гаситель колебаний (рис. 62) буксовой ступени электровозов ЧС4 состоит из рабочего цилиндра 3, в котором перемещается поршень 9. Шток поршня связан с крышкой амортизатора. В диске поршня установлены клапаны 8 с дроссельными отверстиями. Кроме того, такие же клапаны 10 имеются

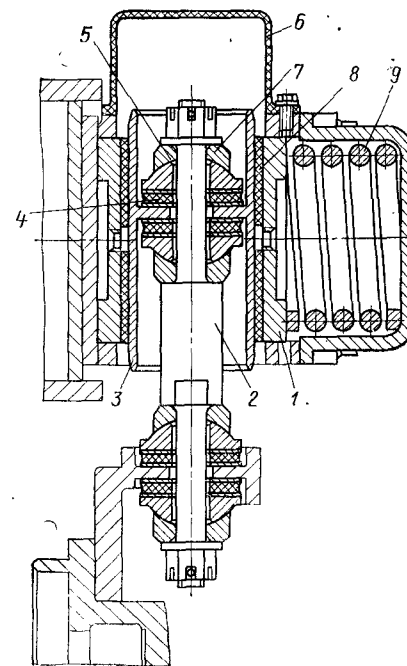


Рис. 61. Фрикционный гаситель колебаний тепловоза 2ТЭ116:

1 — корпус; 2 — шток; 3 — поршень; 4 — резинометаллические прокладки; 5, 7 — вкладыши; 6 — кожух; 8 — вкладыши; 9 — пружина

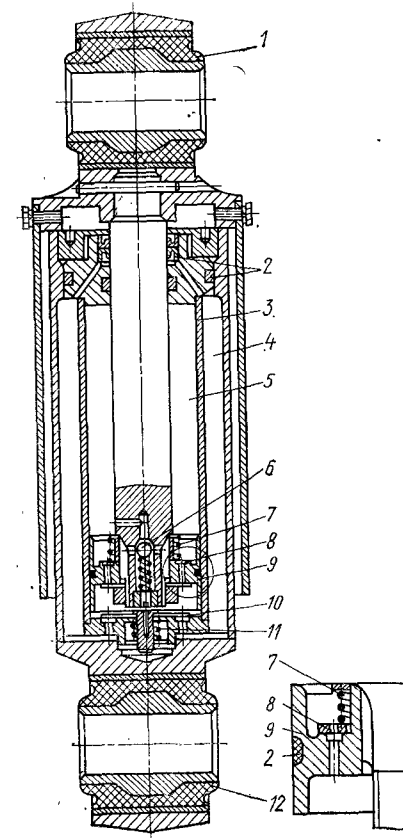


Рис. 62. Гидравлический гаситель колебаний:

1 и 12 — резиновые втулки; 2 — уплотнения; 3 — рабочий цилиндр; 4 — масляный резервуар; 5 — полость рабочего цилиндра 3; 6 — шариковый предохранительный клапан; 7 и 11 — пружины; 8 и 10 — клапаны; 9 — поршень

в днище рабочего цилиндра. Рабочий цилиндр 3 находится внутри масляного резервуара 4. Объемы под поршнем и над поршнем сообщаются через клапан 8. Объем под поршнем сообщается с масляным резервуаром через клапан 10. Клапаны 8 и 10 выполнены в виде кольцевых пластин с дроссельными отверстиями. Эти пластины прижаты к своим посадочным поясам давлением пружин 7 и 11. Кроме того, для избежания слишком резкого повышения давления в штоке гасителя предусмотрен шариковый предохранительный клапан 6, а в головках гасителя установлены резиновые втулки 1 и 12.

При увеличении расстояния между втулками 1 и 2 рабочего цилиндра 3 гасителя масло вытесняется под поршень через клапан 8 и создается значительное сопротивление перемещению поршня. При уменьшении расстояния между валиками масло из полости 5 перетекает через клапан 8 в пространство над поршнем и одновременно через клапан 10 в масляный резервуар 4. Сила сопротивления амортизатора при этом меньше, чем в первом случае.

Такая несимметричная характеристика гидравлических гасителей колебаний целесообразна тогда, когда их устанавливают в нижней (буксовой) ступени рессорного подвешивания. Объясняется это тем, что при движении по неровностям во время резкого подъема колеса на выпуклости на амортизатор действуют усилия большие, чем при проезде колесом впадины, так как эффективная глубина впадины, радиус кривизны которой меньше радиуса кривизны колеса, оказывается меньше ее фактической (геометрической) глубины.

Сила сопротивления, развиваемая гидравлическим гасителем,

$$N_r = c\dot{\Delta},$$

где $\dot{\Delta}$ — скорость относительной деформации элементов гасителя; c — коэффициент пропорциональности (параметр гасителя).

При проектировании потребная величина параметра гасителя может быть определена в зависимости от безразмерного параметра демпфирования D по выражению

$$c = 2D\sqrt{жт} = (0,3 \div 0,6)\sqrt{жт},$$

где $ж$ — жесткость рессорного комплекта при вертикальных деформациях; $т$ — масса, приходящаяся на демпфируемый комплект подвешивания.

Основные геометрические размеры элементов гасителя приближенно можно определить из выражения

$$c = 1280\nu l F^2 / \pi d^4 i,$$

где ν — динамическая вязкость, Па/с; F — площадь поршня гасителя, м²; l — длина дроссельного отверстия, м; d — диаметр дроссельного отверстия, м; i — число дроссельных отверстий.

Для гидравлического гасителя колебаний Калининского вагоностроительного завода $c = 90 \div 120$ Н·с/мм. Для гасителя тепловоза ЧС4 при работе на растяжение $c = 5,5$ Н·с/мм, а при работе на сжатие $c = 2,5$ Н·с/мм, т. е. в 2,2 раза меньше.

Чаще всего гидравлические гасители колебаний устанавливают в верхней ступени подвешивания, их характеристика симметрична. В этих случаях гасители (при наклонной их установке) гасят колебания наддрессорного строения как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. Потребные значения параметров гашения колебаний в вертикальной c_v и горизонтальной c_r плоскостях устанавливают по результатам анализа колебаний локомотива. Параметр гасителя колебаний c и угол β наклона его к горизонту определяют из зависимости

$$c = c_v / \sin^2 \beta = c_r / \cos^2 \beta.$$

Недостатком гидравлических гасителей колебаний является значительное изменение значения c при изменении температуры окружающей среды и утечках жидкости из гасителя. Кроме того, вследствие несжимаемости жидкости в рабочей полости гасителя при высокочастотных колебаниях (особенно интенсивных в буксовой ступени подвешивания) возникают значительные усилия, которые могут вывести гасители из строя или резко уменьшить их долговечность. Поэтому гидравлические гасители колебаний преимущественно располагают в верхней ступени подвешивания.

§ 18. ОПОРНО-ВОЗВРАЩАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Конструкции и характеристики опорных устройств локомотивов отличаются большим разнообразием. Кроме своего основного назначения — передавать вертикальную нагрузку от кузова на тележки, опоры выполняют и другие функции. Опоры должны давать возможность тележке поворачиваться вокруг вертикальной оси (шкворня) относительно кузова. При этом в зависимости от конструкции в опорах возникает момент фрикционного трения или момент упругих сил, препятствующий повороту тележки. В последнем случае опорные устройства называют опорно-возвращающими.

Наиболее простыми по конструкции являются плоские пятниковые опоры кузова, которые широко применяли на первых отечественных тележечных локомотивах. Пятниковая опора имеет вид шкворня большого диаметра (400—500 мм), плоская торцовая часть которого опирается на подпятник, установленный в раме тележки. В настоящее время пятниковые опоры используют главным образом на вагонах. Пятниковая опора создает небольшой момент недостаточный для гашения горизонтальных угловых колебаний (виляния) тележек локомотива. Кроме того, нагрузка на раму тележки передается в одной точке. Поэтому необходимо устанавливать подпятник на мощной шкворневой балке.

Опора скольжения. Кузов маневровых и промышленных тепловозов ТЭМ2, ТГМ4, ТУ5 опирается на тележку через четыре пло-

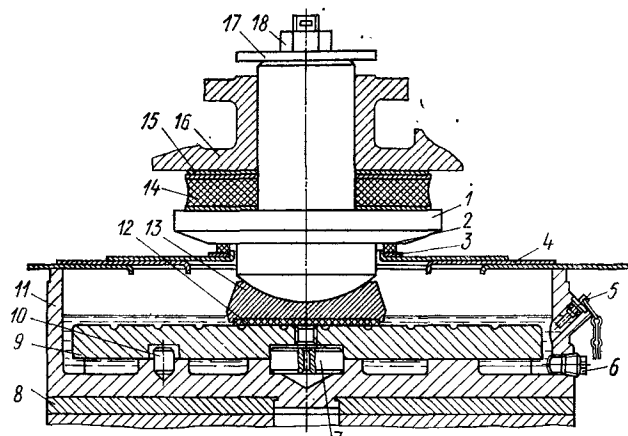


Рис. 63. Опора скольжения тепловоза ТГМ4:

1 — пята; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — прокладка; 4 — защитные листы; 5 — маслоуказатель; 6 — пробка; 7 — фиксатор; 8 — боковина рамы тележки; 9 — опорная плита; 10 — штифт; 11 — корпус опоры; 12 — прокладка текстолитовая; 13 — гнездо; 14 — амортизатор; 15 — регулировочная прокладка; 16 — кронштейн опоры; 17 — шайба; 18 — гайка

ские опоры скольжения, установленные на боковинах рамы тележки и одинаковом расстоянии от шкворня. Шкворень в этом случае воспринимает горизонтальные продольные и поперечные силы, действующие между кузовом и тележкой, не передавая вертикальную нагрузку на тележку.

Опора скольжения тепловоза ТГМ4 (рис. 63) имеет сферическую пята 1, установленную вместе с резиновым амортизатором 14 в раме кузова. Пята опирается на сферическое гнездо 13, которое передает нагрузку на опорную плиту 9, установленную в литом корпусе 11. Пяту, гнездо и опорную плиту изготавливают из стали 45, поверхности трения их подвергают закалке до твердости HRC 50. При перемещении тележки относительно рамы тепловоза происходит скольжение текстолитовой прокладки 12, вставленной в гнездо, по опорной плите. Полость корпуса опоры заправлена осевым маслом ГОСТ 610—72. Для улучшения смазывания трущаяся поверхность плиты разбита канавками на небольшие квадраты.

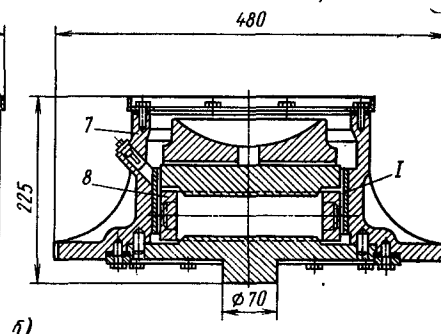
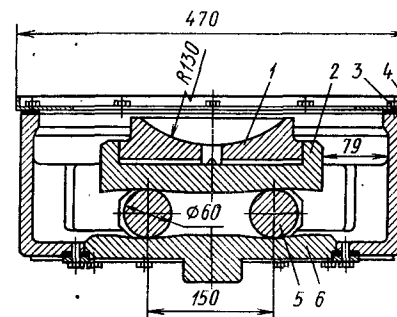
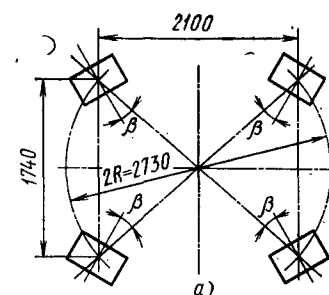
У тепловоза ТЭМ2 сферическое гнездо скользит по опорной плите, поверхность которой армирована антифрикционным материалом, например бронзой или сплавом ЦАМ 9-1,5 ГОСТ 21437—75.

Опоры скольжения допускают давление на поверхности трения до 20 МПа и скорость скольжения до 7 м/с.

На некоторых зарубежных и отечественных локомотивах, например на электровозах ВЛ80*, ВЛ10, ЧС4, применяют опоры скольжения, на которые кузов опирается через пружины рессор-

Рис. 64. Роликовые опоры главных рам тепловозов:

а — схема размещения (ТЭЗ, 2ТЭ10Л); б — роликовая опора (2ТЭ10Л); 1 — гнездо; 2 — опорная верхняя плита; 3 — прокладка; 4 — крышка; 5 — ролик; 6 — опорная нижняя плита; 7 — корпус; 8 — обойма; 9 — плоскость трения



ного подвешивания. Кузов может перемещаться на опорах в поперечном направлении относительно тележки, при этом шкворень сжимает пружины возвращающего устройства, установленного в раме тележки и препятствующего этому перемещению.

Роликовое опорно-возвращающее устройство. Тепловозы ТЭЗ, 2ТЭ10Л имеют шкворень, который передает продольные и поперечные горизонтальные силы и позволяет тележке поворачиваться относительно кузова на 3—4°. Нагрузка от кузова передается на четыре роликовые опоры (рис. 64, а), которые размещены на боковинах рамы тележки. Каждая опора повернута на угол β относительно радиуса, соединяющего центр поворота тележки и центр опоры. Такой поворот позволяет создать момент трения, необходимый для гашения горизонтальных угловых колебаний тележек (виляния).

Роликовая опора главной рамы (рис. 64, б) передает нагрузку на гнездо 1, в свою очередь нагружающее верхнюю опорную плиту 2, опирающуюся через ролики 5 на нижнюю опорную плиту 6. Расстояние между роликами зафиксировано обоймами 8. Весь механизм опоры расположен в корпусе 7, заполненном осевым маслом. Сверху на корпусе опоры при помощи крышки 4 закрепляют брезентовый чехол, защищающий внутреннюю полость опоры от влаги и пыли.

Поверхности качения плит выполнены наклонными; угол наклона α составляет 2°—3° 30' в зависимости от типа тепловоза. На прямом участке пути ролики занимают среднее положение между

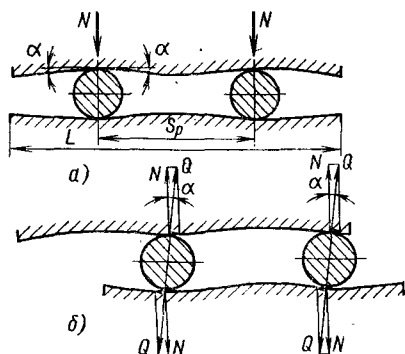


Рис. 65. Схема работы опорно-возвращающего устройства

трения опор способствует уменьшению колебаний виляния тележек.

Тепловоз 2ТЭ10Л имеет следующие характеристики опорно-возвращающих устройств: угол наклона плоскостей опорных плит $\alpha = 2^\circ$, угол поворота опор $\beta = 5^\circ$, возвращающий момент $M_v = 17,95 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и момент трения $M_{тр} = 13,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

На поверхности качения роликов и опорных плит возникают высокие контактные напряжения, поэтому ролики изготавливают из стали 40Х и подвергают поверхностной закалке до твердости HRC 54—60. Опорные плиты предварительно цементируют, затем поверхность закаляют до HRC ≤ 56 . Гнездо опоры выподняют из стали 45, цилиндрический пояс гнезда закалывают токами высокой частоты до HRC ≤ 50 . Для повышения износостойкости и упрощения ремонта поверхности трения по плоскости гнезда I (см. рис. 64) к корпусу приваривают пластинки из стали 65Г.

На тепловозах ТЭ109, ТЭ116, 2ТЭ10В применена упругая поперечная связь кузова с тележками. У этих тепловозов четыре роликовые опоры на тележке расположены так, чтобы направление качения роликов было перпендикулярно продольной оси кузова. Профиль поверхностей качения верхней и нижней плиты опоры выполнен одним радиусом. На верхней плите сверху имеется скользун, который перемещается по опорной поверхности на кузове при повороте тележки. Возникающий при этом момент трения способствует уменьшению виляния тележек. В качестве пары трения приняты сталь 65Г и пластмасса или металлокерамика, имеющие низкий коэффициент трения (0,06—0,08). Смазка поверхностей консистентная.

Шкворневый узел аналогичен по конструкции такому же узлу электровоза ВЛ80к, только пружины возвращающего устройства шкворня включаются в работу после 20 мм перемещения кузова на роликах. Максимальное поперечное перемещение кузова

наклонными плоскостями (рис. 65, а); при повороте тележки относительно кузова ролики накатываются на наклонные поверхности опор (рис. 65, б). При этом возникают горизонтальные силы, создающие на радиусе опор R возвращающий момент $M_v = N_T \tan \alpha R$, где N_T — суммарная нагрузка на все четыре опоры тележки.

Кроме возвращающих сил, при повороте тележек в опоре возникают силы трения и моменты сил трения. Как возвращающий момент, так и момент

40 мм. Характеристика поперечной связи кузова с тележками имеет нелинейный вид (рис. 66). На основании этой характеристики могут быть определены основные конструктивные параметры устройства.

Возвращающая сила упругой связи кузова с тележками Y_T складывается из возвращающей силы роликовых опор Y_0 и упругого шкворня $Y_{ш}$, т. е. $Y_T = Y_0 + Y_{ш}$.

При перемещении кузова на величину y

$$Y_0 = \kappa_y y = N_T y / \sqrt{(2R - d)^2 - y^2},$$

где κ_y — эквивалентная жесткость роликовых опор; R — радиус опоры; d — диаметр ролика.

Параметры роликовых опор должны обеспечивать парциальную частоту ν поперечных колебаний относ. кузова не более 1 Гц. Эта частота может быть определена по формуле

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{2(R-r)}}, \quad (18)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; $2(R-r) = L_g$ — длина эквивалентного маятника, м.

Для тепловоза ТЭ109 $R = 275 \text{ мм}$, $r = 30 \text{ мм}$ и $L_g = 400 \text{ мм}$. Частота собственных колебаний, рассчитанная по формуле (18), равна 0,71 Гц. Эквивалентная жесткость роликовых опор, отнесенная к одной тележке, $\kappa_y = 7,56 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$.

Возвращающая сила, создаваемая пружинами шкворневого узла тележки, $Y_{ш} = \kappa_{ш} y / 2$, тогда суммарная возвращающая сила, действующая на тележку,

$$Y_{T\Sigma} = N_T y / \sqrt{(2R - d)^2 - y^2} + \kappa_{ш} y / 2.$$

Возвращающая сила при максимальном отклонении кузова по рекомендации ВНИТИ должна быть $Y_{T\Sigma} = (0,2 \div 0,25) N_T$. Колебания виляния тележек тепловоза ТЭ109 гасятся моментом трения $M_{тр} = 45 \div 69 \text{ кН}\cdot\text{м}$ в опорах, зависящим от угла поворота тележки. Меньшая цифра соответствует углам поворота тележки $\varphi \leq 20^\circ$, большая $\varphi \geq 1^\circ$. При поперечных колебаниях кузова

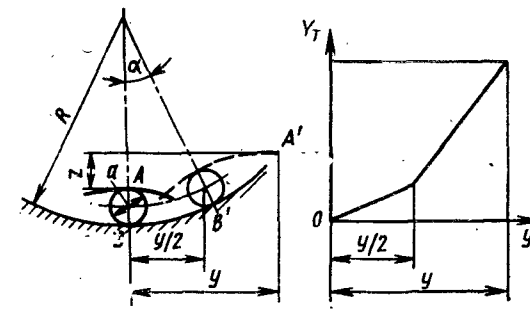


Рис. 66. Схема перемещения кузова относительно рамы на опорах и характеристика поперечной связи кузова с тележками

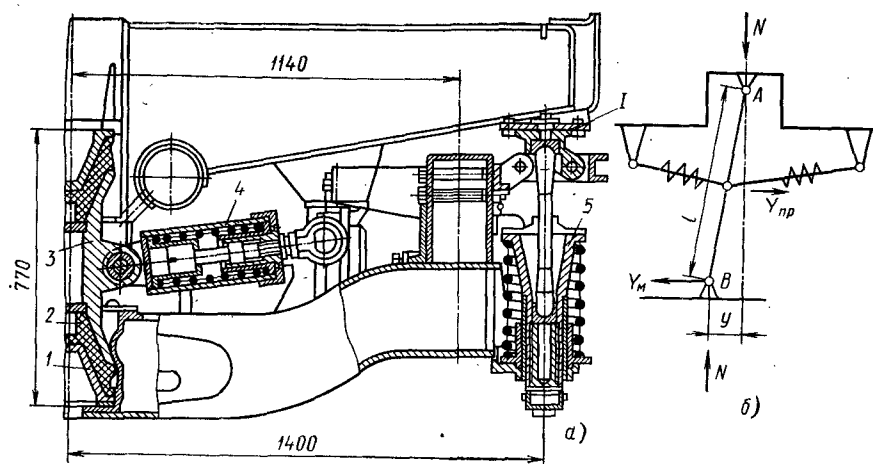


Рис. 67. Маятниковое опорно-возвращающее устройство тепловоза ТЭП60:
а — поперечный разрез центральной маятниковой и боковой опор; б — схема действия сил на центральную опору; 1 — опорный конус тележки; 2 — амортизатор; 3 — стойка; 4 — возвращающий аппарат; 5 — боковая опора; 1 — поверхность трения

относительно рамы тележек необходимое трение создается в опорах по торцам роликов и в шкворне.

Опорно-возвращающие устройства с маятниковыми опорами. Нагрузка от кузова на раму тележки у тепловоза ТЭП60 и электроваз ВЛ60 передается двумя центральными маятниковыми опорами и четырьмя боковыми. На каждую маятниковую опору тепловоза ТЭП60 (рис. 67, а) передается нагрузка 95,6 кН, а на боковую 47,5 кН. Опоры допускают относительное поперечное перемещение тележки и кузова до 80 мм. При поперечном перемещении и повороте тележек маятниковые опоры наклоняются. Устойчивость этих опор обеспечивается специальными возвращающими аппаратами 4. Корпуса возвращающих аппаратов ушками соединены со стойкой 3 маятниковой опоры и специальным кронштейном кузова. Пружина возвращающего аппарата установлена в корпусе с предварительным натягом 15 кН. Максимальный прогиб пружины возвращающего аппарата равен 50 мм.

Стойка опоры при поперечных отклонениях скользит между двумя направляющими, установленными в поперечной балке тележки. Как в стойке, так и в направляющих имеются специальные камни из закаленной стали 45, через которые передаются тяговые и тормозные силы.

Определим величину возвращающего усилия маятниковой опоры при отклонении кузова на величину y (рис. 67, б). При наклоне маятника обе пружины работают одновременно, поэтому их суммарное усилие $Y_{пр} = 2(Y'_{пр} + \frac{жy}{2})$, где $Y'_{пр}$ — предварительный натяг пружины; $ж$ — жесткость пружины. Одновременно от нагрузки N кузова на маятник действует опрокидывающий момент Ny .

Обозначим воздействие тележки на маятник, а следовательно, и на кузов через Y_m и составим уравнение моментов сил, действующих на маятник относительно опоры A , в предположении, что пружинный механизм укреплен посередине маятника:

$$Y_m l \cos \alpha - 2 \left(Y'_{пр} + \frac{жy}{2} \right) l \cos \alpha / 2 + Ny = 0.$$

Откуда возвращающая сила

$$Y_m = Y'_{пр} + \frac{жy}{2} - \frac{Ny}{l \cos \alpha}.$$

Учитывая, что угол наклона маятника при движении по кривым небольшой, можно принять $\cos \alpha = 1$. Тогда

$$Y_m = Y'_{пр} + \frac{жy}{2} - \frac{Ny}{l}.$$

Боковые опоры воспринимают нагрузку от половины веса кузова. Они стабилизируют положение кузова при наклоне в кривых, демпфируют колебания виляния вследствие трения по поверхности 1 боковой опоры 5 (рис. 67, а). Скользун кузова, опирающийся на стакан, изготовляют из стали 50Г и термообработывают до твердости HRC 45—50. Стакан боковой опоры выполнен из стали 40, поверхность скольжения его имеет твердость HRC 35—40. При коэффициенте трения $\mu_{тр} = 0,15$ (неблагоприятные условия смазки) опоры создают момент трения $M_{тр} = 52,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ и силу трения $F_{тр} = 28,5 \text{ кН}$.

Люлечная подвеска кузова принадлежит к одной из распространенных конструкций, применяемых на пассажирских вагонах, электроподвижном составе и в некоторых случаях на локомотивах. В отечественном локомотивостроении люлечное подвешивание было применено на газотурбовозе ГП1 Коломенского тепловозостроительного завода.

По типичной люлечной схеме выполнено, например, подвешивание кузова английского тепловоза «Кестрел» (рис. 68, а). Кузов через шкворневую маятниковую опору 2 передает нагрузку на надрессорную балку 1, которая опирается через четыре винтовые пружины 3, закрепленные на подрессорной балке 8. Параллельно пружинам установлены гидравлические гасители 7 вертикальных колебаний. Подрессорная балка через четыре люлечные подвески 6 длиной 800 мм, расположенные под углом 10° , связана с рамой 4 тележки. Свободный ход люльки $\pm 25 \text{ мм}$. Затем параллельно включаются в работу мягкие резиновые упоры 5, максимальная деформация которых составляет 70 мм.

Определим возвращающую силу, создаваемую при отклонении люльки на величину y от среднего положения $ACDB$ в положение $AC'D'B$ (рис. 68, б). Концы C и D люлечных подвесок при отклонении описывают дуги радиусом, равным длине L подвески. При этом новое положение шарнира C' выше, а шарнира D' ниже первоначального, вследствие чего надрессорный брус $C'D'$ оказывается наклоненным на небольшой угол ψ .

Обозначим горизонтальную проекцию подвесок в среднем положении через d , нагрузку на шарниры C и D через $N_T/2$. Тогда, разложив силу $N_T/2$ на силы S_1 и S_2 , направленные вдоль подве-

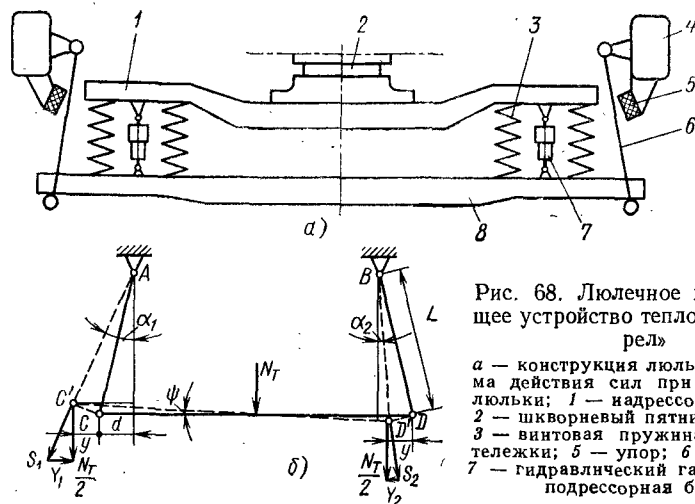


Рис. 68. Люлочное возвращающее устройство тепловоза «Кестрель»

а — конструкция люльки; б — схема действия сил при отклонении люльки; 1 — наддрессорная балка; 2 — шкворневый пятниковый узел; 3 — винтовая пружина; 4 — рама тележки; 5 — упор; 6 — подвеска; 7 — гидравлический гаситель; 8 — поддрессорная балка

сок, а горизонтальные силы Y_1 и Y_2 , найдем возвращающее усилие люльки

$$Y_{\text{л}} = Y_1 + Y_2 = N_T (\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) / 2 = \\ = N_T / 2 [(d + y) / \sqrt{L^2 - (d + y)^2} - (d - y) / \sqrt{L^2 - (d - y)^2}]. \quad (19)$$

Из формулы (19) следует, что с увеличением d одному и тому же отклонению люльки будет соответствовать большая величина возвращающей силы $Y_{\text{л}}$.

При первоначальном вертикальном расположении подвесок ($d = 0$) формула (19) имеет вид

$$Y_{\text{л}} = Y_1 + Y_2 = N_T (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2) / 2 = N_T y / \sqrt{L^2 - y^2}.$$

Обычно $L \gg y$ (длина подвесок колеблется от 400 до 1000 мм, а поперечное отклонение люльки — от 40 до 60 мм) и для случая вертикальных подвесок возвращающая сила $Y_{\text{л}} = N_T y / L$, т. е. зависимость возвращающей силы от отклонения люльки линейная.

Люлочное подвешивание кузова, являясь более совершенным устройством, позволяющим управлять динамическими качествами локомотива, имеет существенные недостатки: сложность конструкции, большие габаритные размеры, значительный износ шарнирных соединений и др.

Опора кузова на пружины, работающие на сдвиг. Винтовые цилиндрические пружины рессорного подвешивания локомотива обычно подвергаются действию переменных сил, направленных по оси пружины. Однако, если опорные витки такой пружины сдвигать в горизонтальной плоскости, то пружина будет препятствовать этому сдвигу, т. е. создавать возвращающую силу.

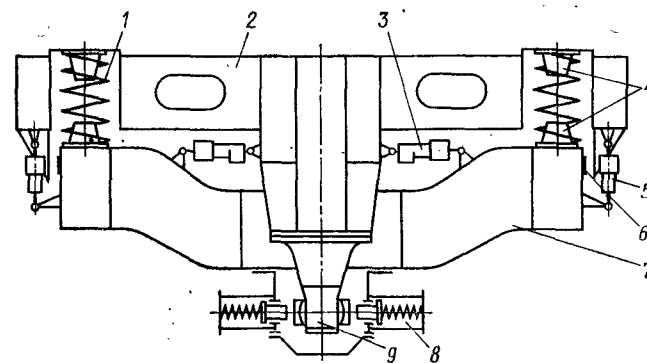


Рис. 69. Схема опорно-возвращающего устройства тепловоза ТЭП75:

1 — пружина; 2 — рама кузова; 3 — гидравлический гаситель горизонтальных колебаний; 4 — направляющие стаканы; 5 — гидравлический гаситель вертикальных колебаний; 6 — ограничитель; 7 — рама тележки; 8 — возвращающее устройство шкворня; 9 — шкворень

Таким образом, пружины рессорного подвешивания (второй ступени) одновременно могут выполнять функции опорно-возвращающего устройства, как на тепловозах ТЭП70 и ТЭП75.

Примером конструкции такого подвешивания может служить опорно-возвращающее устройство тепловоза ТЭП75 (рис. 69), в котором рама 2 кузова передает нагрузку на четыре комплекта пружин 1, установленных посередине боковин тележек в специальных нишах рамы. Каждый комплект состоит из четырех пружин, изготовленных из стали 60С2ХА. Пружины имеют девять рабочих витков и обеспечивают статический прогиб 120 мм второй ступени рессорного подвешивания. Для улучшения условий работы пружины при поперечном сдвиге ее опорные витки опираются на направляющие стаканы. Шкворень 9 опущен вниз таким образом, чтобы передавать силу тяги на уровне осей колесных пар.

При поперечном смещении кузова сначала действуют только возвращающие силы, создаваемые пружинами 1, а затем подключается и пружина возвращающего устройства 8 шкворня. Таким образом, достигается требуемая нелинейная характеристика упругой поперечной связи (см. рис. 66), вид которой примерно такой же, как и для роликовых возвращающих устройств тепловоза ТЭ109.

Зазор между обоймой шкворня и толкателем возвращающего устройства шкворня 30 мм, общий ход кузова до упора в ограничитель 6—60 мм (см. рис. 69). Гашение горизонтальных и вертикальных колебаний кузова и тележек осуществляется отдельно при помощи гидравлических гасителей 3 и 5 (два горизонтальных и четыре вертикальных на тележку). При повороте тележек возникает возвращающий момент, создаваемый пружинами.

На рис. 69 видно, что пружины 1 работают в сложном напряженном состоянии, сдвиг верхних опорных витков относительно нижних может достигать 120 мм и более. Поэтому к материалу пружин, технологии их изготовления и контролю предъявляются повышенные требования.

§ 19. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

Тормозные средства локомотивов — это комплекс устройств для создания регулируемых тормозных сил. Тормозное оборудование размещают в кузове и на тележке локомотивов. На тележке устанавливают тормозные цилиндры, рычажную передачу и трубопровод питания тормозных цилиндров, остальное оборудование — в кузове локомотива. Число тормозных цилиндров на локомотиве зависит от принятой схемы рычажной передачи и может быть от 4 до 16. Работа пневматических тормозов основана на использовании в тормозном цилиндре энергии сжатого воздуха.

Тормозная рычажная передача служит для равномерного распределения усилия между тормозными колодками и передачи его от поршня тормозного цилиндра на колеса локомотива. Тормозные передачи по принципу действия бывают с *односторонним* и *двусторонним* нажатием тормозных колодок на колеса локомотива. При одностороннем нажатии обеспечивается тормозное усилие с одной стороны колеса, при двустороннем — с двух сторон. Каждая из схем свойственна преимуществам и недостаткам.

Односторонние рычажные передачи сравнительно просты по конструкции, обладают небольшой массой, удобны в эксплуатации и ремонте, но при торможении ось колесной пары воспринимает дополнительный крутящий момент от одностороннего действия тормозных колодок. Большое давление на чугунных тормозных колодках снижает коэффициент трения между колодкой и колесом, а следовательно, и тормозную силу локомотива, вызывая значительный износ колодок и нагрев бандажей. Односторонние передачи применяют на локомотивах ВЛ8, ВЛ23, ВЛ61, ТГМЗ, ТЭ10 и др.

На тележке электровоза (рис. 70) имеются два тормозных цилиндра 1 диаметром 10", штоки которых соединены с рычагами 2. Нижние концы рычагов 2 соединены с тягами 3. Балансиры 4 шарнирно связаны с подвесками 5 и башмаком 6, передающим тормозные усилия на колеса через подвески, шарнирно соединенные с башмаками и тормозными колодками 7.

Двусторонние рычажные передачи гораздо сложнее по конструкции и имеют большую массу, в эксплуатации и ремонте затрудняют осмотр экипажной части локомотива, но обеспечивают лучшие фрикционные качества вследствие повышения коэффициента трения между чугунной колодкой и колесом, а также больший срок службы колодок. Двустороннее расположение колодок применяют на локомотивах ЧС4, ЧМЭ2, ВЛ80, ВЛ82, ТЭП70,

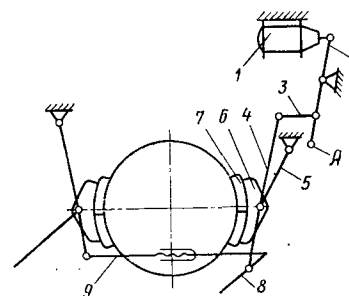


Рис. 70. Схема рычажной тормозной передачи одной стороны тележки электровоза ВЛ8:

1 — тормозной цилиндр; 2 — рычаг; 3, 8 и 9 — тяги; 5 — подвеска; 6 — башмак; 7 — колодка; А — точка приложения усилия

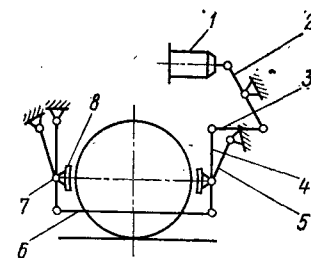


Рис. 71. Схема рычажной передачи тепловоза 2ТЭ116

2ТЭ116 и др. (рис. 71). Функции элементов рычажной передачи аналогичны функциям односторонней передачи.

Рычажные передачи должны изменять передаточные отношения в зависимости от материала и типа тормозных колодок. В конструкциях вертикальных (или горизонтальных) рычагов предусмотрены отверстия для валиков, положение которых обуславливает изменение коэффициента нажатия колодок. Так, например, на тепловозе ТЭП60 передаточные отношения при композиционных и чугунных колодках соответственно равны 2,38 и 5,77, а действительные коэффициенты нажатия 0,6 и 0,3.

Рычажные передачи должны иметь достаточную жесткость в поперечной плоскости для возможности применения безгребневых секционных тормозных колодок (тепловоз ТЭМ2).

Рычажная передача тормоза должна обеспечить возможность регулирования зазоров между бандажами и тормозными колодками и применения автоматических устройств сил нажатия и противоюзных устройств. При проектировании большое внимание уделяется уменьшению массы тормозной системы и числа шарнирных соединений. Широко распространены тормозные системы, в которых каждое колесо обслуживается одним тормозным цилиндром (тепловоз 2ТЭ116) с малым передаточным отношением и конструкция рычажных передач колодочного тормоза максимально упрощена.

Расчет допускаемой силы нажатия тормозных колодок (накладок). Обеспечение наибольшей тормозной эффективности проектируемых тормозных передач при эксплуатации подвижного состава — важная задача безаварийного движения на транспорте. Для выполнения этих условий тормозная сила колесных пар не должна превышать максимально возможную силу сцепления колес с рельсами, т. е. допускаемая сила нажатия (кН)

Таблица 6

Значение коэффициентов нажатий σ тормозных колодок

| Тормоз | Φ_k | Локомотив | | Удельная нагрузка, мН/м^2 |
|---------------------------|-----------|-----------|--------------|------------------------------------|
| | | грузовой | пассажирский | |
| Колодочный чугунный | — | 0,6—0,7 | 0,7—0,8 | 1,2/1,2 * |
| Колодочный композиционный | 0,38—0,25 | 0,27—0,3 | 0,3—0,35 | |
| Дисковый композиционный | 0,28—0,2 | 0,37—0,4 | 0,37—0,4 | 0,6/0,5 |
| | 0,32—0,37 | 0,28 | 0,3 | 0,5/0,4 |

* В числителе дана удельная нагрузка на тормозную колодку при скоростях движения до 180 км/ч, в знаменателе — при скоростях, превышающих 180 км/ч.

колодок на колесо или накладку, на тормозной барабан дискового тормоза

$$\sum K = a2P\Phi_k R_k / \Phi_k r,$$

где a — коэффициент, учитывающий разгрузку колесной пары от действия вертикальных сил и сил инерции при торможении, для ориентировочных расчетов равен 0,9; $2P$ — нагрузка от колесной пары на рельсы; Φ_k — коэффициент сцепления колес с рельсом; Φ_k — коэффициент трения тормозной колодки (накладки); R_k — радиус колеса; r — расчетный радиус тормозного диска.

Для колодочного тормоза отношение $R_k/r = 1$. При ориентировочных расчетах, по рекомендациям ЦНИИ МПС, можно принимать $\Phi_k = 0,09 \div 0,1$.

Для упрощения расчетов допускаемой силы нажатия принимают, что коэффициент нажатия на тормозные колодки $\delta = \sum K / 2P$. Это вызвано тем, что коэффициент Φ_k , входящий в формулу для определения допускаемой силы нажатия, зависит от силы нажатия K .

На основании результатов исследований и опыта эксплуатации ЦНИИ МПС и ВНИТИ рекомендуют использовать в расчетах коэффициенты нажатий тормозных колодок (накладок), приведенные в табл. 6.

При определении удельных нагрузок на тормозные колодки (накладки) исходят из наибольшей силы нажатия, числа и размеров тормозных колодок (накладок). По окончательно выбранной силе нажатия тормозных колодок (накладок) проводят тормозные расчеты и расчеты по нахождению теплового режима фрикционных пар колесо — колодка и тормозной диск — накладка. После выбора схемы рычажной передачи рекомендуется рассчитать диаметр тормозного цилиндра и передаточное число тормозной рычажной передачи.

Передаточное число рычажной передачи, как отношение произведения длин ведущих плеч рычагов к ведомым с учетом схемы ее, определяют из формулы

$$\sum K = N_{шт} u \eta_{р.п.}$$

где $N_{шт}$ — усилие по штоку тормозного цилиндра; u — передаточное число рычажной передачи; $\eta_{р.п.}$ — КПД рычажной передачи.

На основании экспериментальных данных в зависимости от схемы рычажной передачи рекомендуется принимать $\eta_{р.п.} = 0,9$ для двухосных тележек, $\eta_{р.п.} = 0,85$ для трехосных тележек, $\eta_{р.п.} = 0,5$ для тормоза с ручным приводом. Передаточное число (схема рычажной передачи) и усилие по штоку тормозного цилиндра (число тормозных цилиндров и их диаметр) выбирают с учетом их взаимосвязи следующим образом.

Передаточное число тормозной передачи вновь проектируемых локомотивов должно быть минимально возможным и не превышать 10. Это позволит обеспечить достаточно хорошее регулирование зазоров между тормозной колодкой и колесом в процессе эксплуатации подвижного состава. Зазор должен быть 6—20 мм, а ход поршня тормозных цилиндров 50—150 мм. При сравнительно большом передаточном числе рычажной передачи затрудняется ее регулировка и отвод колодки от колеса в отпускном режиме, хотя при этом и имеется возможность применить тормозной цилиндр малого диаметра. В последнее время в отечественной и зарубежной практике наблюдается тенденция к применению рычажных передач с тормозным цилиндром на каждое колесо.

Задавшись передаточным числом u в рекомендуемых пределах, определяют усилия по штоку тормозного цилиндра

$$N_{шт} = p_{ц} \frac{\pi d_{ц}^2}{4} \eta_{ц} - \sum_1^3 N,$$

где $p_{ц}$ — давление в тормозном цилиндре; $d_{ц}$ — диаметр тормозного цилиндра; $\eta_{ц}$ — коэффициент потерь в тормозном цилиндре, равный 0,98—0,97; $\sum_1^3 N$ — суммарное усилие, состоящее из усилий наружной и внутренней отпускных пружин тормозного цилиндра при торможении и усилия пружины автоматического регулятора. Диаметр тормозного цилиндра

$$d_{ц} = 1,12 \sqrt{\left(N_{шт} + \sum_1^3 N \right) / p_{ц}}.$$

Полученное значение диаметра тормозного цилиндра округляют до ближайшего стандартного и далее, варьируя двумя величинами u и $d_{ц}$, конструктивно оформляют схему рычажной передачи тормоза локомотива, подбирают плечи рычагов тормозной передачи, при которых реализуются найденные диаметр тормозного ци-

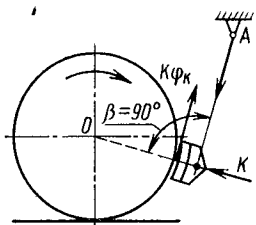


Рис. 72. Схема подвешивания тормозной колодки

цилиндра и передаточное число. Передаточное число тормозной передачи от одного тормозного цилиндра находят как сумму передаточных чисел на отдельные колеса или группу передач.

Проектирование рычажной передачи состоит из решения двух задач: конструктивной разработки схемы при определенном значении передаточного числа тормозной передачи и нахождении сил для расчета на прочность элементов рычажной передачи.

Проектировать следует для средних условий эксплуатации деталей рычажной передачи: тормозные колодки изношены на толщину 25 мм и прижаты к колесам, бандаж обточен по диаметру на 50 мм, ход поршня тормозного цилиндра принимают средним, регулировочные приспособления должны занимать среднее положение. При взаимном расположении деталей в тормозном положении стремятся к тому, чтобы рычаги были перпендикулярны тягам, соединенным с ними. Тормозные колодки рекомендуют подвешивать на 40—50 мм ниже центра оси колесной пары, длину подвески брать не менее 0,8 радиуса колеса.

Необходимо учитывать возможные отклонения тормозных сил в процессе эксплуатации от расчетных в результате износа колодок и изменения первоначальных углов наклона тормозных колодок. Точку подвеса следует выбирать таким образом, чтобы угол подвешивания β был близким к прямому (рис. 72). Большое внимание при проектировании уделяют установке автоматического регулятора. Независимо от конструктивной схемы автоматического регулятора, он должен позволять тормозным колодкам изнашиваться до минимальной величины (10—15 мм) без дополнительных ручных регулировок.

Ручной привод тормоза действует на рычажную передачу. Тормозное усилие на колодки при ручном тормозе передается зубчатой, винтовой передачи или комплексу, в котором применены многократные (двух или четырех) полиспасты с барабанами для приема тросов (тепловоз ТЭМ7). При расчете ручного тормоза определяют основные параметры передачи и проверяют возможность удержания локомотива на уклоне 30‰ усилием на маховике ручного тормоза 300—500 Н. Вычисляют передаточное число ручного тормоза, действительную и расчетные силы нажатия тормозных колодок от ручного тормоза. Возможность удержания локомотива на уклоне проверяют, сопоставляя суммы силы сопротивления локомотива при трогании с места с тормозными силами от нажатия тормозных колодок ручного тормоза с дополнительным сопротивлением локомотива на уклоне.

Усилия в отдельных элементах рычажной передачи тормоза определяют последовательно, начиная с рычагов, непосредственно

связанных с тормозным цилиндром. Силы находят, исходя из передаточных чисел групп, узлов. При расчете деталей рычажной передачи на прочность давление воздуха в тормозном цилиндре $p_a = 0,42$ МПа. Силы трения и действие отпускных пружин и пружин регулятора в расчете не учитывают. Действительные расчетные напряжения в деталях рычажной передачи должны не превышать значений допускаемых напряжений, принятых по ГОСТ для материала деталей тормозных систем. При расчете деталей ручного тормоза на прочность исходят из усилий, развиваемых автоматическим тормозом при КПД передачи, равном единице.

Схема рычажной передачи дискового тормоза с двумя тормозными цилиндрами на колесную пару приведена на рис. 73. Перемещение рычагов клещевидного механизма, прижатие накладок к дискам осуществляется клиновым устройством, на которое действует усилие от штока тормозного устройства. Такая передача осуществлена на электропоезде ЭР200. Авторегулятор, встроенный в тормозной цилиндр, позволяет обеспечивать зазор 1—3 мм между накладками и диском. Вагоны дизель-поездов оборудованы рычажной передачей дискового тормоза с одним тормозным цилиндром на колесную пару. Применение дисковых тормозов на подвижном составе отечественных железных дорог позволяет успешно решать задачу повышения эффективности торможения. Конструкция дисковых тормозов такова, что они могут работать самостоятельно и в сочетании с электропневматическими и воздушными тормозами. Они просты по устройству, обеспечивают плавность и надежность торможения.

На тележках электровозов и тепловозов с электрической передачей применяют электродинамическое торможение и рельсовые

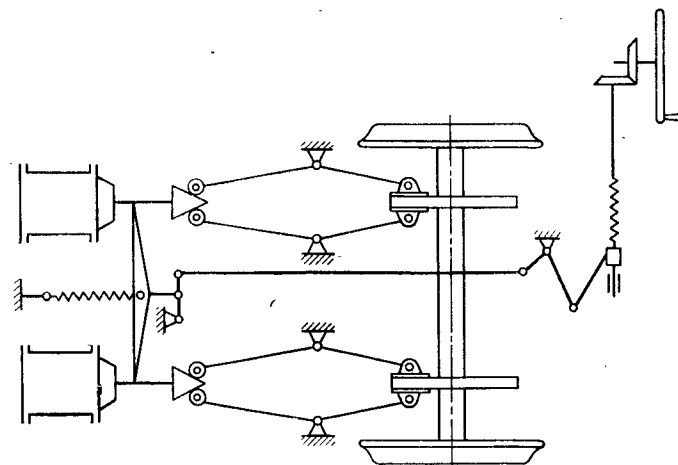


Рис. 73. Схема рычажной передачи дискового тормоза

магнитные тормоза как эффективные дополнительные тормозные системы.

При электрическом торможении тяговые двигатели переводят в генераторный режим, при этом тормозной момент тягового двигателя в виде тормозной силы реализуется в точках касания колес с рельсами. Кинетическая энергия движущегося поезда превращается в электрическую, которая или поглощается тормозными сопротивлениями локомотивов (реостатное торможение), или возвращается в контактную сеть (рекуперативное торможение), или используется в тормозных сопротивлениях и для питания вспомогательных приводов (вентилятора охлаждения тяговых двигателей, аккумуляторных батарей и др.) локомотивов (комбинированное, реостатно-рекуперационное торможение).

Рельсовые электромагнитные тормоза позволяют развивать тормозные силы, не ограниченные силой сцепления с рельсами. Стальные тормозные башмаки магнитно-рельсового тормоза притягиваются к рельсам при возбуждении их катушек электрическим током. Тормозная сила $B_t = 1000 \sum K \Phi_k$, где $\sum K$ — сумма сил нажатий тормозных башмаков к рельсу, кН. Рельсовые электромагнитные тормоза действуют только при экстренном торможении, при замедлении $1,5 \text{ м/с}^2$ их отключают. При изменении скорости движения от 25 до 160 км/ч коэффициенты трения изменяются в широких пределах от 0,15 до 0,04. Сила притяжения башмаков может быть выбрана различной.

В современных конструкциях тормозных передач сила прижатия достигает 50 кН и более на 1 м длины башмака. При силе 100 кН потребляемая мощность составляет в среднем 1500 Вт. Магнитно-рельсовые тормоза применяют на высокоскоростных единицах подвижного состава. Тележка вагона скоростного поезда РТ200 оборудована дисковым и магнитно-рельсовым тормозом. Применение в комплексе этих тормозных систем обеспечивает на площадке при скорости движения 200 км/ч и замедлении $1,2 \text{ м/с}^2$ тормозной путь около 1200—1300 м.

ГЛАВА IV

ТЯГОВЫЕ ПРИВОДЫ

§ 20. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ТЯГОВЫХ ПРИВодОВ

Механизмы, осуществляющие кинематическую и силовую связь между якорем тягового электродвигателя или выходным валом гидравлической передачи, с одной стороны, и ведущими колесными парами локомотива — с другой, называются тяговыми приводами. В простейшем случае — это одноступенчатый редуктор, в более сложных случаях — система валов, шарниров и редукторов. Назначение редукторов, входящих в такую систему, заключается в повышении крутящего момента, передаваемого колесным парам, а в некоторых случаях раздате мощности, а также изменении направления движения локомотива.

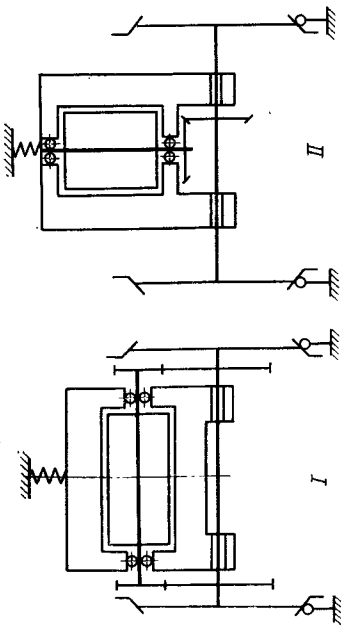
Тяговые приводы локомотивов работают в тяжелых условиях: они подвергаются воздействию больших динамических нагрузок, возникающих при взаимодействии колес с рельсом, колебаниях наддрессорного строения, боксовании. На них длительное время воздействуют пыль, сырость, снег. Габаритные размеры передаточных механизмов ограничены.

Все это выдвигает перед конструкторами при проектировании ряд требований. Наиболее важные из них следующие: обеспечить необходимую при движении локомотива свободу перемещения колесных пар относительно рамы тележки, а тележки — относительно рамы локомотива; обеспечить оптимальную частоту вращения якоря тягового электродвигателя или выходного вала гидropередачи и высокий КПД передачи; поглощать часть энергии колебаний, возникающих в тяговом приводе; передача должна быть проста по конструкции, иметь минимальную массу необрессоренных частей и малые габаритные размеры.

Конструкции приводов локомотивов разнообразны. Они зависят от типа и назначения локомотива, выбранной передачи, условий работы и т. п. Примерная классификация наиболее распространенных приводов с электродвигателем современных локомотивов приведена на рис. 74. Все приводы можно разделить на индивидуальные и групповые.

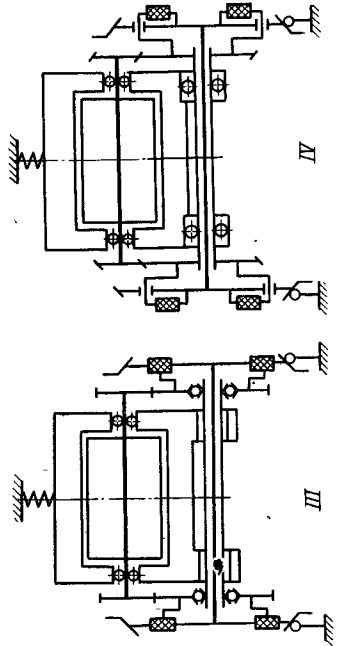
Индивидуальные приводы характеризуются тем, что крутящий момент от тягового электродвигателя передается на одну движущую колесную пару. Индивидуальный электрический привод широко применяют особенно для магистральных локомотивов.

Опорно-осевое подвешивание двигателя



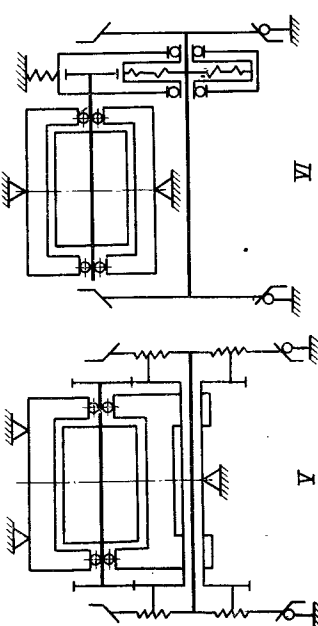
I

Опорно-центровое подвешивание двигателя



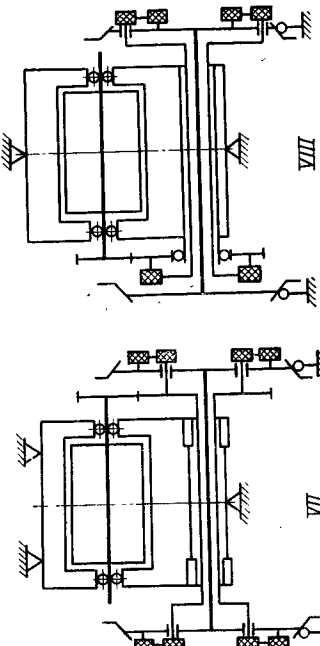
II

С упругим звеном между полым валом и колесной парой в зубчатом колесе редуктора



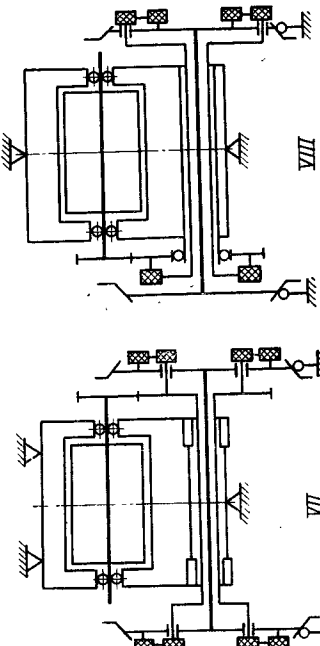
III

Шарнирно-рычажными муфтами полым валом



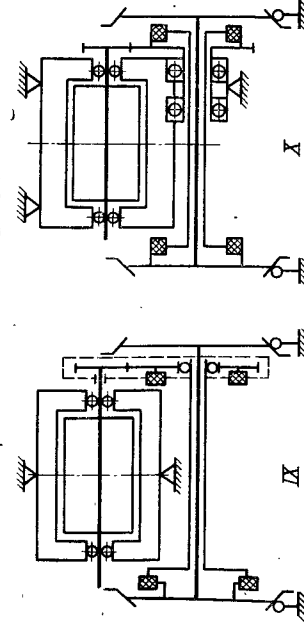
IV

Шарнирно-рычажными муфтами карданным валом



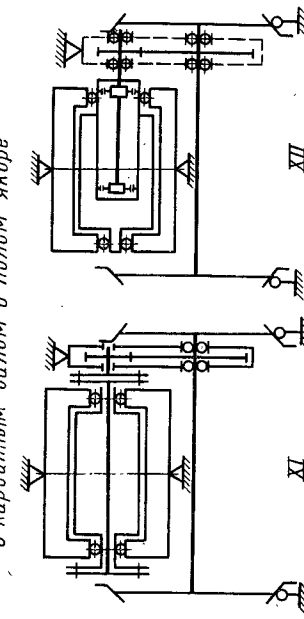
V

С полым карданным валом на оси



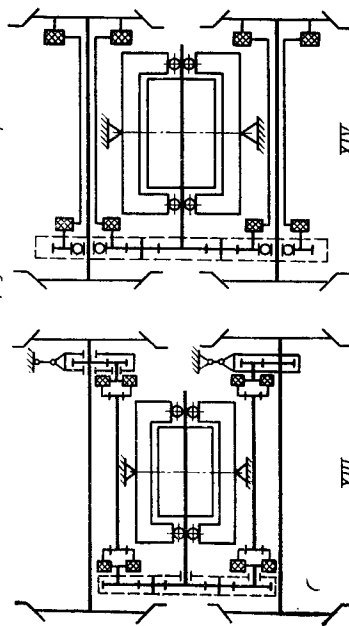
VI

С карданным валом в полум якоря

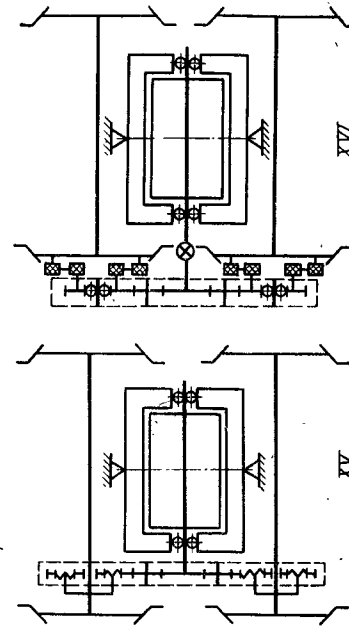


VII

Групповые приводы с электродвигателем



VIII



IX

Рис. 74. Классификация тяговых электрических приводов локомотивов

В групповом приводе крутящий момент от одного электродвигателя или выходного вала коробки передач распределяется при помощи редукторов, карданных валов или спарников по колесным парам одной тележки или экипажной части.

Индивидуальные приводы отличаются один от другого способом подвешивания тягового двигателя: опорно-осевое, опорно-центровое и опорно-рамное.

При опорно-осевом подвешивании (схемы I, II) корпус тягового двигателя одной стороной жестко опирается непосредственно на ось колесной пары, а другой — упруго подвешен к раме тележки. При этом способе подвешивания сохраняется постоянное расстояние между осью колесной пары и осью якоря тягового двигателя. Однако при такой подвеске масса необрессоренной части колесно-моторного блока значительна. К тому же вследствие жесткой связи двигателя с осью колесной пары ухудшается работа зубчатых колес редуктора и коллектора якоря двигателя (повышенная вибрация щеточного аппарата). Локомотивы с опорно-осевым подвешиванием двигателей оказывают также повышенное динамическое воздействие на путь при движении. Поэтому опорно-осевое подвешивание тяговых двигателей применяют, как правило, для локомотивов, конструкционная скорость которых не превышает 100—120 км/ч.

Для уменьшения вредного воздействия на путь и смягчения ударов, передаваемых на корпус тягового двигателя и зубчатую передачу, в ряде конструкций опорно-осевого подвешивания тяговый двигатель опирается на ось через упругие элементы (схемы III, IV). Такая конструкция подвешивания тягового двигателя получила название опорно-центральной. Относительная простота конструкции и заметное снижение уровня динамических нагрузок делают привод этого вида перспективным для применения на магистральных локомотивах с конструкционной скоростью до 140—160 км/ч.

Наиболее полно удастся решить проблему улучшения динамики колесно-моторного блока при опорно-рамном подвешивании тягового электродвигателя. Двигатель в этом случае закреплен на раме тележки, что позволяет уменьшить массу необрессоренной части на 40—50%. Условия работы зубчатых колес улучшаются, включая в привод подвижные и упругие элементы, обеспечивающие некоторую свободу перемещения колесной пары относительно тягового двигателя. Конструкции таких приводов разнообразны. Принципиальные схемы некоторых из них представлены на рис. 74 (схемы V—XII). Их можно разбить на две группы: с кинематическим или упругим компенсирующим звеном на стороне большего крутящего момента (схемы V—X) и на стороне меньшего крутящего момента (схемы XI, XII).

Среди приводов первой группы широко распространены приводы с полым валом (схема VII) или с карданным полым валом (схема VIII). В большинстве случаев при их использовании можно

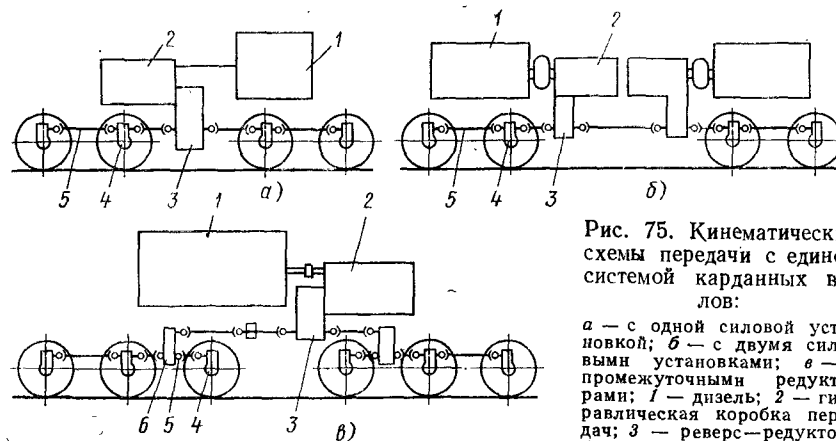


Рис. 75. Кинематические схемы передачи с единой системой карданных валов:

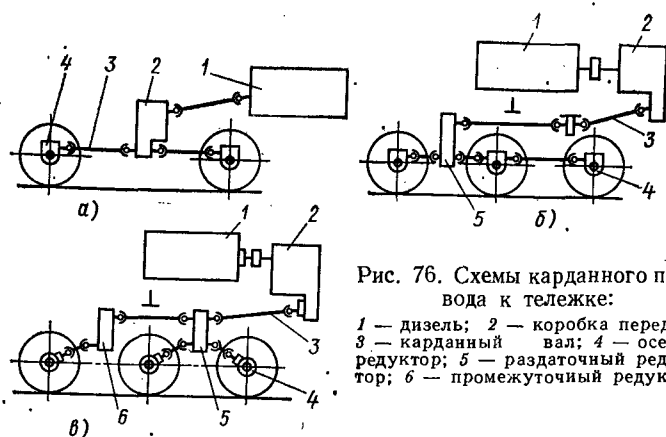
а — с одной силовой установкой; б — с двумя силовыми установками; в — с промежуточными редукторами; 1 — дизель; 2 — гидравлическая коробка передач; 3 — реверс-редуктор; 4 — осевой редуктор; 5 — карданный вал; 6 — промежуточный редуктор

в одном комплекте с электродвигателем закреплять зубчатое колесо и полый вал, а также обеспечить достаточно большую свободу перемещения колесной пары относительно тягового двигателя. Недостаток конструкции — большая масса тягового двигателя вследствие развитой части корпуса, образующей опору его на полый вал (схемы V, VII, VIII), и достаточно мощные компенсирующие и упругие элементы, передающие большой крутящий момент.

В схемах второй группы компенсирующим элементом является карданный вал, расположенный в полем валу якоря. Карданный вал передает крутящий момент на шестерню, объединенную с зубчатым колесом, закрепленным на оси колесной пары. При этом обеспечивается неизменное межцентровое расстояние редуктора и хорошая смазка зубчатых колес. Недостаток такой конструкции — увеличение необрессоренной массы колесной пары и изменение нагрузки на оси в результате действия реактивных сил при реализации движущего момента.

Среди групповых приводов наибольшее распространение получил привод с карданными валами. Привод этого типа подразделяют на две группы. Приводы первой группы характеризуются тем, что все движущие оси локомотива связаны единой системой карданных валов (рис. 75). Ко второй группе относятся приводы, рассчитанные на независимое обслуживание каждой тележки. В этом случае гидравлическая коробка передач может быть расположена как на раме тележки (рис. 76, а), так и на раме локомотива (рис. 76, б, в).

Если коробку передач устанавливают на тележку, то привод к осям выполняют без раздаточных редукторов, а осевые редукторы — одноступенчатыми. Это позволяет уменьшить массу необрессоренной части. Однако масса тележки в целом значительно



увеличивается. Кроме того, создаются тяжелые условия для работы карданного вала, связывающего первичный двигатель с коробкой передач, и возникает потребность в применении гибких трубопроводов, соединяющих коробку передач с системой охлаждения масла.

Если коробку передач устанавливают на раму локомотива, то приводы могут быть выполнены с одним общим раздаточным редуктором или с одним раздаточным и одним промежуточным редукторами. В последнем случае необремененная масса колесной пары снижается в результате применения одноступенчатых осевых редукторов. Однако количество карданных валов и редукторов в приводах такого рода будет на единицу больше, чем в приводах с общим раздаточным редуктором. В практике отечественного локомотивостроения тяговый привод, выполненный по схеме (рис. 76, в), применен Коломенским тепловозостроительным заводом на пассажирском тепловозе ТГП50 мощностью 3000 кВт. Сравнивая карданные приводы двух групп, отметим, что по использованию сцепного веса локомотива приводы первой группы лучше.

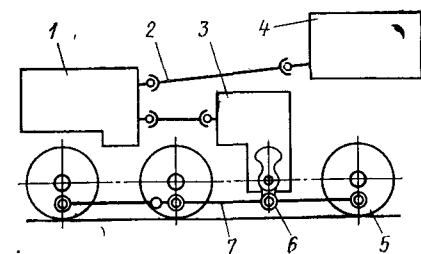


Рис. 77. Схема спарникового привода с отбойным валом:

1 — коробка передач; 2 — карданный вал; 3 — реверс-режимный механизм; 4 — дизель; 5 — движущая колесная пара; 6 — отбойный вал; 7 — спарник

Спарниковые приводы (рис. 77) с отбойным валом используют на промышленных и маневровых локомотивах небольшой мощности. Привод этого типа отличается простотой и надежностью в работе, однако применение его ограничено специфической конструкцией экипажной части и невозможностью использования уни-

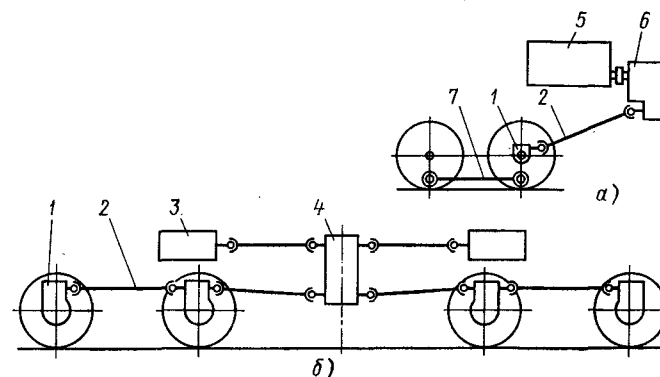


Рис. 78. Схемы комбинированного передаточного механизма: а — карданный привод со спарниковым механизмом; б — тяговый электродвигатель с карданным механизмом; 1 — осевой редуктор; 2 — карданный вал; 3 — тяговый электродвигатель; 4 — суммирующий редуктор; 5 — дизель; 6 — коробка передач; 7 — спарник

цированных узлов и деталей. Групповой привод с одним электродвигателем на тележку (см. рис. 74) применяют в основном на французских локомотивах. Крутящий момент от одного тягового двигателя передается на движущие оси через систему зубчатых колес, объединенных в редуктор, который может быть расположен как внутри (схемы XIII, XIV, XV), так и снаружи тележки (схема XVII). Во Франции с подобным приводом построены также локомотивы с трехосными тележками, например тепловоз СС72000.

В СССР групповой привод используют на электровозах ВЛ40 и ВЛ83. При применении такого привода тележки локомотивов получаются компактными, с малым моментом инерции относительно вертикальной оси, что важно для улучшения ходовых качеств локомотивов при высоких скоростях движения в кривых и в прямых участках пути. К недостаткам подобных конструкций следует отнести сложность тягового редуктора. Кроме того, в эксплуатации наблюдается рост динамических нагрузок в приводе по мере износа бандажей и появления разницы в диаметрах кругов катания колесных пар тележки (явление циркуляции мощности).

Комбинированный тип приводов находит ограниченное распространение. Карданный привод в комбинации со спарниковым механизмом (рис. 78, а) применяют на зарубежных тепловозах малой мощности, тяговый электродвигатель, подвешенный на раме кузова в комбинации с карданным механизмом (рис. 78, б), реализован на маневровом тепловозе ТЭМ12. Последняя конструкция привода позволяет достичь полной унификации тележек тепловозов с гидравлической и электрической передачей. Применение электрической передачи увеличивает КПД тепловоза. Кроме того,

тяговые двигатели этого локомотива работают в лучших условиях, чем при индивидуальном электрическом приводе колесных пар (уменьшаются динамические нагрузки, уменьшается воздействие атмосферных условий и т. п.).

§ 21. ТЯГОВЫЕ ПРИВОДЫ С ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Конструкция опорно-осевого подвешивания. Большинство грузовых и маневровых локомотивов с электропередачей оборудованы индивидуальными приводами движущих колес с опорно-осевым подвешиванием тяговых двигателей. На тепловозах такую передачу выполняют обычно односторонней, и она состоит из пары прямозубых колес, закрытых кожухом. Двухстороннюю косозубую передачу чаще применяют на электровозах.

При опорно-осевом подвешивании тяговый двигатель 2 (рис. 79) опирается жестко одной стороной на движущую ось колесной пары 4 при помощи моторно-осевых подшипников 7; другой стороной опорным приливом 1 упруго через подвеску 15 на раму тележки.

Моторно-осевые подшипники (их два) имеют разъемные вкладыши 9, 10, изготовленные из бронзы ОСЦ 5-5-5. Положение вкладышей в корпусе двигателя фиксируют шпонкой 14. Верхний вкладыш 9 вкладывают в подшипниковый выступ двигателя, нижний 10 с большим вырезом для подвода смазки прижимается крышкой 13, которая имеет резервуар для размещения смазывающей подбивки 11 и масла. Подбивку выполняют из шерстяной пряжи, предварительно пропитанной подогретым осевым маслом марки Л или З. Подбивка прижимается пластиной 12 при помощи пружинок к шейке оси. Резервуар заполнен осевым маслом.

Подшипник со стороны зубчатой передачи прижат к ступице колесного центра, а в некоторых конструкциях к ступице ведомого зубчатого колеса; с другой стороны между ступицей колесного центра и подшипником установлено разъемное уплотнительное кольцо 8. Общее перемещение тягового двигателя относительно оси должно быть 1 мм.

Конструкция упругой опоры тягового двигателя на раму тележки представлена на рис. 80. Это подвешивание называют иногда *траверсным*. Траверса состоит из нижней 5 и верхней 2 балок, между которыми расположены четыре пружины 3, предварительно затянутые усилием около 20—25 кН при помощи стяжных болтов 4. Через крайние пружины балки и кронштейны 1 поперечных балок рамы тележки пропущены направляющие стержни 9, которые снизу фиксируют от выпадания при помощи планок 8, закрепленных болтами 6 с гайками 7. Упругая подвеска двигателя к раме смягчает удары, передаваемые на раму тележки при колебаниях двигателя во время движения.

Крутящий момент двигателя передается парой зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо (ведущая шестерня) 3 (см. рис. 79), напрессованное с гарантированным натягом на конический хвостовик якоря двигателя, находится в зацеплении с ведомым зубчатым колесом 5, напрессованным на ось или ступицу колесного центра. Зубчатые колеса предохраняются от пыли и грязи кожухом 6, который состоит из двух разъемных половин и крепится к тяговому двигателю.

Зубчатая передача при опорно-осевом подвешивании двигателя работает в тяжелых условиях, обусловленных переменными режимами работы и динамическими нагрузками. Ухудшению условий работы способствует деформация оси и вала якоря при консольном креплении шестерни, а также перекося остова двигателя вследствие зазоров в моторно-осевых подшипниках, которые в эксплуатации могут достигать 3 мм и более.

Перекося зубчатых колес приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба и к чрезмерной концентрации

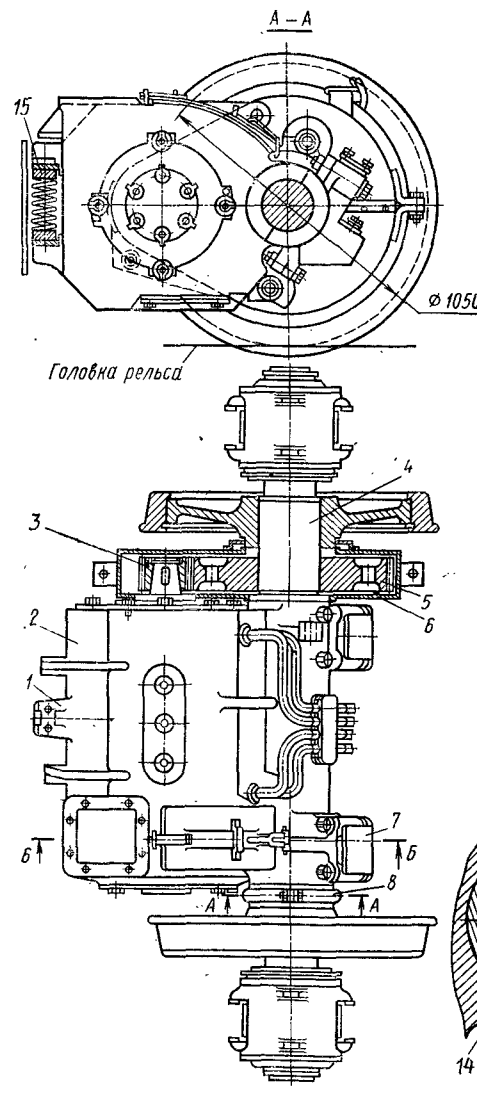


Рис. 79. Опорно-осевое подвешивание тягового электродвигателя тепловоза ТЭЗ:

1 — опорный прилив; 2 — тяговый электродвигатель; 3 — ведущая шестерня; 4 — колесная пара; 5 — ведомое зубчатое колесо; 6 — кожух зубчатой передачи; 7 — моторно-осевые подшипники; 8 — уплотнительное кольцо подшипника; 9, 10 — верхний и нижний вкладыши подшипника; 11 — смазывающая подбивка; 12 — пластина; 13 — крышка подшипника; 14 — шпонка; 15 — подвеска

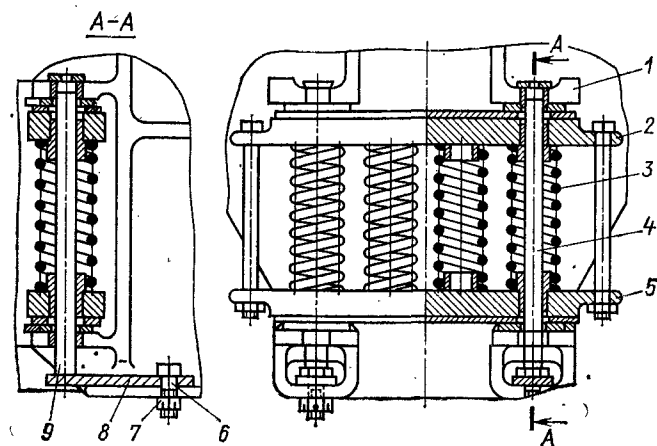


Рис. 80. Конструкция траверсного подвешивания тягового электродвигателя:

1 — кронштейн рамы тележки; 2 — верхняя балка; 3 — пружина; 4 — стяжной болт; 5 — нижняя балка; 6 — болт; 7 — гайка; 8 — планки; 9 — стержень

напряжений в некоторых точках. Компенсировать влияние этого перекося можно, если выполнить зуб по длине в виде трапеции. Например, зубья ведущей шестерни (рис. 81) тяговых электродвигателей тепловозов ТЭЗ и 2ТЭ10Л имеют скос 0,16—0,20 мм.

Вследствие тяжелых условий работы зубчатых колес их изготавливают из легированных сталей. Штампованные заготовки для шестерни выполняют из хромоникелевых сталей 12Х2Н4А или 20ХН3А, а зубчатого колеса из стали 45ХН. Зубья ведущей шестерни цементируют на глубину 1,6—1,9 мм (после шлифования) и подвергают поверхностной закалке до твердости HRC 59; твердость сердцевины зуба и обода должна быть HRC 30—45.

Рабочую поверхность зубьев ведомого колеса закаливают токами высокой частоты на глубину 2—5 мм, при этом твердость закаленного слоя должна быть HRC 50—58, а твердость сердцевины зуба и обода колеса HRC 26—32. После закалки и шлифования

профиль зуба и впадину шестерни и колеса проверяют магнитным дефектоскопом на трещины. Для повышения усталостной прочности впадины зубьев упрочняют накаткой. Чтобы увеличить прилегание зубьев шестерни и колеса, пару перед сборкой подвергают заводской прикатке на стенде под нагрузкой.

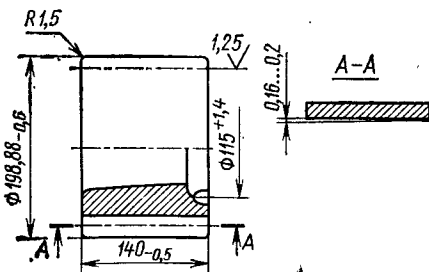


Рис. 81. Шестерня тягового электродвигателя

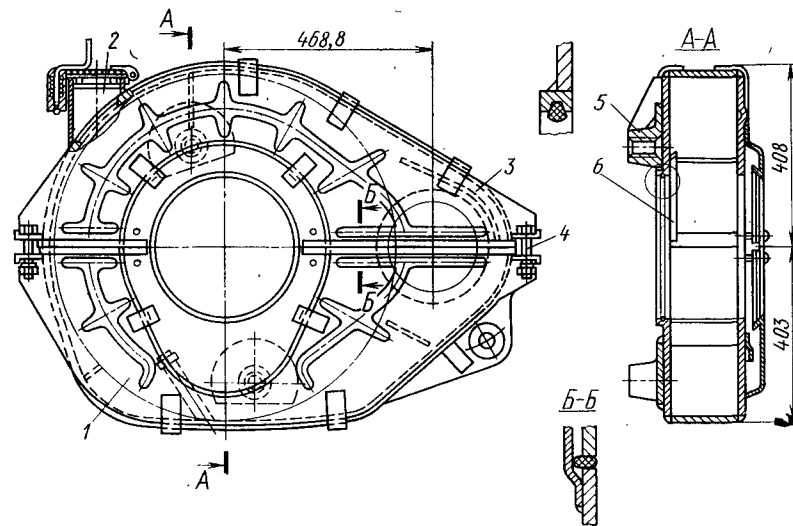


Рис. 82. Кожух тягового редуктора тепловоза 2ТЭ10Л:

1, 3 — нижняя и верхняя части кожуха; 2 — заправочная горловина; 4 — стяжной болт; 5 — бобышка; 6 — отбойное полукольцо

Кожух тягового редуктора должен обладать необходимой прочностью и герметичностью всех соединений. Кожух редуктора тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 82) имеет улучшенную герметизацию соединения горловины и сальникового уплотнения со стороны моторно-осевого подшипника. Объем смазки, заливаемый в кожух, 5,5 л. Половинки кожуха плотно соединены четырьмя болтами 4. Плотность соединения в разьеме достигается промасленным асбестовым шнуром, укладываемым на плоскость разьема. Горловина 2 кожуха с пружинным затвором имеет лабиринтное кольцевое уплотнение. Со стороны моторно-осевого подшипника закладывают губчатую резину и сверху отверстия устанавливают отбойное полукольцо 6, предотвращающее утечку масла, покрывающего кожух при разбрызгивании. Для этой же цели на ступице колесного центра закрепляют отбойное кольцо, а на кожухе приваривают карман (сечение Б—Б). При переполнении кармана масло через отверстие перетекает в кожух. К корпусу двигателя кожух присоединен двумя винтами через приваренные к нему бобышки 5 и одним болтом. Для повышения жесткости стенки кожуха горфированные, выполненные штамповкой.

Повышение работоспособности колесно-моторного блока при опорно-осевом подвешивании тягового двигателя как наиболее простой конструкции — важная задача. Одним из эффективных направлений по увеличению долговечности зубчатой передачи может быть применение упругих зубчатых колес.

Конструкция упругого зубчатого колеса тягового редуктора тепловоза 2ТЭ10В показана на рис. 83, а. Крутящий момент от

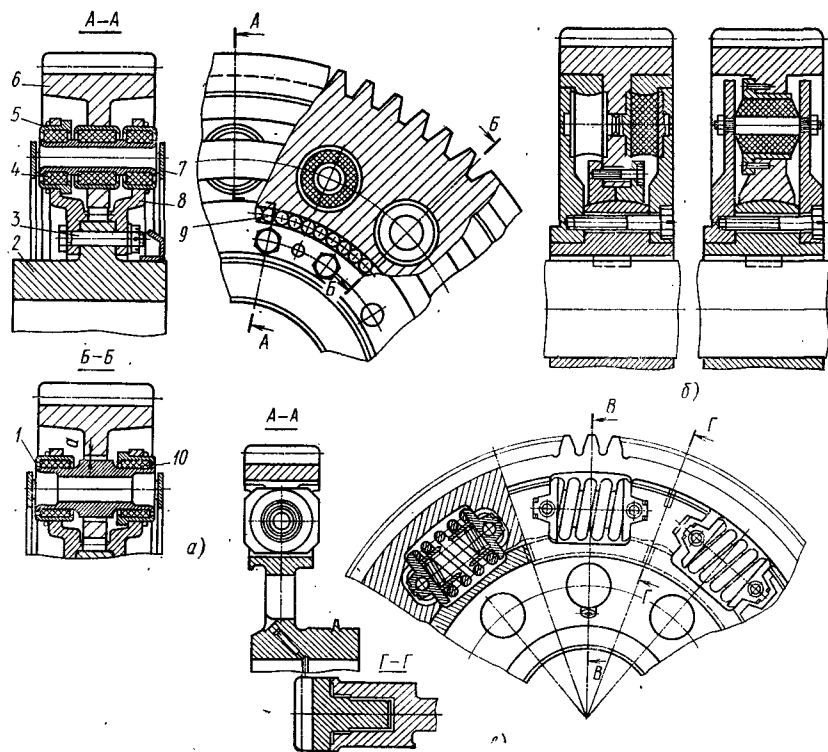


Рис. 83. Упругие зубчатые колеса:

1 — палец; 2 — ступица; 3 — болт; 4 и 10 — упругие резиновые элементы; 5 — втулка; 6 — зубчатый венец; 7 — стопорный диск; 8 — диск; 9 — ролик

ведущей шестерни передается через зубчатый венец 6, упругие резиновые элементы 4, 10 и диски 8, жестко связанные со ступицей 2 зубчатого колеса болтами 3, на ось колесной пары. Зубчатое колесо имеет упругие элементы разной жесткости двух типов. При малом крутящем моменте работают восемь мягких элементов 4. С увеличением крутящего момента венец поворачивается, и при угле поворота примерно 1° вступают в работу восемь более жестких элементов 10. Упругие элементы закреплены стопорными кольцами и закрыты стопорными дисками 7. Бочкообразные ролики 9 центрируют венец относительно ступицы. Зубчатый венец изготавливают из стали 45ХН. Рабочую поверхность зубьев закаляют токами высокой частоты. Впадины зубьев упрочняют накаткой.

Упругие резиновые элементы применяют и в конструкциях самоустанавливающихся зубчатых колес (патент ФРГ № 1038086). Эти конструкции (рис. 83, б) отличаются одна от другой устройством резинометаллических блоков. Зубчатый венец центрируют по сферической поверхности ступицы.

Конструкции упругих зубчатых колес тяговых передач разнообразны. В качестве упругих элементов кроме резины используют пружины, рессорные пакеты. Так, в зубчатом колесе электровоза Ф фирмы Альстом (рис. 83, в) упругими элементами служат девять комплектов двухрядных пружин. Ведущую шестерню выполнить упругой значительно сложнее вследствие ее ограниченных размеров.

Как показал опыт эксплуатации локомотивов, пружинное подвешивание тяговых двигателей является не лучшим конструктивным решением. Пружины рассчитывают так, чтобы при развитии наибольшей силы тяги между витками оставался зазор. Однако при движении локомотива двигатель совершает колебания, которые могут быть особенно интенсивными при боксовании, вплоть до полной осадки пружины. При этом возникают большие ударные нагрузки, которые передаются на раму тележки, корпус двигателя и зубчатую передачу. Они могут стать причинами дефектов кронштейнов подвески тяговых двигателей на раме, поворота шестерни или дефектов зубьев, повышенной вибрации щеточного аппарата и др. Уменьшить нежелательные явления можно, если применить в подвешивании пружины, обладающие нелинейно нарастающей жесткостью, или резинометаллические блоки.

В траверсном подвешивании прилив тягового двигателя, которым он опирается на верхнюю балку траверсы, перемещается при движении как в продольном, так и в поперечном направлении. Кроме того, при колебаниях может произойти его отрыв от поверхности контакта. Все это вызывает интенсивный износ трущихся деталей. В этом отношении более удачна конструкция маятникового подвешивания (рис. 84) тягового двигателя, которую применяют на электровозах ВЛ80, ВЛ80^к и ВЛ10. В этой конструкции кронштейн 2 коробчатого типа прикреплен болтами 1 к тяговому электродвигателю 8 и расположен между резиновыми шайбами 6 и 7, надетыми на подвеску 4. Головку подвески с за-

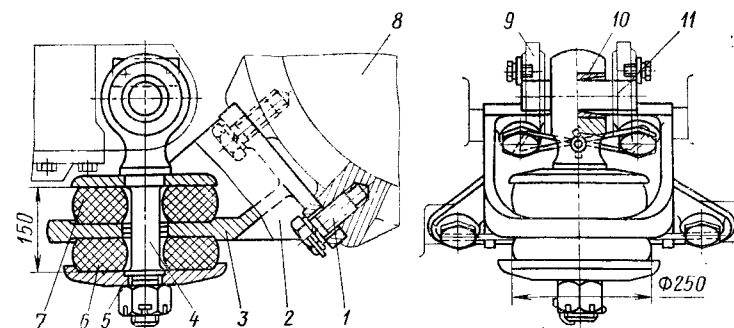


Рис. 84. Конструкция маятникового подвешивания:

1 — болт; 2 — кронштейн; 3 — тарелка; 4 — подвеска; 5 — гайка; 6 и 7 — резиновые шайбы; 8 — тяговый электродвигатель; 9 — кронштейн рамы тележки; 10 — втулка; 11 — валик

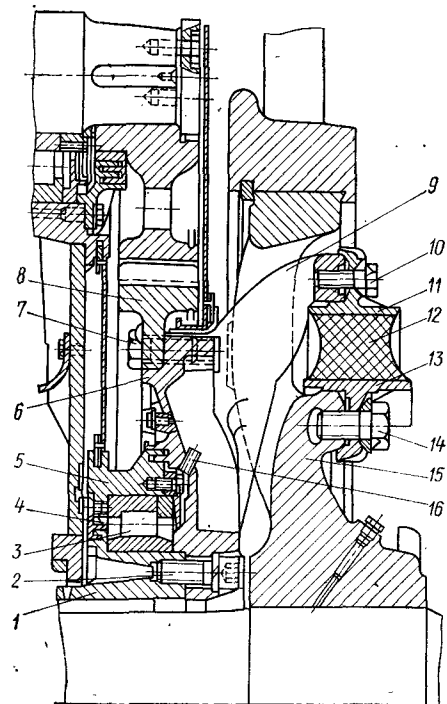


Рис. 85. Опорно-центровое подвешивание тягового электродвигателя фирмы Сименс:

1 — полый вал; 2, 7, 10, 14 — болты; 3 — подшипник; 4 — лабиринтное уплотнение; 5 — фланец двигателя; 6 — центр зубчатого колеса; 8 — венец; 9 — поводок зубчатого колеса; 11, 13 — сегменты; 12 — резиновый блок; 15 — колесный центр; 16 — трубка

вала упорный, а на другой допускает поперечные перемещения. Упругой связью между центром 15 колесной пары и зубчатым колесом служат шесть резиновых кольцевых блоков 12, связанных с одной стороны через привулканизированные сегменты 11 болтами 10 с поводками 9 центра зубчатого колеса, а с другой — через привулканизированные сегменты 13 болтами 14 с центром 15 движущего колеса. В центры зубчатых колес запрессовано по двенадцать трубок 16, через которые автоматически удаляется излишняя и старая смазка. Диаметр трубок подобран таким, что при нормальной температуре смазки образуется масляная пробка; при повышении температуры подшипника вязкость масла уменьшается и ее излишек удаляется.

Резиновые блоки работают на сдвиг, передавая крутящий момент с зубчатого колеса на колесную пару, а также на сжатие от веса двигателя и динамического воздействия пути. Для того чтобы переменные нагрузки не вызывали растяжение резины,

прессованной втулкой 10 из марганцовистой стали Г13Л валиком 11 крепят к кронштейнам 9 рамы тележки.

Конструкция опорно-центрального подвешивания тягового двигателя. В этом случае (см. рис. 74, схемы III, IV) появляется необходимый элемент конструкции — полый вал.

Определенный интерес представляет подвешивание, принципиальная схема которого приведена на рис. 74, б, схема IV. В конструкции такого подвешивания (рис. 85) зубчатое колесо двухсторонней косозубой передачи состоит из двух частей — центра 6 и венца 8. Венец двенадцатью болтами 7 крепят к центру. Центры обоих зубчатых колес соединены полым валом 1, к которому их крепят при помощи болтов 2. На полый вал фланцем 5 опирается двигатель через напрессованные роликовые подшипники 3 с лабиринтным кольцом 4. Подшипник на одной стороне

резиновые блоки устанавливают с предварительным сжатием до напряжения $2,5 \cdot 10^5$ Па. Резиновые блоки подбирают таким образом, чтобы они имели одинаковую характеристику на сжатие во избежание появления эксцентриситета между осью колесной пары и полым валом.

Описанное упругое подвешивание конструктивно сложнее обычного, однако эффективно снижает динамические нагрузки, действующие как на привод, так и на путь. Вертикальные ускорения двигателя в плоскости оси колесной пары при скорости 100 км/ч в 5 раз ниже, чем при жестком подвешивании, а горизонтальные — в 6 раз.

В тяговом приводе (рис. 86) с круглыми резинометаллическими амортизаторами 5, расположенными снаружи колеса, напрессованные на полый вал 1 центры зубчатых колес имеют восемь лап с пальцами 3, проходящими через отверстия в диске цельнокатаного колеса 4. На пальцы надеты круглые резинометаллические амортизаторы 5, которые по наружному диаметру с натягом входят в стаканы 6, запрессованные в отверстия диска колеса. Такая же конструкция тягового привода применена на французских тепловозах серии 68 000 и итальянских электровозах серии Е636 (только резинометаллические амортизаторы размещены непосредственно в отверстиях колесного центра). Следует отметить, что при таком расположении амортизаторы имеют худшие температурные условия для работы.

В опорно-центровом подвешивании (рис. 87) упругими опорами тягового двигателя на колесные центры являются проволоочные муфты. Муфта выполнена в виде концентрично расположенных стальных проволок, закрепленных четырьмя зажимами а, а, б, б и делящих муфту на четыре равные части. Два диаметрально расположенных зажима (а, а) соединены с зубчатым колесом тягового редуктора или лапами полого вала, а два других (б, б) — с колесным центром. Эта муфта допускает радиальные, тангенциальные и осевые перемещения тягового двигателя и колесной пары. При деформации

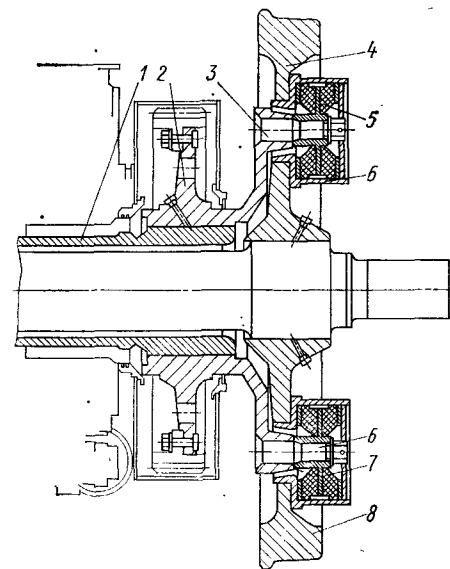


Рис. 86. Конструкция опорно-центрального тягового привода с резинометаллическими амортизаторами:

1 — полый вал; 2 — ступица зубчатого колеса; 3 — палец; 4 — цельнокатаное колесо; 5 — резинометаллический амортизатор; 6 — стакан

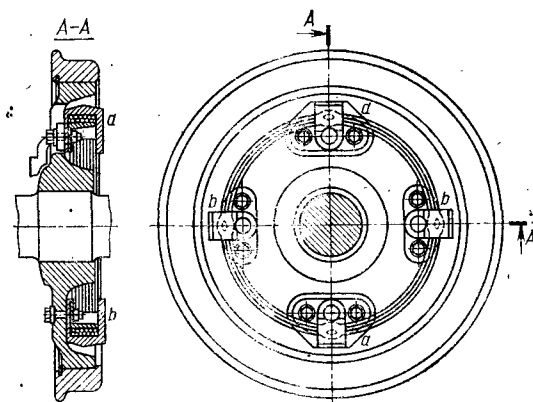


Рис. 87. Упругая проволоочная муфта для опорно-центрального подвешивания тягового электродвигателя

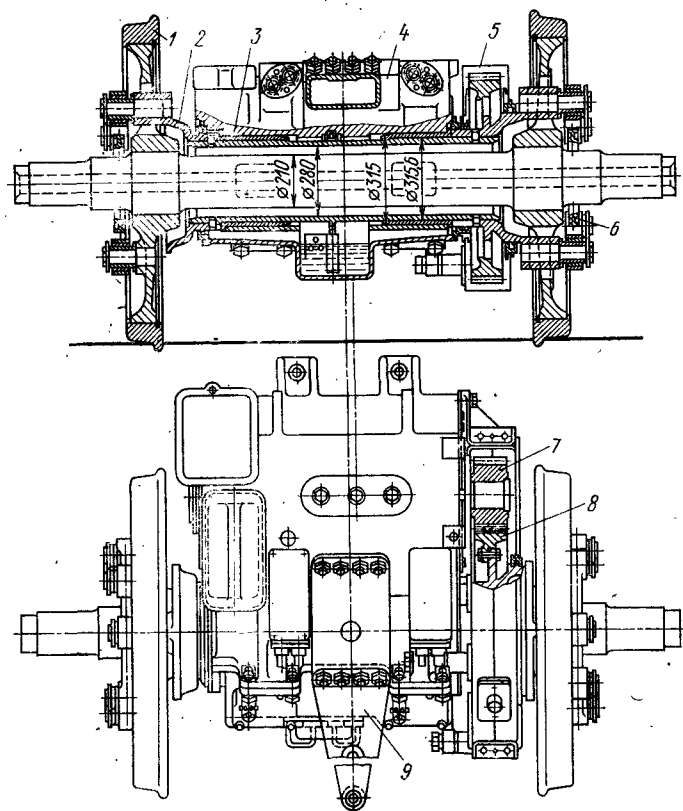


Рис. 88. Колесно-моторный блок тепловоза ТЭП60:

1 — колесная пара; 2 — полый вал; 3 — вкладыши подшипника; 4 — тяговый электродвигатель; 5 — кожух тягового редуктора; 6 — плавающая рамка; 7 — ведущая шестерня; 8 — венец зубчатого колеса; 9 — кронштейн

муфты возникает трение между витками проволоки, способствующее гашению колебаний в приводе.

Конструкция опорно-рамного подвешивания тягового двигателя. Приводы с компенсирующими элементами, расположенными на стороне большего крутящего момента. Опорно-рамный привод такой конструкции был впервые применен на тепловозе ТЭП60. В колесно-моторном блоке этого тепловоза (рис. 88) полый вал 2 вращается в подшипниках скольжения 3, расположенных в корпусе тягового электродвигателя 4. Корпус двигателя опирается на раму тележки в трех точках. Две точки — приливы корпуса двигателя, третья — литой кронштейн 9, который крепят к двигателю при помощи восьми болтов. Перемещения рамы тележки относительно оси обусловлены зазором между валом и осью, равным при статическом положении локомотива 35 мм.

Полый вал 2 состоит из стальной трубы, на обработанные торцы которой насажены тепловым способом литые детали, получившие название приводов шарнирно-поводковой муфты. Предварительно обработанные поверхности полого вала под подшипники (шейки) упрочняют накаткой на глубину 5 мм, затем обрабатывают окончательно под диаметр 315,6 мм. На один из приводов полого вала также тепловым способом монтируют венец 8 ведомого зубчатого колеса, который дополнительно закрепляют призонными болтами М20. Зубчатый венец изготавливают из стали 45ХН, зубья подвергают контурной закалке токами высокой частоты до твердости HRC 46—52. Ведущую шестерню 7 изготавливают из стали 12ХН4А, зубья цементируют и подвергают поверхностной закалке до твердости HRC 56. Шестерню насаживают на конический вал якоря тягового двигателя тепловым способом. Натяг между валом и шестерней, измеряемый в осевом направлении, составляет 1,25 мм.

Крутящий момент от полого вала колесной пары передается через шарнирно-поводковые эластичные муфты, расположенные с наружной стороны колесных центров (рис. 89). Конструкция механизма передачи крутящего момента допускает максимальные вертикальные перемещения оси колесной пары относительно рамы тележки не более 35 мм. Муфта состоит из плавающей рамки 6, поводков 5, пальцев 1 колесной пары, пальцев 2 полого вала, резинометаллических втулок (амортизаторов) 3.

Ведущие поводки муфт одним концом присоединены к пальцам полого вала, другим — к пальцам плавающей рамки. Ведомые поводки соединяют плавающую рамку с колесным центром. При относительных колебаниях рамы тележки и колесной пары появляется несоосность полого вала и оси колесной пары: поводки муфт получают линейные и угловые перемещения. Для компенсации сложных угловых перемещений в соединениях поводков установлены резинометаллические втулки 3, являющиеся шарнирами без технологических зазоров.

Поводки с правой и левой стороны колесной пары имеют встречное расположение с углом сдвига плавающих рамок около 45°.

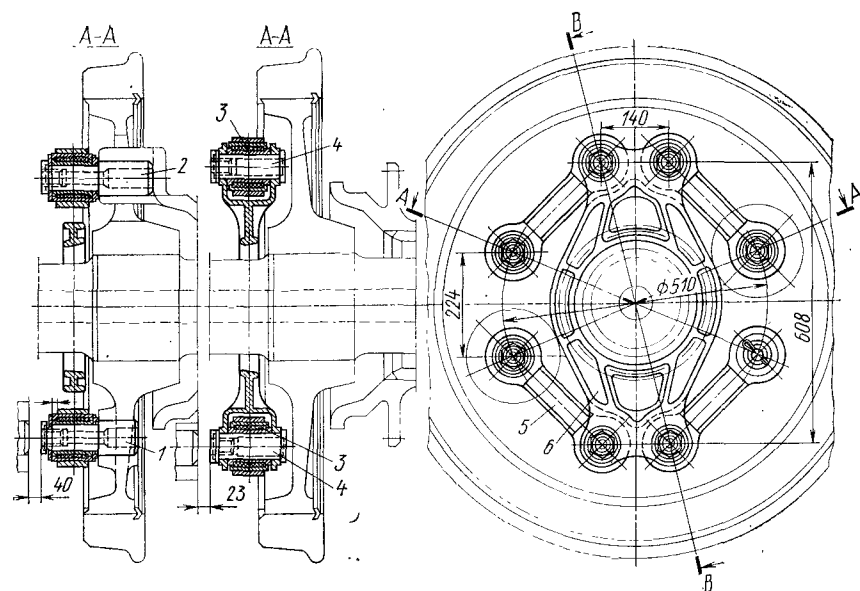


Рис. 89. Шарнирно-поводковая эластичная муфта:

1 — палец колесной пары; 2 — палец полого вала; 3 — резинометаллическая втулка; 4 — соединительный валик; 5 — поводок; 6 — плавающая рамка

Такое расположение поводков при передаче крутящего момента приводит к тому, что поводки одной муфты работают на растяжение, а другой — на сжатие. При относительном перемещении полого вала и оси колесной пары одного знака рамки левой и правой муфт поворачиваются в разные стороны.

Элементы шарнирно-поводковой муфты совершают в процессе работы интенсивные перемещения, при этом амортизаторы подвергаются действию кручения, осевого сдвига, радиального сжатия и перегиба. От правильного выбора марки резины и технологии изготовления амортизатора в значительной степени зависит долговечность его работы.

На тепловозах ТЭП60 первых выпусков применяли амортизаторы, в которых резину привулканизировали к металлической арматуре. В дальнейшем резиновые втулки соединяют с металлической арматурой запрессовкой, в результате чего в резине создаются значительные напряжения сжатия. Резиновая втулка может работать в интервале температур от -40 до $+50$ °С. Твердость резины 60—70 единиц по Шору, модуль сдвига $G = 130$ МПа.

Пальцы 1, 2 (см. рис. 89) изготовлены из стали 40 поковкой. Поверхности пальца, за исключением посадочной, фосфатируют с последующим промасливанием. Посадочную поверхность пальцев покрывают лаком ВДУ-3 или клеем ГЭН-150 (В) и тепловым способом с натягом 0,09—0,12 мм устанавливают в отверстия ко-

лесного центра и привода полого вала. Плавающая рамка 6 отлита из стали 25Л-II в виде жесткой детали, имеющей четыре проушины, в которые устанавливают валики крепления амортизаторов. Поводки 5 изготовлены из стали 40 штамповкой. Для снижения массы поводкам при механической обработке придают двухтавровое сечение.

Для нормальной работы привода при сборке тележки и в эксплуатации необходимо следить за соосностью полого вала и колесной пары. Соосность оси и полого вала регулируют при установке тягового электродвигателя. Контроль соосности осуществляют изменением зазора между пальцами ведущих поводков муфты и отверстиями, через которые они проходят в колесном центре. Номинальный зазор 40 ± 2 мм.

Дальнейшим развитием опорно-рамного привода с шарнирно-рычажными муфтами является конструкция, примененная для тепловоза ТЭП75 (см. рис. 74, в, схема X). Для такого колесно-моторного блока (рис. 90) характерно опорно-рамное подвешивание тягового двигателя, передача крутящего момента через полый карданный вал 3 с шарнирно-рычажными центрирующими муфтами 1, 8 и применение подшипников качения в опоре ведомого зубчатого колеса тягового редуктора.

Венец 6 ведомого зубчатого колеса шестнадцатью призонными болтами соединен со ступицей 7. Ступицу через подшипниковый узел устанавливают на опоре 5, которую шестью болтами М42 жестко крепят к остову двигателя. Ступица имеет четыре вилки для соединения с полым валом через шарнирно-рычажную муфту. Материал ступицы — сталь 25Л-III, а материал опоры — сталь 25Л-II. С целью снижения массы и упрощения конструкции подвешивания тягового двигателя опора выполнена вместе с рычагом крепления корпуса двигателя к раме.

Подшипниковый узел опоры состоит из двух роликоподшипников 2002872 с короткими цилиндрическими роликами размерами $360 \times 440 \times 48$ и одного радиального шарикового подшипника размером $360 \times 440 \times 38$. Шариковый подшипник разгружен от радиальной нагрузки и воспринимает только осевую нагрузку. Внутренний диаметр подшипника определен из условия обеспечения вертикального перемещения оси 40 мм, минимального зазора между полым валом и опорой 10 мм и прочности этих элементов. Для защиты подшипникового узла от попадания осерненной смазки из кожуха тягового редуктора применено со стороны электродвигателя двухступенчатое лабиринтное уплотнение.

Масса конструкции колесно-моторного блока тепловоза ТЭП75 на 500 кг меньше массы колесно-моторного блока тепловоза ТЭП60. Это достигнуто в результате использования короткой опоры, выполненной как одно целое с рычагом крепления корпуса двигателя и отсутствия в приводе плавающих рамок. В дальнейшем этот привод будут применять как унифицированный для тепловозов ТЭП70 и ТЭП75.

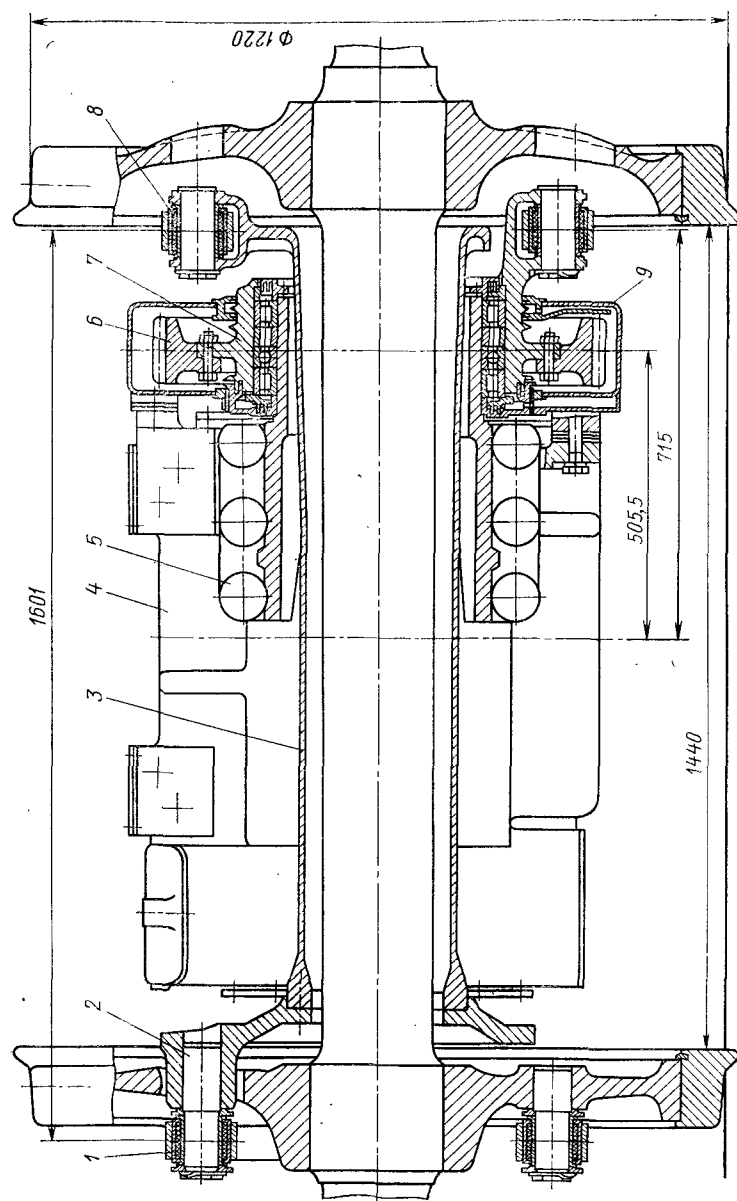


Рис. 90. Колесно-моторный блок тепловоза ТЭП75:

1, 8 — шарирно-рычажные муфты; 2 — палец; 3 — полый вал; 4 — тяговый электродвигатель; 5 — опора; 6 — венец; 7 — ступица; 9 — кожух тягового редуктора

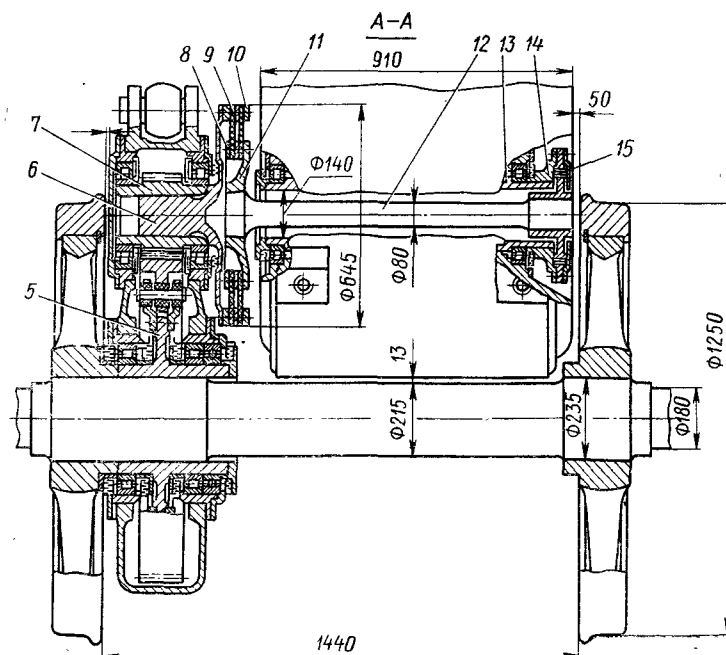
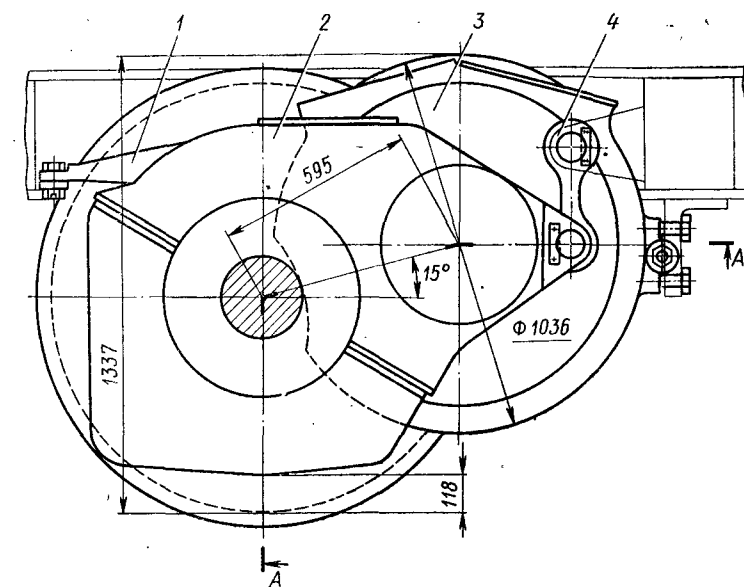


Рис. 91. Колесно-моторный блок тепловоза ТЭП121:

1 — кронштейн; 2 — тяговый редуктор; 3 — электродвигатель; 4 — реактивная тяга; 5 — упругое зубчатое колесо; 6 — вал; 7 — шестерня; 8, 10 — кольцо; 9 — резиновый диск; 11 — фланец; 12 — карданный вал; 13 — вал якоря; 14 — фланец; 15 — зубчатая муфта

Приводы с компенсирующими связями, расположенными на стороне меньшего крутящего момента. В приводах этой группы компенсирующий элемент — кардан расположен между валом якоря и шестерней редуктора. Конструкции могут быть в основном двух видов: с коротким жестким карданом, соединяющим хвостовик якоря двигателя с ведущей шестерней тягового редуктора, и с длинным карданным или торсионным валом, проходящим через полый вал якоря. Применение короткого кардана возможно при небольших размерах тягового двигателя, так как вал занимает много места между колесами движущей колесной пары. Для уменьшения размеров привода по ширине вместо карданов используют кулачковые зубчатые или эластичные резинокордные муфты. Такие муфты широко применяют на электроподвижном составе.

Тяговый привод с карданным валом, проходящим через полый вал якоря, применен на тепловозе ТЭ121 мощностью 3000 кВт (рис. 91). В этой передаче крутящий момент от полого вала 13 якоря передается через напрессованный на хвостовик якоря фланец 14 и зубчатую муфту 15. С зубчатой муфты крутящий момент через карданный вал 12, фланец 11 передается далее на два резинокордных диска 9, которые с одной стороны крепят при помощи металлических колец 8 к фланцу кардана, а с другой — кольцами 10 к диску вала 6. На вал напрессована шестерня 7, которая при помощи двух роликовых подшипников установлена в корпусе тягового редуктора 2. В зацепление с шестерней входит упругое зубчатое колесо 5, напрессованное на ось колесной пары. По конструкции это колесо выполнено таким же, как и на тепловозе 2ТЭ10В (см. рис. 83, а). Передаточное число зацепления $u = 4,32$, модуль $m = 10$ мм.

Тяговый редуктор 2 силовой. Он состоит из двух половин с разъемом по оси колесной пары. Нижняя половина образует картер редуктора. Одним концом редуктор через два роликовых и один шариковый подшипник опирается на ступицу зубчатого колеса, а другим упруго через реактивную тягу 4 на раму тележки. Тяговый двигатель 3 крепят к раме тележки при помощи кронштейна 1 и прилива на корпусе.

Зубчатая муфта, карданный вал и резинокордные диски передачи компенсируют относительные вертикальные и продольные перемещения тягового двигателя и колесной пары. Однако эти элементы обладают повышенной жесткостью на кручение, поэтому в приводе предусмотрено применение упругого зубчатого колеса. Привод колесной пары тепловоза ТЭ121 рассчитан на реализацию длительного усилия до 50 кН.

§ 22. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ТЯГОВОГО ПРИВОДА С ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

Передаточное число тягового редуктора определяют после выбора тягового двигателя и диаметра движущих колес. Передаточное число u находят из условия обеспечения задан-

ной скорости движения v_p локомотива на расчетном подъеме $u = 1,8D_k (\omega_d/v_p)$,

где ω_d — угловая скорость якоря тягового электродвигателя при длительном режиме работы, рад/с; D_k — диаметр колеса, м; v_p — скорость движения, км/ч.

Выбранное передаточное число должно позволять локомотиву достигнуть скорости не меньшей конструкционной при максимальной угловой скорости якоря тягового двигателя ω_{\max} , т. е. должно быть удовлетворено неравенство

$$v_k \leq 1,8D_k (\omega_{\max}/u).$$

Выбор параметров зубчатого зацепления тягового редуктора.

Здесь и далее ограничимся рассмотрением лишь прямозубых передач. Зубчатую передачу приходится вписывать в ограниченные габаритные размеры при заданном межцентровом расстоянии, что существенно затрудняет выбор ее оптимальных параметров. Поэтому для повышения работоспособности зубчатой передачи применяют высококачественные стали, контурную закалку рабочих поверхностей, фланкирование зубьев, упругие зубчатые колеса и другие технологические и конструктивные мероприятия.

Наиболее эффективным мероприятием, обеспечивающим высокую компактность передачи без снижения надежности, является известный метод коррекции зубьев. Если некоррегированные шестерни, нарезанные стандартным реечным инструментом, имеют минимальное число зубьев $Z_{\min} = 17$, то при положительной коррекции это число может быть доведено до шести. Практика показала, что по условиям прочности соединения зубьев шестерни с валом якоря двигателя их должно быть меньше 14. Суммарное число зубьев зубчатой передачи

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = z_1 (u + 1),$$

где z_1 — число зубьев ведущего колеса; z_2 — число зубьев ведомого колеса.

Для редуктора пассажирских локомотивов суммарное число зубьев может быть предварительно оценено по формуле

$$z_{\Sigma} = (2a_w - m)/m,$$

где a_w — межосевое расстояние; m — модуль.

Модуль m принимают равным 9—10 мм при крутящем моменте на колесной паре, не превышающем 20 000 Н·м; при большем крутящем моменте модуль увеличивают до 11—12 мм. Межосевое расстояние обычно выбирают из условий компоновки передачи.

Параметры тяговых редукторов современных тепловозов и электровозов приведены в табл. 6 (для зубчатых передач электровозов указаны нормальные модули). Коэффициенты смещения (коррекции) и геометрические параметры шестерни и зубчатого колеса определяют по ГОСТ 16532—70. Предварительно для нор-

Таблица 6

Параметры тяговых редукторов локомотивов

| Параметры | ТЭЗ, ТЭМ1 | 2ТЭ10Л, 2ТЭ11Б, ТЭМ2 * | ТЭП10 | ТЭП60 | ТЭП70 **, ТЭП75 |
|------------|-----------|------------------------------|-------|-------|--------------------|
| u | 4,41 | 4,53 | 3,15 | 2,32 | 3,12 |
| z_1 | 17 | 15 | 20 | 31 | 25 |
| z_2 | 75 | 68 | 63 | 72 | 78 |
| m , мм | 10 | 10 | 11 | 10 | 10 |
| a_w , мм | 468,8 | 468,8 | 468,8 | 520 | 520 |

| Параметры | ТЭ121 | ЧМЭЗ | ВЛ10 | ВЛ60, ВЛ60 ^к | ВЛ80, ВЛ80 ^к | ЧС2 |
|------------|-------|------|-------|----------------------------|----------------------------|------|
| u | 4,32 | 5,07 | 3,82 | 3,82 | 4,63 | 1,75 |
| z_1 | 22 | 15 | 23 | 23 | 19 | 41 |
| z_2 | 95 | 76 | 88 | 88 | 88 | 77 |
| m , мм | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 12 |
| a_w , мм | 595 | — | 617,5 | 617,5 | 594 | 726 |

* Тепловоз ТЭМ2 имеет редуктор с модулем колес $m = 11$.
** Начиная с тепловоза ТЭП70 № 008.

мального исходного контура зубьев по ГОСТ 13755—68 выбирают следующие параметры: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$; коэффициент граничной высоты $h_f^* = 2$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$. Должны быть выдержаны также следующие соотношения (рис. 92):

$$d_{a2} \leq D_K - 2\delta; \quad b_w \leq B_o - B_d - \sum b_i,$$

где $\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$; $\sum b_i = b_1 + b_2 + b_3$; $\delta_1 \geq 120$ мм; $\delta_2 = 4 \div 7$ мм; $\delta_3 = 8 \div 10$ мм; B_o — расстояние между колесами ведущей колесной пары; B_d — длина корпуса тягового электродвигателя; b_3 — расстояние между корпусом электродвигателя и колесом со стороны, противоположной тяговому редуктору; b_1 и b_2 — расстояния, показанные на рис. 92.

Расчет зубьев передачи на прочность. Нагрузка (крутящий момент), действующая на шестерню,

$$M_1 = F_K D_K / 2\kappa_p (1/\eta),$$

где F_K — касательная сила тяги локомотива; κ_p — число тяговых редукторов; η — КПД редуктора.

При трогании с места

$$F_K = F_{K \max} = N_{\text{сц}} \psi_K,$$

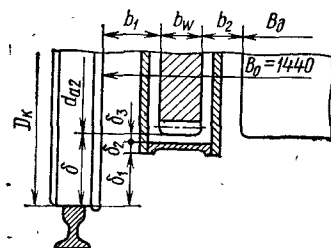


Рис. 92. Схема для проверки вписывания тягового редуктора

где ψ_K — коэффициент сцепления колес с рельсами при трогании, равный для тепловозов с электропередачей и электровозов постоянного тока 0,33, а для электровозов переменного тока — 0,36; $N_{\text{сц}}$ — сцепной вес локомотива.

Продолжительность действия $F_{K \max}$ не превышает 0,2% времени работы передачи, если считать пробег локомотива не менее 1 млн. км. Поэтому прочность локомотивных зубчатых колес обуславливают не максимальные нагрузки, возникающие при трогании с места, а те усталостные явления, которые действуют при переменных нагрузках. В связи с этим рассчитывают на контактную выносливость и усталостную прочность при изгибе, а затем проверяют статическую прочность колес на максимальную нагрузку при трогании локомотива с места.

Расчет на усталостную прочность проводят по расчетной нагрузке и эквивалентному числу циклов. Для определения этих данных необходимо иметь сведения о режимах работы тепловоза, для которого проектируют зубчатую передачу.

На основании многолетнего опыта эксплуатации тепловозов Министерство путей сообщений совместно со ВНИТИ определили режимы работы тепловозов некоторых типов (табл. 7, 8)). По данным табл. 7 и 8 можно рассчитать циклограммы нагружения (спектры нагрузок) зубчатых колес передачи проектируемого тепловоза. Эти циклограммы, в данном случае ступенчатые, являются исходным материалом для расчета эквивалентного числа циклов перемены напряжений. Эквивалентное число циклов напряжений

Таблица 7

Распределение относительного времени, %, работы магистральных тепловозов

| Скорость тепловоза v_i , % v_{\max} | Касательная мощность P_K , % | | | | | Суммарное время, % |
|---|--------------------------------|------|------|-------|------|--------------------|
| | 0 | 25 | 50 | 75 | 100 | |
| 1—10 | 1,0 | 2,1 | 1,3 | 0,6 | 0,15 | 5,15 |
| 11—20 | 1,05 | 1,25 | 1,2 | 0,65 | 0,8 | 4,95 |
| 21—30 | 1,15 | 0,7 | 1,1 | 0,85 | 1,8 | 5,6 |
| 31—40 | 1,45 | 0,3 | 1,2 | 1,15 | 4,9 | 9,0 |
| 41—50 | 1,5 | 0,2 | 1,25 | 1,4 | 5,7 | 10,05 |
| 51—60 | 1,85 | 0,2 | 1,4 | 1,6 | 5,9 | 10,95 |
| 61—70 | 2,2 | 0,2 | 1,7 | 1,9 | 5,6 | 11,6 |
| 71—80 | 2,9 | 0,15 | 1,9 | 2,15 | 4,75 | 11,85 |
| 81—90 | 2,4 | 0,15 | 1,7 | 1,75 | 3,5 | 9,5 |
| 91—100 | 1,6 | 0,2 | 1,25 | 1,2 | 1,9 | 6,15 |
| | 17,1 | 5,45 | 14 | 13,25 | 35 | 84,8 * |

* Время работы тепловоза на холостом ходу 15,2%.

Таблица 8

Распределение относительного времени, %, маневровой работы тепловоза ТЭМ2

| Скорость тепловоза v_i , км/ч | Касательная мощность P_k , % | | | | | | | | |
|---------------------------------|--------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|--------------------|
| | 0—12,5 | 12,5—25 | 25—37,5 | 37,5—50 | 50—62,5 | 62,5—75 | 75—87,5 | 87,5—100 | Суммарное время, % |
| 0—5 | 5,48 | 2,81 | 0,89 | 0,34 | 0,11 | 0,01 | 0 | 0 | 9,64 |
| 5—10 | 2,47 | 1,39 | 1,43 | 1,33 | 0,53 | 0,12 | 0,1 | 0,01 | 7,38 |
| 10—15 | 1,83 | 1,55 | 1,45 | 1,61 | 1,40 | 0,38 | 0,23 | 0,18 | 8,67 |
| 15—20 | 1,22 | 0,63 | 0,54 | 1,50 | 0,79 | 0,30 | 0,21 | 0,15 | 5,34 |
| 20—25 | 0,56 | 0,56 | 0,65 | 0,56 | 0,44 | 0,19 | 0,21 | 0,23 | 3,39 |
| 25—30 | 0,27 | 0,28 | 0,29 | 0,23 | 0,15 | 0,06 | 0,15 | 0,16 | 1,60 |
| 30—35 | 0,16 | 0,12 | 0,13 | 0,07 | 0,06 | 0,04 | 0,07 | 0,03 | 0,72 |
| 35—40,8 | 0,12 | 0,03 | 0,03 | 0,02 | 0,02 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,27 |
| | 12,06 | 7,37 | 7,40 | 5,66 | 3,50 | 1,11 | 0,99 | 0,78 | 37 * |

* Время работы тепловоза на холостом ходу 63 %.

определяют следующим образом. Общее время работы зубчатой передачи за заданный период пробега L , км

$$T = L / \left(\sum_{i=1}^{m_v} \bar{T}_i v_i \right),$$

где m_v — число интервалов в распределении режимов работы тепловоза по скоростям; \bar{T}_i — относительное время работы тепловоза в i -м интервале скорости; v_i — средняя скорость движения в i -м интервале.

При вычислении общего времени T пробег L , обуславливающий прочность шестерни, принимают равным $1,5 \cdot 10^6$ км для пассажирских и $1,2 \cdot 10^6$ км для грузовых тепловозов. Для маневровых локомотивов расчетное время работы зубчатых колес тягового редуктора назначают равным 77 000 ч, исходя из того, что срок службы редуктора должен быть 10 лет, а тепловоз работает в году 88 % времени. Учитывая челночный характер работы тепловоза, при расчете используют время движения тепловоза в одну сторону. Время работы, ч, зубчатой передачи на каждом режиме

$$T_i = 0,5 \bar{T}_i T.$$

Число циклов перемены напряжений

$$n_{ci} = 318 v_i T_i / D_k.$$

Крутящий момент на зубчатом колесе при скорости v_i
 $M_{2i} = F_{ki} D_k / 2k_p,$

где F_{ki} — сила тяги локомотива при скорости v_i .

Силу тяги F_{ki} определяют по данным табл. 7, 8 путем пересчета по формуле $P_{ki} = F_{ki} v_i / 3600$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на контактную выносливость зубчатого колеса и шестерни при условии, что коэффициент динамической добавки $v_n < 0,1$, находят по выражениям

$$N_{HE2} = \sum_i (M_{2i} / M_{2H})^3 n_{ci};$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} u.$$

Аналогично определяют эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на усталостную изломную прочность

$$N_{FE2} = \sum_i \left(\frac{M_{2i}}{M_{2F}} \right)^6 n_{ci};$$

$$N_{FE1} = N_{FE2} u.$$

Исходная расчетная нагрузка для M_{2H} и M_{2F} для зубчатого колеса будет равна крутящему моменту при длительном режиме, т. е. $M_{2H} = M_{2F} = M_{2д}$, а для шестерни $M_{1H} = M_{1F} = M_{2д} / u\eta$.

Окружную скорость в зацеплении принимают равной средней по времени скорости за все время работы зубчатой передачи
 $v_s = 0,5 d_{w2} \omega_{cp},$

где ω_{cp} — средняя по времени угловая скорость вращения колес, $\omega_{cp} = \sum \omega_i T_i / \sum T_i$; d_{w2} — начальный диаметр зубчатого колеса.

Например, при расчете на прочность тягового редуктора тепловоза ТЭП75 были использованы режимы, приведенные в табл. 9.

Таблица 9

Расчетные режимы работы зубчатого колеса

| Параметры | I | II | III | IV |
|---|------|------|------|------|
| Скорость тепловоза v_i , км/ч | 70 | 100 | 120 | 160 |
| Относительное время работы на i -м режиме T_i/T , % | 10 | 40 | 40 | 10 |
| Сила тяги на ободу колеса тепловоза F_i , кН | 29,3 | 20,5 | 17,2 | 12,9 |
| Крутящий момент на ободу колеса тепловоза и зубчатом колесе редуктора M_{2i} , кН·м | 17,9 | 12,5 | 10,5 | 7,84 |

За исходную расчетную нагрузку принят крутящий момент $M_{2д} = 17,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$ на I максимальном режиме, соответствующем длительной скорости. Далее в соответствии с ГОСТ 21354—75 определяют расчетные и допускаемые напряжения на контактную выносливость, а также на усталостную прочность. После этого рассчитывают контактные и изгибные напряжения, действующие на зубья передачи при максимальной нагрузке.

При расчете тяговых редукторов пассажирских локомотивов были получены следующие значения напряжений, МПа (в числителе — для шестерни, в знаменателе — для колеса).

| | ТЭП60 | ТЭП70 | ТЭП75 |
|-------------------------------------|---------|---------|---------|
| <i>На усталостную прочность</i> | | | |
| Контактное напряжение: | | | |
| расчетное σ_H | 575/575 | 710/710 | 770/770 |
| допускаемое σ_{HP} | 943/698 | 959/720 | 957/715 |
| Напряжение изгиба: | | | |
| расчетное σ_F | 171/165 | 192/199 | 210/218 |
| допускаемое σ_{FP} | 247/195 | 235/195 | 235/195 |

| | | | |
|---|-----------|-----------|-----------|
| <i>На статическую прочность при трогании</i> | | | |
| Контактное напряжение: | | | |
| максимальное расчетное $\sigma_{H \max}$ | 1033/1033 | 1147/1147 | 1240/1240 |
| допускаемое предельное $\sigma_{HP \max}$ | 2320/2000 | 2320/2000 | 2320/2000 |
| Напряжение изгиба: | | | |
| максимальное $\sigma_{F \max}$ | 275/306 | 347/397 | 387/443 |
| допускаемое $\sigma_{FP \max}$ | 665/490 | 665/490 | 665/490 |

§ 23. КАРДАНЫЕ ПРИВОДЫ

Карданные приводы состоят из карданных валов, раздаточных и осевых редукторов. При проектировании карданного привода стремятся обеспечить небольшие углы наклона карданных валов, минимальные моменты инерции вращающихся масс и хорошую их балансировку. Карданные приводы должны быть максимально унифицированы, иметь однотипную конструкцию карданных валов, раздаточных и осевых редукторов.

В карданном приводе крутящий момент от коробки передач к осевым редукторам передается через карданные валы, наличие которых вследствие шлицевых и шарнирных соединений позволяет обеспечивать осевые и угловые смещения одного связываемого агрегата относительно другого. Это имеет место, например, при вписывании тепловоза в кривую.

Элементы карданного привода работают в тяжелых условиях. Так, осевой редуктор привода установлен на ось колесной пары, которая при движении локомотива испытывает удары на стыках и других неровностях пути. При этом ускорения оси и корпуса редуктора могут достигать 100 м/с^2 и более. Передаваемый редукторами мощных локомотивов крутящий момент составляет $40 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и более (при трогании).

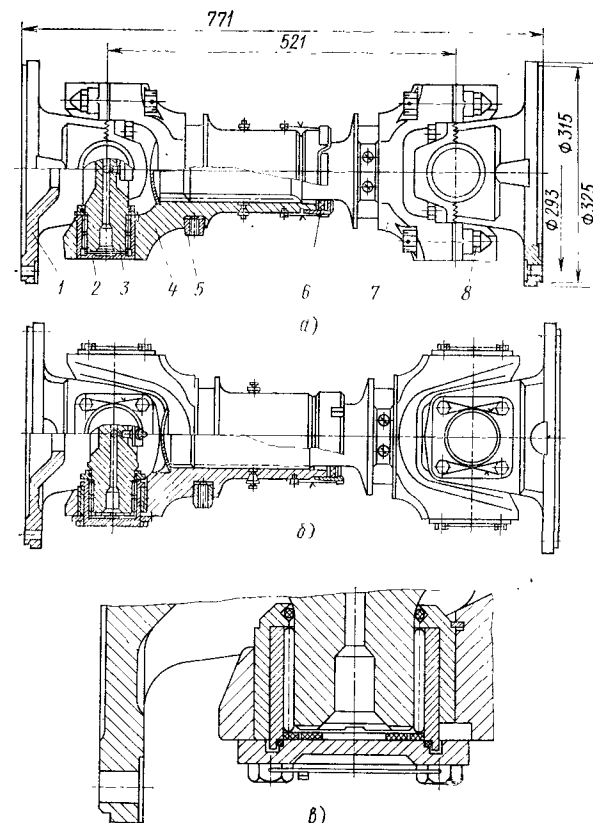


Рис. 93. Карданные валы тепловоза ТГМ4:

а — с разъемными проушинами; б — с неразъемными; в — с бесшариковыми подшипниками; 1 — фланец; 2 — игольчатый подшипник в сборе; 3 — крестовина; 4, 7 — вилки; 5 — балансировочный груз; 6 — уплотнение в сборе; 8 — болт

В элементах привода вследствие фрикционных автоколебаний при буксовании возникают динамические нагрузки, в 3—4 раза превосходящие максимальные статические нагрузки при трогании. Динамические нагрузки возникают также и в результате колебаний наддрессорного строения, виляния тележек, наличия углов излома карданных валов, вибрации, источником которых являются главным образом зубчатые передачи. При таком сложном и тяжелом характере нагрузок масса, приходящаяся на единицу мощности, локомотивного привода обычно в 2—4 раза меньше такой же массы стационарного.

Карданный вал тепловозов ТГМ4, ТГМ6, (рис. 93, а) состоит из двух фланцев 1, вилки 4 (сталь 37ХС) с внутренними шлицами, надеваемой на хвостовик второй вилки 7 (сталь 45Г2) с наружными шлицами. У карданного вала, связывающего осевой редуктор

с выходным валом коробки передач, вследствие большой длины вала хвостовик приварен к трубе, соединяющей его с вилкой. Фланцы с разъемными проушинами отштампованы из стали 45 или 40ХНМА. Крестовина (сталь 12ХН3А) через цапфы диаметром 60 мм опирается на игольчатые сепараторные подшипники 814712К1. Карданный вал, соединяющий коробку передач с осевым редуктором, имеет игольчатые подшипники типа 814715К1 с диаметром цапфы 75 мм. Цапфы крестовин с игольчатыми подшипниками вмонтированы в стальные стаканы, удерживаемые в гнездах вилок при помощи упорных буртов. На дне стаканов уложен капроновый упор.

Для подшипников применяют консистентную смазку ЦИАТИМ-203 (ГОСТ 8773—73), которая подается через пресс-масленку и каналы внутри крестовины. По торцам стаканов укреплены при помощи обойм манжеты, препятствующие вытеканию смазки и попаданию пыли в подшипник. Разъемные головки вилок и проушин стянуты болтами. Осевая компенсация карданного узла обеспечивается шлицевым соединением, которое смазывается смазкой ЦИАТИМ-203. Герметичность соединения создана уплотнительным кольцом, надетым на центральную часть вала и поджатым гайкой, а также заглушкой, установленной у свободного торца вилок.

На тепловозах ТГМ4 более поздних выпусков карданные валы, соединяющие осевые редукторы, имеют вилки и фланцы с неразъемными проушинами (рис. 93, б). На цапфах крестовин устанавливают бессепараторные подшипники 824912 (рис. 93, в). Применение неразъемных проушин вилок и фланца позволяет уменьшить объем механической обработки и сборочных работ при изготовлении карданного вала, а также его массу.

Осевые редукторы бывают одноступенчатыми, двухступенчатыми, а в некоторых случаях и трехступенчатыми (рис. 94). Одноступенчатый редуктор (схема I) наиболее прост по конструкции. Он состоит из одной пары конических колес. Применение одноступенчатых редукторов позволяет уменьшить необрессоренную массу колесной пары. Однако для передачи крутящего момента необходимо иметь еще раздаточные, а иногда и промежуточные редукторы, устанавливаемые на раме тележки, или один из осевых редукторов должен быть раздаточным, выполненным, например, по схемам IV, V.

Наибольшее распространение получили двухступенчатые осевые редукторы. В зависимости от последовательности расположения зубчатых колес двухступенчатые редукторы разделяют на коническо-цилиндрические (схема II) и цилиндрическо-конические (схема III). Применение двухступенчатых редукторов для привода колесных пар позволяет обеспечивать в зависимости от требований широкий диапазон передаточных чисел при достаточной унификации редукторов. Двухступенчатый редуктор легко трансформировать в промежуточный редуктор, передавая кру-

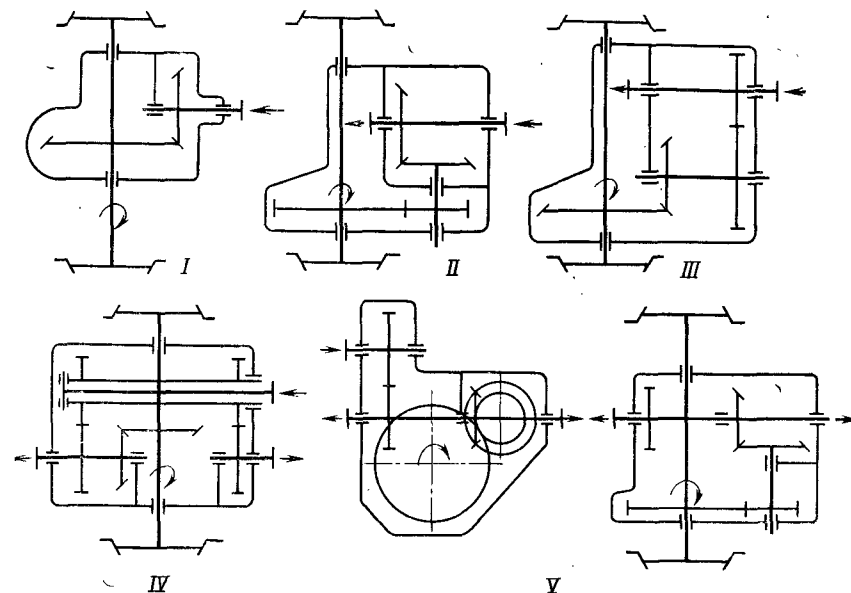


Рис. 94. Кинематические схемы осевых редукторов тепловозов с гидропередачей: I — одноступенчатый; II — двухступенчатый коническо-цилиндрический; III — двухступенчатый цилиндрическо-конический; IV — двухступенчатый раздаточный; V — трехступенчатый раздаточный

тящий момент через карданный вал и на другие колесные пары. Трехступенчатые редукторы применяют как раздаточные. Такой редуктор используют в приводе тепловоза ТГ300 фирмы МАК (схема V).

Осевой редуктор тепловоза ТГМ4 (рис. 95) имеет две пары зубчатых шестерен: коническую и цилиндрическую. Коническая пара выполнена из шестерен с круговыми зубьями $z_1 = 26$ и $z_2 = 31$, цилиндрическая — из шестерен с модулем $m = 10$ и числом зубьев $z_3 = 18$ и $z_4 = 31$. Общее передаточное число редуктора $u = 4,23$. Корпус осевого редуктора стальной (литой) состоит из трех частей: верхней, средней и нижней. К верхней части корпуса приварен кронштейн для крепления горизонтальной реактивной тяги, предотвращающей поворот корпуса редуктора при передаче крутящего момента. В расточках верхней и средней частей корпуса расположены ведущий 7 и ведомый 14 валы. Ведущий и ведомый валы установлены на роликовых подшипниках. Осевые силы на валах воспринимаются шариковыми подшипниками с разъемным внутренним кольцом, установленным с радиальным зазором 0,14—0,18 мм.

Конические шестерни и фланец ведущего вала напрессовывают на валы с гарантированным натягом. Сборку шестерен и фланца осуществляют тепловым способом. Боковой зазор в зацеплении

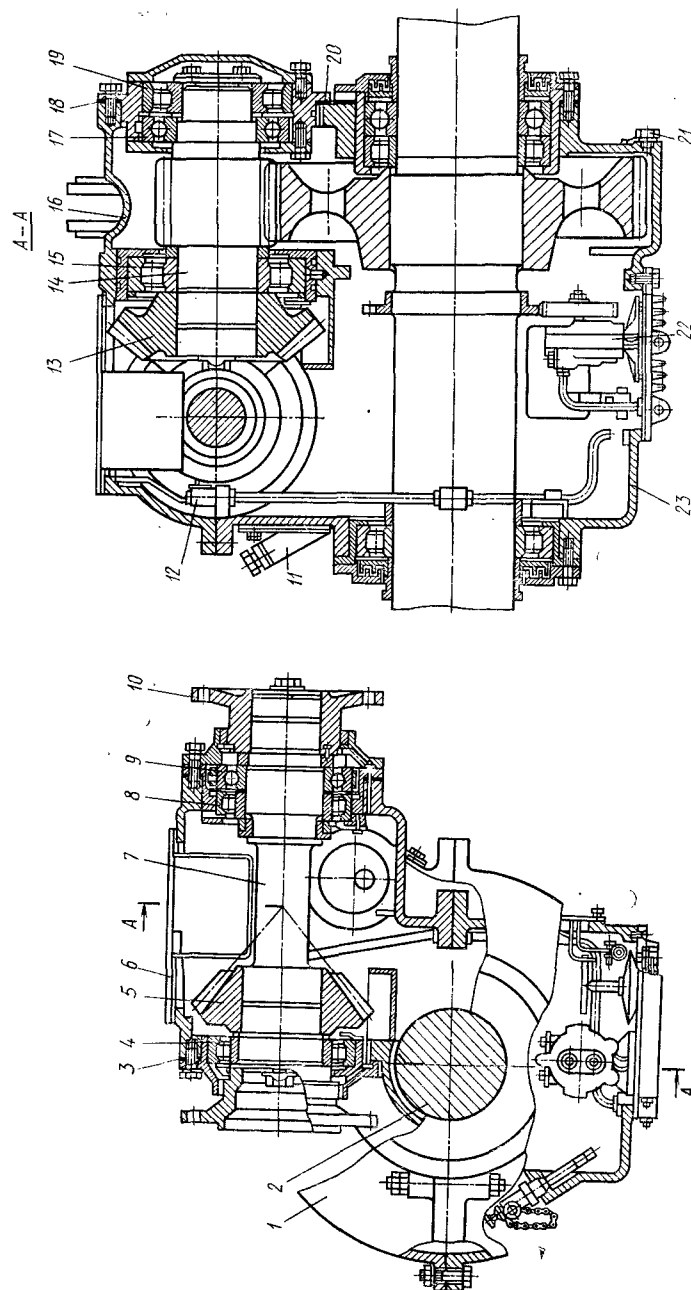


Рис. 95. Двухступенчатый осевой редуктор тепловоза ТГМ4:
1 — средняя часть картера; 2 — ось колесной пары; 3, 18, 20 — полуколына; 4, 8, 15, 19 — роликовые подшипники; 5, 13 — шестерни конические; 6 — крышка; 7 — ведущий вал; 8, 17 — шариковые подшипники; 10 — фланец; 11 — сапун; 12 — коллектор смазки; 14 — ведомый вал; 16 — сливная пробка; 22 — шестеренный насос для смазки; 23 — нижняя часть картера

конических шестерен регулируют подшлифовкой полуколец 3, 18, 20. Регулировочные полукольца с каждой стороны уплотнены разрезными картонными прокладками, установленными на лаке «Герметик». Корпус редуктора крепят на оси колесной пары на двух роликовых подшипниках типа 7031144М. Осевые усилия воспринимаются также шариковым подшипником 176144Л с разъемным внутренним кольцом.

Смазка подшипников и зацеплений шестерен принудительная. Для этой цели в нижней части картера редуктора имеется шестеренный насос 22, привод которого осуществляется от цилиндрической шестерни, установленной на оси. Масло забирается насосом через сетчатый фильтр из нижней части картера и поступает по трубопроводу к коллектору 12 смазки, из которого по трубкам распределяется во все точки. Осевой редуктор заправляют трансмиссионным маслом ТСП-14. При температуре ниже -25°C необходимо применять масло ТС-10-ОТП.

В некоторых конструкциях двухступенчатых осевых редукторов смазка подшипников и зацеплений зубчатых колес осуществляется разбрызгиванием масла, например, в редукторах тепловозов ТГ102, ТГМ3А, ТГМ5, ТГМ6. Для этого верхняя часть корпуса редуктора разделена перегородкой так, что образуется верхний картер с масляной ванной для смазки конических шестерен и подшипников ведущего вала и нижний картер с масляной ванной для смазки цилиндрических колес и подшипников. Основные характеристики отечественных и зарубежных осевых редукторов приведены в табл. 10.

Таблица 10

Основные характеристики осевых редукторов

| Тепловоз | Номинальный крутящий момент*, Н·м | Число ступеней | Тип колес осевой ступени** | Способ передачи смазки*** | Передачное число (общее) | Масса редуктора, кг |
|----------------|-----------------------------------|----------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------|
| ТГ102, ТГМ5 | 38 000 | 2 | Ц | Р | 3,0 | 1550 |
| ТГМ6 | 38 000 | 2 | К | П | 4,25 | 1000 |
| ТГ16, ДР1, ДР2 | 38 000 | 2 | К | П | 2,61 | 1000 |
| ТГМ3, ТГМ3А | 34 000 | 2 | Ц | П | 4,23 | 880 |
| ТГМ4 | 23 000 | 1 | К | Р | 1,86 | 880 |
| Д1 | 38 000 | 1 | К | П | 2,61 | 980 |
| ТГП50 | 32 400 | 2 | Ц | П | 2,61 | 3700 |
| Хеншель | 32 000 | 2 | К | П | — | (с колесной парой) |
| Дейц | 32 000 | 2 | К | П | — | |

* Передаваемый осью колесной пары при $\psi_k = 0,33$.

** Ц — цилиндрический; К — конический.

*** Р — разбрызгиванием; П — принудительно.

§ 24. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАРДАННОГО ПРИВОДА

При проектировании карданного привода прежде всего выбирают кинематическую схему передачи. Основные агрегаты передачи должны располагаться таким образом, чтобы угол взаимного отклонения осей двух валов, сопрягаемых карданным шарниром, был не более 10° . Для промышленных и маневровых локомотивов, работающих на кривых малого радиуса, допускают увеличение этого угла до 15° . При отсутствии взаимной подвижности сопрягаемых карданным валом узлов для нормальной работы подшипников качения угол в шарнирных соединениях принимают не менее 3° .

После выбора кинематической схемы рассчитывают тягово-экономические характеристики, в результате чего определяют общее передаточное число механической части (коробки передач, раздаточного и осевого редуктора). На основании технических и эксплуатационных требований, а также возможностей производства распределяют общее передаточное число между отдельными агрегатами. Затем рассчитывают основные элементы карданного привода.

Срок службы карданного вала по основным элементам (подшипники, шлицы) до капитального ремонта для магистральных тепловозов и дизель-поездов должен составлять не менее $0,9 \cdot 10^6$ км пробега и для маневровых тепловозов не менее 9 лет при вероятности безотказной работы 0,9.

В осевых и раздаточных редукторах подшипниковые узлы до замены должны обеспечивать пробег локомотивов 10^6 км. Выбрав тип подшипников и определив их коэффициенты работоспособности, по каталогу подбирают серию и размер подшипников в зависимости от посадочных диаметров валов.

Для повышения работоспособности зубчатых колес редукторов, изготовленных из легированных сталей 18ХГТ, 35ХГТ, 45ХН, 12Х2Н4А, зубья подвергают термообработке и пластической деформации поверхностного слоя специальными накатками. Валы редукторов должны обладать определенной жесткостью, при которой обеспечивается нормальное зацепление зубчатых колес без перекаса. Схемы нагружения валов обусловлены выбранной схемой редуктора.

При расчете на прочность элементов карданного привода основным этапом является выбор расчетных режимов нагружения.

В результате испытаний локомотивов с карданным приводом было установлено, что при трогании с места и движении в режиме тяги с малыми скоростями возможно буксование колес. Во время буксования в приводе возникают динамические моменты, в 2—3 раза превосходящие наибольший момент по сцеплению колес с рельсами. Буксование не является рабочим режимом тепловоза, и действие его кратковременно, однако для обеспечения прочности

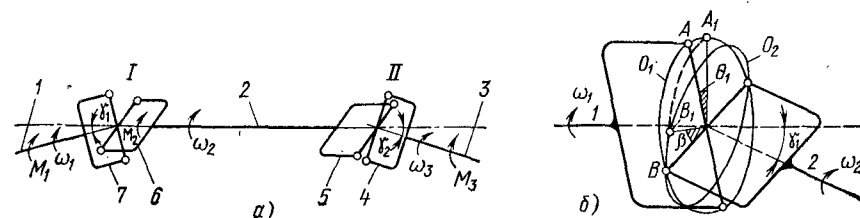


Рис. 96. Кинематические схемы:

а — карданного привода; б — карданного шарнира; 1 — ведущий вал; 2 — промежуточный вал; 3 — ведомый вал; 4—7 — вилки; I и II — шарниры

элементов карданного привода необходимо эти нагрузки учитывать при расчете на прочность.

Кинематика карданного привода. Для работы карданных валов большое значение имеют установочные углы их наклона валов (рис. 96, а). Особенность кинематики карданных валов заключается в том, что передаточное число валов изменяется в пределах одного оборота вала. Для синхронного вращения ведущего вала 1 и ведомого 3 необходимо, чтобы вилки 5 и 6 лежали в одной плоскости, а углы перелома γ_1 и γ_2 были равны и тоже лежали в одной плоскости.

Рассмотрим кинематику шарнира I (рис. 96, б). За исходное положение ведущего вала 1 примем такое, при котором крестовина лежит в плоскости, перпендикулярной его оси. При вращении вала 1 точка A будет двигаться по окружности O_1 , а точка B по окружности O_2 . Плоскости этих окружностей наклонены одна относительно другой под углом γ_1 . При повороте вала 1 на угол θ_1 точка A займет положение A_1 , а точка B положение B_1 . При этом промежуточный вал 2, выполняющий роль ведомого, повернется на угол β . Рассматривая сферический треугольник A_1B_1B , найдем следующее выражение, определяющее угол β в функции угла θ_1 :

$$\beta = \arctg (\tg \theta_1 / \cos \gamma_1). \quad (20)$$

Дифференцируя по времени выражение (20), находим отношение угловых скоростей ω_2 и ω_1 :

$$\gamma_1 = \omega_2 / \omega_1 = \cos \gamma_1 / (\sin^2 \theta_1 + \cos^2 \theta_1 \cos^2 \gamma_1). \quad (21)$$

Скорость промежуточного вала в течение одного оборота при постоянной угловой скорости ведущего вала изменяется. Рассматривая кинематику шарнира II по аналогии с изложенным выше, получим

$$\beta = \arctg \tg \theta_2 / \cos \gamma_2; \quad (22)$$

$$\lambda_2 = \omega_2 / \omega_3 = \cos \gamma_2 / (\sin^2 \theta_3 + \cos^2 \theta_3 \cos^2 \gamma_2), \quad (23)$$

где θ_3 — угол поворота ведомого вала.

Таблица 11

Характеристика расчетного вертикального профиля пути

| Номер элемента профиля | Подъем (+) или уклон (−) i , ‰ | Относительная протяженность элемента профиля α_i | Скорость на элементах профиля, км/ч |
|------------------------|----------------------------------|---|-------------------------------------|
| 1 | +9,2 | 0,22 | v_1 |
| 2 | +4,6 | 0,12 | v_2 |
| 3 | 0 | 0,32 | v_3 |
| 4 | −4,6 | 0,12 | v_4 |
| 5 | −9,2 | 0,22 | v_5 |

Сопоставляя выражения (20) и (21) с выражениями (22) и (23), найдем, что при равенстве углов γ_1 и γ_2 в любой момент времени $\theta_1 = \theta_3$ и $\omega_1 = \omega_3$. При $\gamma_1 \neq \gamma_2$ передаточное число изменяется от $\lambda_{\min} = \cos \gamma_1 / \cos \gamma_2$ до $\lambda_{\max} = \cos \gamma_2 / \cos \gamma_1$, в результате чего на вал и связанные с ним элементы действуют крутильные колебания. Если $\gamma_1 = \gamma_2$, то $\lambda = 1$. Такая установка валов возможна только при статическом положении всех элементов привода колесных пар. На самом деле углы наклона карданного привода зависят от условий движения по прямым и кривым участкам пути. При вписывании, например, в кривые этот угол в горизонтальной плоскости может достигать 10—11°. Угол наклона карданного вала также изменяется при вертикальных колебаниях наддрессорного строения. Величина его во многом зависит от длины и расположения реактивной тяги. Для уменьшения изменения угла наклона целесообразно располагать реактивную тягу горизонтально и длину ее принимать по возможности максимальной.

Расчет на прочность элементов карданного вала. ВНИТИ разработана методика расчета на прочность редукторов и карданных валов главного привода тепловозов, по которой учитывается распределение режимов работы по тяговым и динамическим нагрузкам в течение всего срока службы привода. По этой методике сначала определяют характеристики работоспособности элементов привода и по ним подбирают соответствующие зубчатые колеса, подшипники, карданные валы. Исходные данные определяют для обобщенного типового профиля железнодорожного пути (табл. 11).

Необходимую для расчетов скорость движения локомотива на соответствующих элементах профиля пути определяют по графику (рис. 97) в точках пересечения кривых удельной силы тяги f_k и кривых удельного сопротивления поезда ω_0 на соответствующих элементах вертикального профиля пути. На уклонах скорости приняты равными конструкционным: $v_4 = v_5 = 1,25v_3$. Удельная сила тяги

$$f_k = 1,36 (P_e / m_{\text{п}}) k_u (2700/v),$$

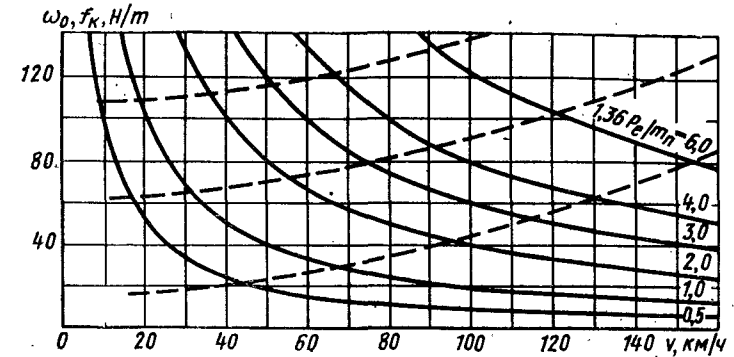


Рис. 97. Зависимости удельной силы тяги и удельного сопротивления поезда от скорости движения:

сплошные линии — f_k ; штриховые — ω_0

где P_e — полная (номинальная) мощность дизеля, кВт; $m_{\text{п}}$ — масса поезда, включая и локомотив, т; k_u — коэффициент передачи мощности к колесным парам, $k_u = k_h \eta$; k_h — коэффициент, учитывающий расход мощности на вспомогательные нужды локомотива и равный 0,9—0,95; η — КПД передачи и трансмиссии.

Для тепловозов с гидропередачей мощностью по дизелю 550 кВт и более можно принять $k_u = 0,75$; для тепловозов мощностью менее 550 кВт $k_u = 0,65 \div 0,7$. Сопротивление поезда, Н/т, $\omega = \omega_0 + i$, где ω_0 — удельное сопротивление поезда, соответствующее сопротивлению четырех—шестиосным вагонам при некоторой средней их загрузке и равное $14,1 + 0,0875v + 0,00221v^2$. Коэффициенты работоспособности элементов карданного привода определяют по формулам, приведенным в табл. 12. Они представляют собой развернутые выражения следующих зависимостей:

$$A_{Lb} = F_b^3 N_E = \text{const}; \quad A_{Lr} = F_r^{3,33} N_E = \text{const};$$

$$A_{Zh} = \sigma_h^6 N_E = \text{const}; \quad A_{ZF} = \sigma_F^6 N_E = \text{const}; \quad A_G = M^3 N_E = \text{const}.$$

Здесь F , σ и M — эквивалентные нагрузки, характеризующие работоспособность данного узла: нагрузка на подшипник, контактные и изгибные напряжения в зубьях колеса, крутящий момент; N_E — число циклов нагружения, соответствующее эквивалентным нагрузкам.

«Системой» дизеля считают часть привода, механически связанного с дизелем, а «системой» колеса — часть привода, механически связанного с колесными парами локомотива.

Допускаемые коэффициенты работоспособности для подшипников качения шариковых $A_{LbP} = C^3 \cdot 10^6$, для подшипников качения роликовых $A_{LrP} = C^{3,33} \cdot 10^6$, где C — коэффициент работоспособности подшипника по каталогу. Для карданных валов (рис. 98) значения допускаемых коэффициентов работоспособности

Таблица 12

Расчетные формулы для определения допускаемых коэффициентов работоспособности элементов карданного привода тепловоза с гидравлической передачей

| Элементы | «Система» дизеля | «Система» колеса |
|--|--|---|
| Подшипники качения шариковые | $A_{1Lb} = (F_n k_h k_d)^3 \beta \frac{1}{u} \omega_n \times$ $\times 570L \frac{\gamma_0}{v_T} k_0 \leq A_{LbP}$ | $A_{2Lb} = \left(F_n \frac{\psi}{\psi_K} z \right)^3 \times$ $\times u \frac{1000L}{\pi D_K} \gamma_u k_0 \leq A_{LbP}$ |
| Подшипники качения роликовые | $A_{1Lr} = (F_n k_h k_d)^{3,33} \beta \times$ $\times \frac{1}{u} \omega_n 570L \frac{\gamma_0}{v_T} k_0 \leq A_{LrP}$ | $A_{2Lr} = \left(F_n \frac{\psi}{\psi_K} z \right)^{3,33} \times$ $\times u \frac{1000L}{\pi D_K} \gamma_u k_0 \leq A_{LrP}$ |
| Зубчатые колеса (при расчете на контактную выносливость) | $A_{1zH} = [(\sigma_{Hn})^2 k_h k_d]^3 \beta \frac{1}{u} \times$ $\times \omega_n 570L \frac{\gamma_0}{v_T} k_0 \leq A_{zHP}$ | $A_{2zH} = \left[(\sigma_{Hn})^2 \frac{\psi}{\psi_K} z \right]^3 \times$ $\times u \frac{1000L}{\pi D_K} \gamma_u k_0 \leq A_{zHP}$ |
| Зубчатые колеса (при расчете на изгибную выносливость) | $A_{1zF} = (\sigma_{Fn} k_h k_d)^6 \beta \frac{1}{u} \times$ $\times \omega_n 570L \frac{\gamma_0}{v_T} k_0 \leq A_{zFP}$ | $A_{2zF} = \left(\sigma_{Fn} \frac{\psi}{\psi_K} z \right)^6 \times$ $\times u \frac{1000L}{\pi D_K} \gamma_u k_0 \leq A_{zFP}$ |
| Карданный вал | $A_{1G} = (M_n k_h k_d)^3 \beta u^2 \omega_n \times$ $\times 570L \frac{\gamma_0}{v_T} k_0 \leq A_{GP}$ | $A_{2G} = \left(M_n \frac{\psi}{\psi_K} z \right)^3 \frac{1}{u^2} \times$ $\times \frac{1000L}{\pi D_K} \gamma_u k_0 \leq A_{GP}$ |

A_{GP} приведены в табл. 13. Для зубчатых передач допускаемые коэффициенты работоспособности $A_{zHP} = \sigma_{HP}^6 N_{H0}$ и $A_{zFP} = \sigma_{FP}^6 N_{F0}$ (где σ_{HP} и σ_{FP} — допускаемые напряжения на контактную и изгибную выносливость, определяются по ГОСТ 21354—75; N_{H0} , N_{F0} — базовое число циклов соответственно для контактной и изгибной выносливости).

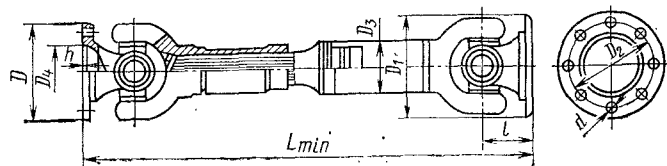


Рис. 98. Карданный вал типового ряда

Таблица 13

Типовой ряд карданных валов

| Тип вала | Максимальный кратковременно допускаемый момент M_P , кН·м | Коэффициент работоспособности $10^4 A_{GP}$ | D | D_1 (не более) | D_2 | d | D_3 (не более) | D_4 | h | L^* min | l (не более) | ΔL^{**} | Число болтов |
|----------|---|---|-----|------------------|-------|-----|------------------|-------|-----|-----------|----------------|-----------------|--------------|
| | | | мм | | | | | | | | | | |
| I | 5 | 1,0 | 150 | 150 | 130 | 12 | 80 | 90 | 2,5 | 550 | 70 | 65 | 8 |
| II | 7 | 3,5 | 180 | 180 | 155,5 | 14 | 100 | 110 | 3,5 | 605 | 80 | 70 | 8 |
| III | 11 | 10 | 225 | 225 | 196 | 16 | 120 | 140 | 5 | 780 | 110 | 75 | 8 |
| IV | 17 | 30 | 250 | 250 | 218 | 18 | 140 | 140 | 6 | 965 | 135 | 90 | 8 |
| V | 24 | 90 | 285 | 285 | 245 | 20 | 160 | 175 | 7 | 1050 | 140 | 100 | 8 |
| VI | 34 | 270 | 315 | 315 | 280 | 22 | 190 | 175 | 7 | 1250 | 150 | 120 | 8 |
| VII | 47 | 800 | 350 | 350 | 310 | 22 | 215 | 220 | 8 | 1380 | 170 | 135 | 10 |

* Наименьшая возможная длина карданного вала нормального исполнения.
** Допустимое увеличение длины путем смещения в шлицевом соединении.

Нагрузка F_n на подшипник (радиальная, осевая, приведенная) соответствует номинальному крутящему моменту M_n . Расчетные контактные σ_{Hn} и изгибные σ_{Fn} напряжения в зубьях шестерен соответствующие номинальному крутящему моменту системы, в которой находится рассчитываемое зубчатое зацепление, определяют в соответствии с ГОСТ 21354—75. Для элементов «системы» дизеля $M_n = 10^3 P_e / \omega_e$, где P_e и ω_e — номинальные мощность, кВт и угловая скорость, рад/с, дизеля. Для элементов «системы» колеса $M_n = 2P\psi_K (D_K/2)$. Коэффициент сцепления ψ_K колес с рельсами обычно принимается равным 0,33. Коэффициент длительной силы тяги ψ равен отношению длительной силы тяги к сцепному весу $F_{Kd}/P_{сц}$. Длительная сила тяги есть наибольшая сила на ободу колес, при которой локомотив может работать без ограничения времени или пути. Для грузовых и маневровых локомотивов $\psi = 0,18 \div 0,20$, для пассажирских локомотивов и дизель-поездов $\psi = 0,12 \div 0,17$. Для «системы» дизеля передаточное число $u = \omega_e / \omega$, для «системы» колеса $u = \omega / \omega_K$, где ω — угловая скорость рассматриваемого элемента; ω_K — угловая скорость колесной пары ω_n .

Коэффициент k_d позволяет учитывать динамические нагрузки, действующие в приводе $k_d = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6$. Он должен быть не более 1,6—1,8, чтобы не было перекадки зазоров. Коэффициент k_1 учитывает нагрузки от крутильных колебаний в «системе» дизеля. Значение его должно быть не более 1,5. Коэффициент k_2 позволяет учитывать влияние угла в шарнирных соединениях

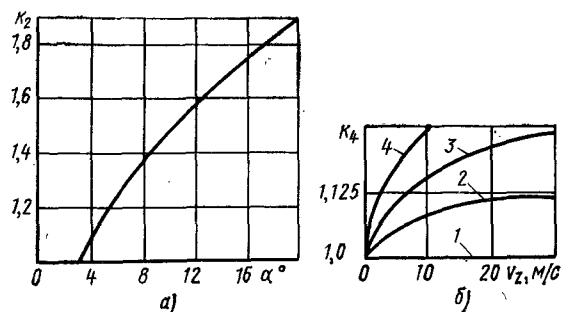


Рис. 99. Зависимость коэффициентов:
а — k_2 от угла излома α в шарнирном соединении карданного вала; б — k_4 от окружной скорости v_2 в зубчатом соединении; 1, 2, 3, 4 — соответственно для шестой, седьмой, восьмой и девятой степени точности

карданного вала на динамику привода (рис. 99, а), а коэффициент k_3 — динамические нагрузки при изломе карданного вала в кривых участках пути. Эти нагрузки увеличиваются с ростом скорости движения и с уменьшением радиуса в кривых участках пути. Скорости движения локомотивов в кривых малого радиуса незначительны, поэтому можно принять

$$k_3 = 1 + (0,0 \div 0,1) \alpha_k,$$

где α_k — угол отклонения кардана в кривых, °.

Значение коэффициента k_4 , позволяющего учитывать нагрузки, возникающие в зубчатых зацеплениях вследствие допускаемых неточностей при изготовлении зубчатых колес, ориентировочно можно определить по графику рис. 99, б.

Для осевых редукторов и связывающих их карданных валов коэффициент k_5 , учитывающий динамические нагрузки от колебания надрессорного строения при горизонтальном расположении реактивных тяг, $k \leq 1,1$; при вертикальном расположении реактивных тяг $k_5 = 2 \div 3$.

Коэффициент k_6 , учитывающий нагрузки, возникающие при влиянии тележек, используют при расчетах осевых редукторов и связывающих их карданных валов. Ориентировочно $k_6 = 1 \div 1,5$, причем большие значения соответствуют жесткой связи колесных пар с рамой тележки, меньшие — упругой связи.

Коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки за цикл (рис. 100),

$$\beta = \frac{1/2\pi \int_0^{2\pi} [1 + (k_d - 1) \sin \theta]^p d\theta}{k_d^p},$$

где θ — угол поворота карданного вала.

Для пассажирских локомотивов и дизель-поездов коэффициент k_0 , учитывающий неполное использование мощности и силы тяги в эксплуатации, равен 1,0; для грузовых локомотивов $k_0 = 0,8$; для маневровых $k_0 = 0,3 \div 0,5$.

Из расчетного профиля пути (см. табл. 11) видно, что 4-й и 5-й элементы профиля являются уклонами, на которых силовая передача работает без нагрузки. Тогда общее время движения, ч, локомотива $T = L \sum_{i=1}^5 \alpha_i / v$, а время движения под нагрузкой $T_a = L \sum_{i=1}^3 \alpha_i / v$, где L — заданный пробег локомотива, км. Время T_a

определяется движением локомотива по первым трем элементам профиля пути.

Среднюю скорость $v_T = L/T$ локомотива, км/ч, определяют по графику (рис. 101).

Коэффициент приведения γ_0 для «системы» дизеля показывает, какую часть времени T рассматриваемая система работает под нагрузкой $P_e k_h$, т. е. $\gamma_0 = T_a/T$. Определяют его по графику (рис. 101).

Коэффициент приведения γ_u для «системы» колеса, учитывающий, какую часть заданного пробега L рассматриваемый элемент системы работает с нагрузкой, приведенной к силе тяги на руководящем подъеме.

Коэффициенты γ_u для различных элементов «системы» колеса определяют по графикам (рис. 102), где γ_u — коэффициент приведения «системы» колеса для шариковых подшипников качения зубчатых передач при расчете на контактную выносливость и карданных валов, показывающий, какую часть заданного пробега L рассматриваемый элемент работает с нагрузкой, приведенной к силе тяги на руководящем подъеме (с учетом динамических сил);

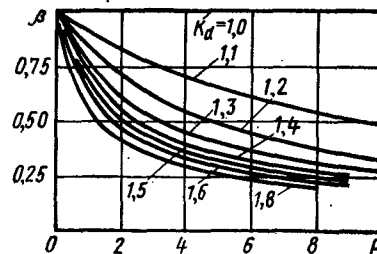


Рис. 100. Зависимость коэффициента β от показателя степени p и коэффициента k_d динамики привода

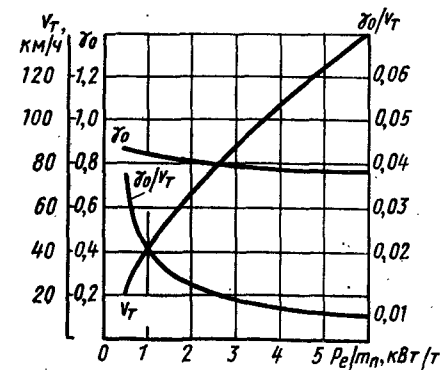


Рис. 101. Зависимости коэффициента приведения γ_0 для «системы» дизеля, средней скорости движения тепловоза v_T , отношения γ_0/v_T от P_e/m_n

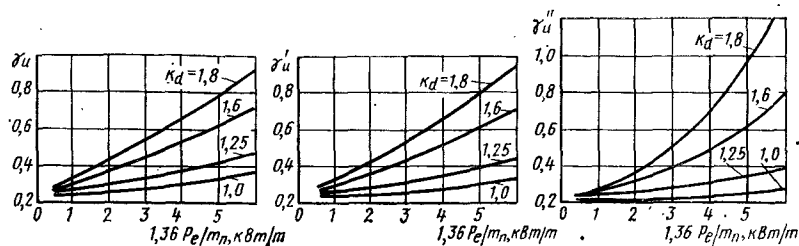


Рис. 102. Зависимости коэффициентов приведения γ_u для «системы» колеса от P_e/m_n

γ_u — то же для роликовых подшипников качения; γ_u'' — то же для зубчатых передач при расчете на усталостную изломную прочность.

Коэффициенты динамики являются сомножителями при удельной силе тяги на горизонтальном участке ($i = 0^\circ/00$) и на подъеме ($i = 4,6^\circ/00$). Для руководящего подъема ($i = 9,2^\circ/00$), на котором скорости движения локомотива малы, коэффициент динамики не учитывается.

Выбранные по условию обеспечения работоспособности элементы привода должны быть проверены на статическую прочность под действием максимального крутящего момента. Максимальный крутящий момент для «системы» дизеля

$$M_{\max} = M_n k_{\max};$$

для «системы» колеса

$$M_{\max} = (M_n k_{\max} z)/u,$$

где k_{\max} — коэффициент, учитывающий наибольшую возможную кратковременную нагрузку в рассматриваемом элементе передачи; z — число колесных пар, к которым передается крутящий момент через рассматриваемый элемент привода.

Для элементов, связанных с дизелем, большие кратковременные нагрузки появляются при прохождении резонансных зон крутильных колебаний, а для элементов, связанных с колесами локомотива, наибольшие нагрузки возникают во время буксования. Коэффициент $k_{\max} = 2 \div 4$. ВНИТИ при расчете элементов на статическую прочность рекомендует $k_{\max} = 3$. По результатам испытаний тепловоза могут быть определены действительные значения k_{\max} элементов привода и внесены соответствующие коррективы в конструкции. Типовой ряд карданных валов силовых передач тягового подвижного состава (см. табл. 13) применяется всеми странами Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ).

Выбранный по коэффициенту работоспособности A_G карданный вал проверяют на статическую прочность, исходя из условия $M_{\max} \leq M_p$. Карданный вал должен быть проверен на крити-

ческую угловую скорость. Критическая угловая скорость (рад/с) для сплошного вала длиной L

$$\omega_{кр} = 9,8 \cdot 10^7 D/L^2,$$

трубчатого

$$\omega_{кр} = 9,8 \cdot 10^7 \sqrt{D_n^2 - D_b^2}/L^2,$$

где D — диаметр сплошного вала, см; D_n — диаметр наружный трубы вала, см; D_b — диаметр внутренней трубы вала, см. Максимально возможная в эксплуатации угловая скорость должна быть в 1,5—2 раза меньше критической.

Пример. Выбрать карданный вал, соединяющий гидравлическую коробку передач с осевым редуктором, для тепловоза, схема передачи которого приведена на рис. 103.

Исходные данные: род службы — маневровый; полная (номинальная) мощность 550 кВт; осевая характеристика $2_0 - 2_0$; служебная масса 80 т.

Конструкционная скорость на маневровом режиме 27 км/ч, на поездном режиме 55 км/ч; диаметр колеса 1,05 м; минимальный радиус вписывания 40 м; передаточное число осевого редуктора 4,23.

1. Определяют угол излома в шарнирах карданного вала. Установочные углы наклона карданного привода даны на схеме (рис. 103). Для рассматриваемого карданного вала наибольший угол излома в шарнирах имеет место при вписывании в кривую минимального радиуса, когда тележки экипажной части устанавливаются в положении наибольшего перекоса. Схема такой установки показана на рис. 104, а.

$$\alpha' = \alpha'_1 + \alpha'_2,$$

где $\alpha'_1 = \arcsin L/2R$; $\alpha'_2 = \arcsin (\Delta + \delta)/l$; Δ — максимальный зазор между гребнем колеса и головкой рельса, $\Delta = 1546 - (1440 - 3) + 26,2 = 57$ мм; 1546 — наибольшая ширина колеи в кривой расчетного радиуса, мм; 26 — минимальная толщина изношенного гребня бандажа на уровне головки рельса; L — шкворневая база экипажной части, мм; l — базы тележки, мм; R — радиус кривой, мм; $\delta = 15$ — упругое перемещение колесной пары за счет поводков;

$$\alpha' = \arcsin 6000/2 \cdot 40\,000 + \arcsin (57 + 15)/2100 = 6^\circ 15'.$$

Найдем угол α_K излома карданного вала в горизонтальной плоскости при отклонении тележки на угол α' (рис. 104, б). Угол излома карданного вала, соединенного с выходным валом гидropередачи,

$$\varphi = \arcsin l_1/l_2 \sin \alpha' = \arcsin 1360/1370 \cdot 0,091 = 6^\circ 15'.$$

Угол излома карданного вала, соединенного с осевым редуктором,

$$\alpha_K = \alpha' + \varphi = 12,5^\circ.$$

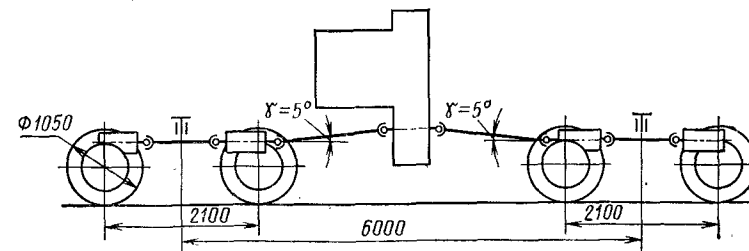


Рис. 103. Схема карданного привода тепловоза

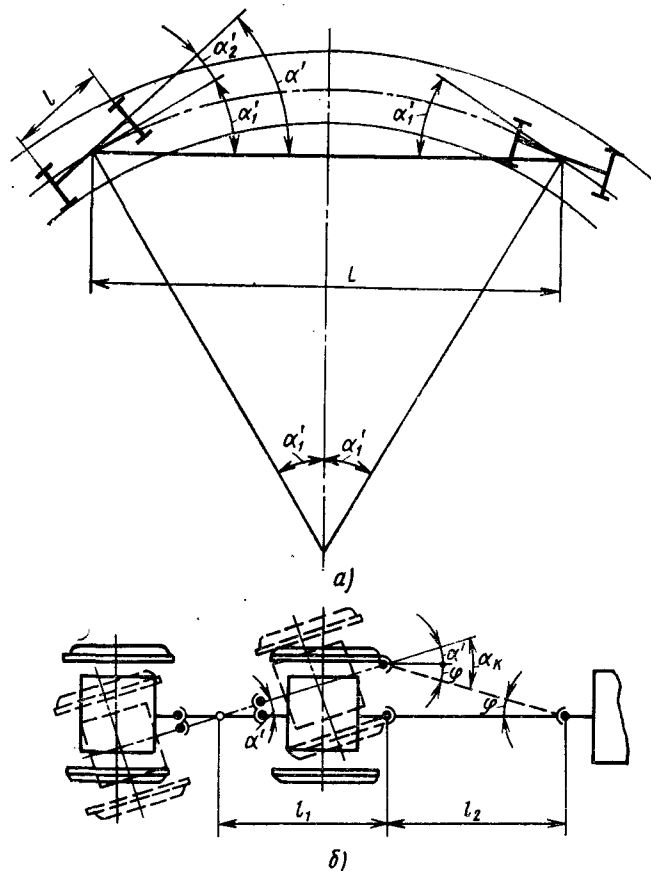


Рис. 104. Расчетные схемы:

а — установки экипажной части в кривой в положении наибольшего перекаса; б — для определения максимального угла излома карданного вала в шарнирах

Таким образом, определяющим в расчете карданного вала будет угол α_k излома в шарнире осевого редуктора.

2. Определяют расчетные параметры и коэффициенты. Номинальный крутящий момент

$$M_n = 2P\psi_k (D_k/2) = 2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,33 \cdot 0,525 = 0,347 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент длительной силы тяги для маневрового тепловоза $\psi = 0,2$. Коэффициент динамики $k_d = k_2 k_3 k_5 k_6$; $k_2 = 1,18$ (по рис. 98) при исходном угле излома кардана $\gamma = 5^\circ$; $k_3 = 1 + 0,025 \alpha_n = 1 + 0,025 \cdot 12,5 = 1,31$; $k_5 = 1,1$ при горизонтальном расположении реактивной тяги; $k_6 = 1,05$ при упругой связи колесной пары с рамой тележки; $k_d = 1,18 \cdot 1,31 \cdot 1,1 \cdot 1,05 = 1,78$; $k_0 = 0,3$; $L = 0,5 \cdot 10^6$ км — пробег тепловоза до капитального ремонта карданных валов; $\gamma_u = 0,32$ (по рис. 102) для отношения $1,36P_e/m_n = 1$ и коэффициента динамики $k_d = 1,78$.

3. Выбирают карданный вал.

Коэффициент работоспособности

$$A_G = (M_n (\psi/\psi_k) z)^3 1000L/(u^2 \pi D_k) \gamma_u k_0 = (0,347 \cdot 10^5 (0,2/0,33) 2)^3 1000 \times \\ \times 0,5 \cdot 10^6 / (4,23^2 \cdot 3,14 \cdot 1,05) 0,32 \cdot 0,3 = 63,5 \cdot 10^{18} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно типовому ряду (см. табл. 13) выбираем карданный вал типа V с коэффициентом работоспособности $A_{GP} = 90 \cdot 10^{18} \text{ Н} \cdot \text{м}$.

4. Проверяют статическую прочность.

Максимальный динамический момент определяют из расчета, что $k_{\max} = 2$. Тогда

$$M_{\max} = M_n (1/u) k_{\max} z = 0,347 \cdot 10^5 (1/4,23) 2 \cdot 3 = 32 \ 800 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, выбранный по коэффициенту работоспособности карданный вал V типа имеет меньшую величину максимального кратковременного допускаемого момента M_P , поэтому необходимо взять следующий тип вала VI с допускаемым $M_P = 34 \ 000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

§ 25. СПАРНИКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Спарниковый механизм является наиболее простым по конструкции типом тягового привода. Его применяют главным образом на промышленных и маневровых локомотивах небольшой мощности. Тяговый привод тепловоза ТГМ23 (рис. 105) передает вращение от отбойного вала реверс-режимного редуктора через спарники 2, 4 и 6 движущим колесным парам 1, 5 и 7. В головки (рис. 106, а) переднего 6 и среднего 1 спарника, насаженные на палец 4 отбойного вала, запрессованы втулки 2, 3 из стали Ст5. В эти втулки вставляют общую плавающую втулку 5 из сплава ЦАМ 9-1,5. Втулка имеет на поверхности шесть рядов отверстий для прохода смазки, которая поступает через отверстия в пальце кривошипа.

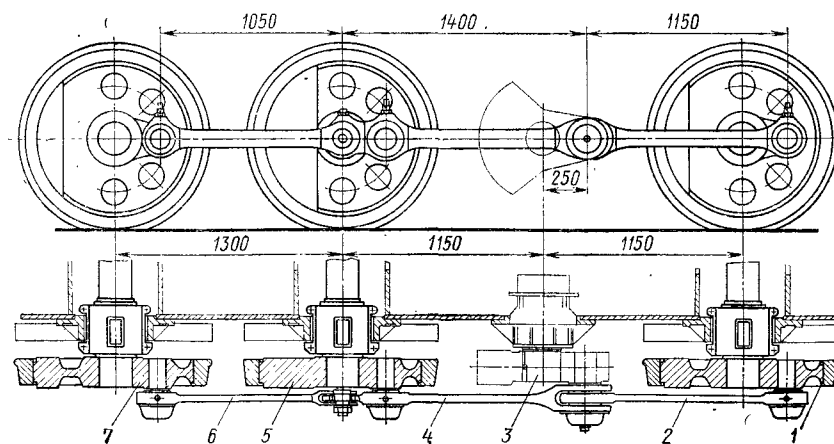
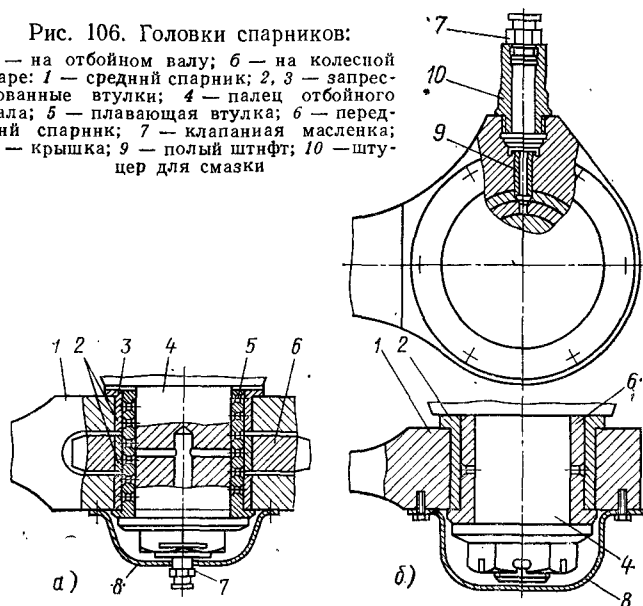


Рис. 105. Спарниковый механизм тепловоза ТГМ23:

1, 5, 7 — первая, вторая, третья колесные пары; 2, 4, 6 — передний, средний и задний спарники; 3 — отбойный вал

Рис. 106. Головки спарников:

a — на отбойном валу; *б* — на колесной паре: 1 — средний спарник; 2, 3 — запрессованные втулки; 4 — палец отбойного вала; 5 — плавающая втулка; 6 — передний спарник; 7 — клапанная масленка; 8 — крышка; 9 — полый штифт; 10 — штуцер для смазки



В головки, надеваемые на пальцы колесных пар (рис. 106, б), также запрессовывают втулки 2 из стали Ст5, в которые вставляют плавающие втулки 6 из сплава ЦАМ 9-1,5. Смазку к этим втулкам подают сверху через головки спарника 1, в которые ввертывают переходный штуцер 10 и специальный полый штифт 9, служащий стопором, предохраняющим запрессованную втулку от проворачивания. Наружные торцы пальцев, а также плавающие и запрессованные втулки головок спарников для защиты от пыли закрыты штампованными крышками 8.

Средний и задний спарники соединены шарнирным узлом (рис. 107). Для этого в хвостовик 1 среднего спарника запрессована втулка 7, закрепленная от проворачивания штифтом-заклепкой. В запрессованную втулку вставляют плавающую втулку 6. В вилке 2 заднего спарника отверстия выполнены кони-

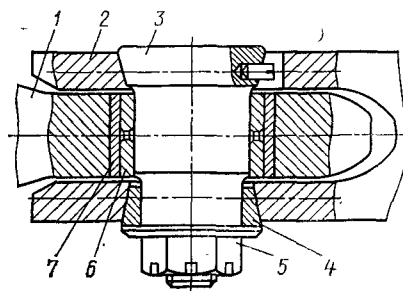


Рис. 107. Шарнир хвостовика среднего спарника:

1 — хвостовик среднего спарника; 2 — вилка заднего спарника; 3 — валик; 4 — разрезная коническая втулка; 5 — гайка; 6 — плавающая втулка; 7 — стальная втулка

ческими. С внутренней стороны в это отверстие конической частью входит соединительный валик 3, а с наружной — специальная коническая втулка 4. При затягивании гайки 5 хвостовика валика последний надежно центрируется в вилке спарника двумя коническими поверхностями. Наличие суммарных зазоров в узле: палец — плавающая втулка — запрессованная втулка позволяет свободно перемещаться колесным парам в вертикальной плоскости независимо одной относительно другой и не создавать при этом растягивающих напряжений в спарниках, а также компенсировать допускаемые отклонения радиуса кривошипа и разницу в межцентровых расстояниях между отдельными буксовыми направляющими.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

§ 26. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

Топливная система служит для размещения запасов топлива, фильтрации, подогрева и подвода его к энергетическим установкам (дизелям, газотурбинным установкам (ГТУ), котлам-подогревателям и т. д.). К топливной системе относятся: топливные баки, фильтры, топливоподогреватели, топливоподкачивающие насосы, регулирующие клапаны, топливопроводы и системы контроля.

Для питания тепловозных дизелей используют дизельное топливо марок ДЗ, ДЛ и ДС по ГОСТ 4749—73 и дизельное топливо по ГОСТ 305—73 с содержанием серы до 0,5%. Топливом для мотовозов и автодрезин с карбюраторными двигателями служит бензин. Топливом для ГТУ газотурбовозов служит мазут, а также дистилляты замедленного коксования.

Схемы топливных систем. На тепловозах применяют топливные системы двух типов — с расходным баком и без него. Топливные системы большинства отечественных локомотивов выполнены без расходного бака и имеют одинаковую схему расположения основных агрегатов.

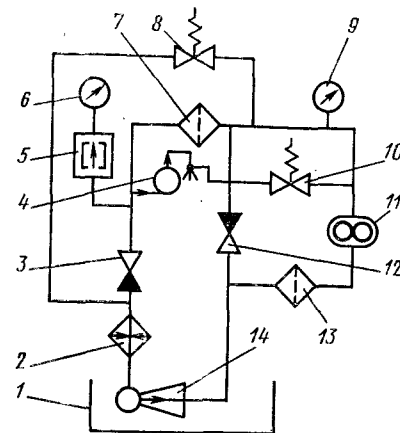
В топливной системе тепловоза 2ТЭ10В (рис. 108) топливо из топливного бака 1 по трубе эжекционного устройства 14 через фильтр грубой очистки 13 подается топливоподкачивающим насосом 11 через фильтр тонкой очистки 7 к дизелю в коллектор топливных насосов 4 высокого давления. Часть топлива, просачивающаяся через зазоры уплотнений в насосах и форсунках, сливается в топливный бак. Избыток топлива, минуя топливные насосы высокого давления, из коллектора топливных насосов высокого давления проходят по сливным трубам через кожух топливоподогревателя 2 в топливный бак. Нормальное заполнение топливных насосов высокого давления, а также препятствие сливу топлива в бак 1 обеспечивается подпорным клапаном 3, отрегулированным на давление 0,15 МПа.

Для удаления первых объемов закачиваемого топлива, насыщенного воздухом, служит кран, перепопускающий топливовоздушную эмульсию в топливный бак 1.

Работа дизеля тепловоза 2ТЭ10В при выходе из строя топливоподкачивающего насоса обеспечивается вследствие разрежения, создаваемого насосами высокого давления. При этом топливо про-

Рис. 108. Схема топливной системы тепловоза 2ТЭ10В:

1 — топливный бак; 2 — топливоподогреватель; 3 — подпорный клапан; 4 — топливный насос высокого давления; 5 — гаситель пульсаций; 6, 9 — манометр; 7 — фильтр тонкой очистки; 8, 10 — перепоисковые клапаны; 11 — топливоподкачивающий насос; 12 — шариковый клапан; 13 — фильтр грубой очистки; 14 — эжекционное устройство



ходит из бака 1 в обход фильтра грубой очистки по трубам. На тепловозах ТЭМ1 топливо подается по аварийной заборной магистрали к насосу высокого давления, минуя ее фильтры. При аварийном режиме дизель может работать лишь с ограниченной мощностью и непродолжительно, поэтому для обеспечения нормальной работы топливной системы на тепловозе ТЭП60 установлены два топливоподкачивающих насоса, работающих параллельно, а на тепловозах 2ТЭ10Л, ТУ2, ТГМ1, ВМЭ1, ЧМЭ2, ЧМЭ3 имеется дополнительный аварийный насос, причем на последних четырех локомотивах аварийный насос имеет ручной привод.

Тепловозы ТЭ1, ТГМ1, ТГМ25, ВМЭ1 оборудованы двумя топливными баками: верхним (расходным) и нижним (основным). Из нижнего бака топливо периодически подается топливоподкачивающим насосом в расходный бак. Из расходного бака топливо самотеком или при помощи насоса поступает к топливному насосу высокого давления. Такая система обладает повышенной надежностью при возможных выходах из строя топливоподкачивающего насоса, а в зимнее время — «теплым» топливом для пуска дизеля.

Принципиальная схема системы с расходным баком приведена на рис. 109. Из расходного бака 7 топливо, как правило, подается топливоподкачивающим насосом 12. При этом вентиль 11 перекрыт. Для предохранения топливопровода от избыточного давления в системе установлен предохранительно-перепоисковый клапан 10. При выходе из строя топливоподкачивающего насоса 12 срабатывает вентиль 11, и топливо поступает к дизелю самотеком. В этом случае дизель не развивает номинальную мощность. Недостатком подобной системы является наличие дополнительной емкости и топливоподкачивающего насоса. Поэтому на мощных локомотивах с большим расходом топлива расходные баки не применяют.

В отличие от тепловозов на газотурбовозах используют тяжелое топливо, обладающее высокой вязкостью и имеющее больше механических примесей, чем дизельное. Его приходится подогревать в любое время года, тщательно очищать, а также повышать давление в системе для бесперебойного снабжения ГТУ

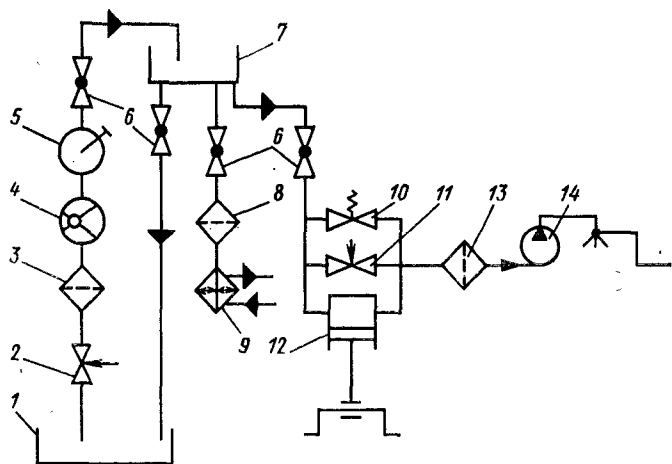


Рис. 109. Схема топливной системы моторного вагона дизельного поезда Д1:

1 — главный бак; 2, 11 — дентиль; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — насос с электроприводом; 5 — ручной насос; 6 — кран; 7 — расходный бак; 8 — фильтр; 9 — котел-подогреватель; 10 — предохранительный клапан; 12 — топливоподкачивающий насос; 13 — фильтр тонкой очистки; 14 — топливный насос высокого давления

На газотурбовозах обычно применяют три фильтра — грубой, промежуточной и тонкой очистки и два топливных насоса. Первый насос прокачивает топливо через фильтры грубой и промежуточной очистки, обеспечивая давление на входе в главный топливный насос 0,15—0,2 МПа, а второй — главный, повышая давление до 6,5 МПа, подает топливо через топливоподогреватель и фильтр тонкой очистки к форсункам камер сгорания ГТУ. Пуск и остановка ГТУ осуществляются на дизельном топливе. Это необходимо для того, чтобы очень вязкое в холодном состоянии тяжелое топливо не вывело из строя топливную систему.

Топливные баки. Для хранения топлива служат специальные баки, расположенные на раме или под рамой локомотива. Емкость топливного бака определяют, учитывая необходимую продолжительность работы локомотива без экипировки, расход топлива на 1 кВт·ч и мощность силовой установки. Время работы локомотива на участке обращения с условно заданным профилем

$$T = \bar{L} / v_{ст},$$

где \bar{L} — длина участка обращения, км, для грузовых магистральных локомотивов, $\bar{L} = 800 \div 1000$ км; $v_{ст}$ — среднетехническая скорость локомотива на данном участке, км/ч.

Запас топлива при работе энергетической установки на номинальном режиме

$$Q_T = k_1 T g_e P_e,$$

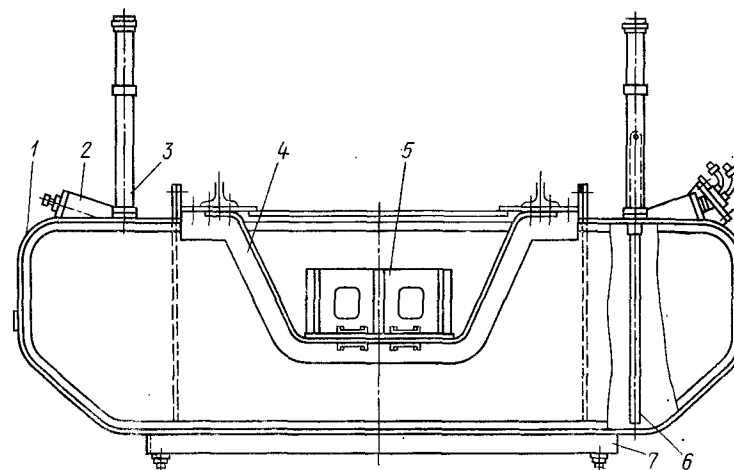


Рис. 110. Топливный бак тепловоза ТЭМ2:

1 — корпус бака; 2 — заправочная горловина; 3 — вентиляционная труба; 4 — поперечные кронштейны; 5 — кронштейны; 6 — мерная рейка; 7 — отстойник

где $k_1 = 1,10 \div 1,20$ — коэффициент запаса (резерв емкости); g_e — удельный расход топлива, кг/(кВт·ч); P_e — эффективная мощность силовой установки, кВт.

Необходимый объем, м³, топливного бака

$$V_6 = Q_T / \rho_T,$$

где ρ_T — плотность топлива, кг/м³; для дизельного топлива $\rho_T = 830 \div 880$, для мазута $\rho_T = 890 \div 990$.

Запас топлива на маневровых локомотивах определяют, исходя из периода времени (4—5 суток) между профилактическими осмотрами (на тепловозах ТЭМ1 и ТЭМ2 емкость бака позволяет работать без захода на экипировку в течение 7—10 суток). При этом необходимо, чтобы уменьшение сцепного веса в процессе эксплуатации не превышало 5%.

Приближенно емкость топливных баков можно определить по значению коэффициента \bar{V} удельной емкости, кг/кВт. Для маневрового локомотива $\bar{V} = 4 \div 5$, для грузового $\xi = 2, \div 3$, для пассажирского $\bar{V} = 1,8 \div 2,3$. По емкости бака с учетом вписывания локомотива в габарит подвижного состава вычисляют основные размеры бака.

Обычно топливо находится в одном баке, располагаемом под главной рамой между тележками. На локомотивах с гидropередачей и карданными приводами колесных пар место вдоль продольной оси тепловоза занято карданными валами, поэтому топливо размещают в двух баках, сообщающихся между собой. На тепло-

возах ТГМЗ и ТГМ4 двух баков для топлива недостаточно, поэтому дополнительно установлен под кабиной машиниста третий.

Существующие конструкции баков можно разделить на два типа: включенные в силовую схему рамы и кузова и не включенные в нее. Известны конструкции тепловозов, в которых топливными баками служат емкости в хребтовых балках замкнутого профиля. Недостаток конструкций баков первого типа — ослабление их герметичности в процессе эксплуатации. Баки второго типа подвешивают на болтах к кронштейнам главной рамы локомотива, и они не испытывают никаких нагрузок, кроме веса топлива.

Бак тепловоза ТЭМ2 (рис. 110) подвешен между тележками к раме тепловоза при помощи поперечных кронштейнов 4. Корпус его состоит из боковых, верхних, нижнего и торцовых листов толщиной 4 мм, соединенных сваркой с двумя вертикальными несущими листами. Для обеспечения жесткости бака и предотвращения вспенивания топлива служат продольные и поперечные перегородки. Внутренняя поверхность бака фосфатирована для предохранения от коррозии. От поперечного перемещения бак дополнительно удерживается двумя кронштейнами 5.

На верхнем листе бака с левой и правой стороны расположены заправочные горловины 2 (тепловоз должен заправляться с любой стороны), внутри которых установлены металлические фильтрующие сетки. Горловины плотно закрыты резьбовыми крышками. Через вентиляционные трубы 3 при заполнении бака топливом воздух удаляется, а при сливе — поступает. Внутри вентиляционной трубы установлены перегородки, препятствующие выбрасыванию топлива. Длина ее определена конструктивно (из условия непопадания топлива на бак), а диаметр — из условия свободного выхода воздуха из бака при закачке в него топлива насосом, подача которого до 400 л/мин. При этом избыточное давление в баке не должно превышать 0,01 МПа.

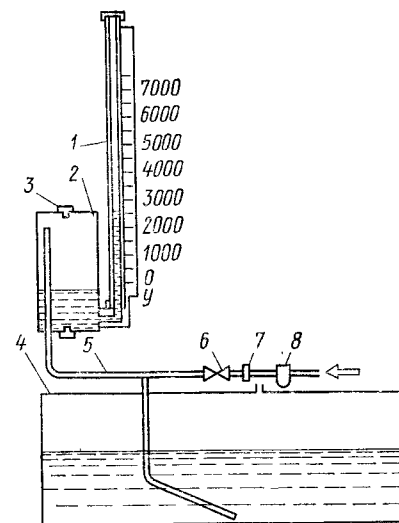
Бак снабжен отстойником 7, в котором оседают различные примеси и вода, выпадающие из топлива. Для сбора загрязненного топлива внутри баков мощных тепловозов имеется бачок, из которого при его переполнении топливо сливается в отстойник. Для спуска примесей вниз или сбоку отстойника размещают клапан, что позволяет отвинчивать сливную пробку без лишних потерь топлива.

Уровень топлива бака измеряют мерной рейкой 6. Для изоляции бака от попадания внутрь пыли направляющие для мерной рейки снабжены пружинными крышками. На верхних баках устанавливают прозрачные указатели из небьющегося стекла. Они имеются и на нижних баках тепловозов последних конструкций. На тепловозах 2ТЭ116 и ТЭП70 около дизеля установлены дистанционные топливоуказатели, которые позволяют контролировать уровень топлива, не выходя из локомотива.

Дистанционный указатель уровня топлива в баке тепловоза ТЭП70 (рис. 111) работает следующим образом. При открытии

Рис. 111. Принципиальная схема работы дистанционного указателя уровня топлива в баке:

1 — указатель уровня топлива; 2 — бачок топливомера; 3 — пробка; 4 — топливный бак; 5 — воздушный трубопровод; 6 — кран; 7 — дроссельная задвижка; 8 — клапан максимального давления



крана 6 из тормозной магистрали через клапан 8 максимального давления, дроссель 7 и трубопровод 5 воздух попадает под давлением 0,14 МПа в бачок 2 топливомера. Одновременно воздух поступает в топливный бак 4 и из незаполненного топливом пространства уходит в атмосферу. Возникшее при этом в трубопроводах и бачке топливомера давление воздуха равно статическому давлению столба топлива в топливном баке. Это давление, воздействуя на поверхность топлива в бачке 2 топливомера, вытесняет топливо в стеклянную трубку указателя 1 уровня. Уровень в трубке указателя при этом повышается. Шкала, нанесенная на стеклянной трубке, соответствует уровню топлива в баке 4.

Для удобства промывки бака в каждой его секции и внизу предусмотрены люки, закрываемые пробками на мелкой резьбе. На тепловозах ТЭМ5 и ТЭМ6, а также газотурбовозах вместо пробок для удобства промывки бака предусмотрены широкие люки, закрываемые крышками.

Для удобства промывки бака в каждой его секции и внизу предусмотрены люки, закрываемые пробками на мелкой резьбе. На тепловозах ТЭМ5 и ТЭМ6, а также газотурбовозах вместо пробок для удобства промывки бака предусмотрены широкие люки, закрываемые крышками.

Топливоподкачивающие насосы. Эти насосы предназначены для подачи топлива из бака к топливному насосу высокого давления. При этом преодолевается сопротивление трубопроводов и фильтров, а также разница между уровнями топлива в баке и подводящей полости топливного насоса.

Расход в топливопроводе сравнительно невелик. Поэтому наибольшее распространение в качестве топливоподкачивающих агрегатов получили объемные насосы — роторные (шестеренные и коловратные). Для большинства магистральных и маневровых локомотивов подача топливоподкачивающих насосов составляет 1,62 м³/ч, для грузовых тепловозов последних выпусков (ТЭ109 и ТЭ116) — 1,8 м³/ч. На локомотивах мощностью свыше 370 кВт чаще всего применяют шестеренные топливоподкачивающие насосы с внутренним (рис. 112) зацеплением. Они отличаются простотой конструкции, малыми габаритными размерами, небольшой массой, а также высокой надежностью в работе.

Шестеренный насос тепловозов ТЭЗ, ТЭМ2, ТГМЗ, 2ТЭ10В состоит (см. рис. 112) из корпуса 8, ведущей шестерни 1, ведомой

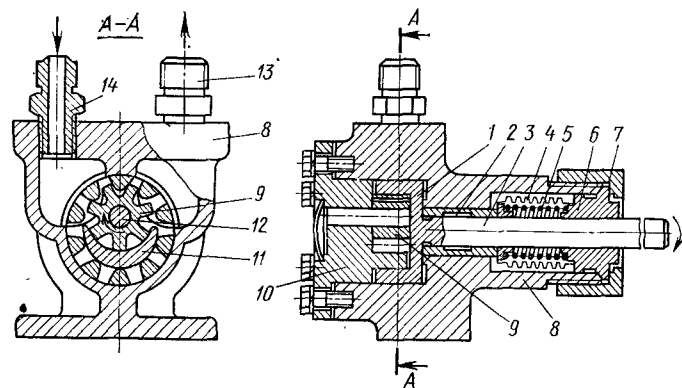


Рис. 112. Шестеренчатый топливоподкачивающий насос:
1 — ведущая шестерня; 2, 6 — втулки; 3 — ведущий валик; 4 — сильфон; 5 — пружина; 7 — накидная гайка; 8 — корпус; 9 — ведомая шестерня; 10 — крышка; 11 — серповидный выступ крышки; 12 — ось; 13, 14 — штифты

шестерни 9, крышки 10 насоса с серповидным выступом 11 и оси 12. Ведущая шестерня 1 состоит из шестерни с внутренним зацеплением и вала, изготовленных из одной заготовки.

Шестеренные топливоподкачивающие насосы с внешним зацеплением применяют на отечественных газотурбовозах. Насос создает давление в пределах 0,2—0,3 МПа.

Коловратные топливоподкачивающие насосы используют на дизелях малой мощности до 370 кВт (тепловозы ТГМ1, ТГМ23, ТУ2, ТУ7 (рис. 113)). Они обладают сравнительно небольшой высотой всасывания (до 0,5 м), поэтому их необходимо устанавливать как можно ближе к топливному баку. Кроме того, для них характерен повышенный износ деталей качающего узла.

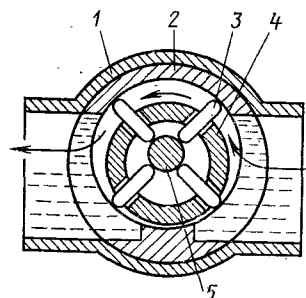


Рис. 113. Коловратный насос:

1 — корпус; 2 — стакан; 3 — лопасть; 4 — ротор; 5 — стержень

Поддача, м³/ч, топливоподкачивающего насоса

$$G_n = (k_2 g_e P_{\max}) / \rho_{\text{т}}, \quad (24)$$

где P_{\max} — максимальная мощность силовой установки, Вт; k_2 — коэффициент избытка расхода прокачиваемой жидкости.

Для компенсации уменьшения подачи насоса в процессе изнашивания, а также для обеспечения эффективного подогрева топлива в холодное время года k_2 принимают равным 2—3.

По значению подачи выбирают ближайший из стандартных насосов. При выборе существенную роль играет уни-

фикация насоса проектируемого локомотива с находящимися в эксплуатации. Мощность, кВт, затрачиваемая на привод насоса,

$$P_n = G_n \Delta P_t / (3,6 \eta_n), \quad (25)$$

где ΔP_t — перепад давления в топливной системе, МПа; η_n — КПД насоса; для нагнетающих насосов $\eta_n = 0,7 \div 0,85$; для откачивающих насосов, работающих на вспененных, с большим содержанием воздуха жидкостях, $\eta_n = 0,2 \div 0,3$.

В зависимости от мощности и типа силовой установки мощность, затрачиваемая на привод топливоподкачивающего насоса локомотива, составляет 0,1—2 кВт. На большинстве локомотивов привод топливоподкачивающего насоса индивидуальный электрический. При этом на привод насоса независимо от значения угловой скорости коленчатого вала дизеля или ротора турбины затрачивается номинальная мощность.

На тепловозах ТЭ109, ТЭМ5, ТГМ5, ТУ2, ТУ6, ТУ7 привод топливного насоса осуществляется непосредственно от энергетической установки. Это приводит к снижению подачи насоса при угловой скорости коленчатого вала дизеля (ротора, турбины), а следовательно, к увеличению его экономичности. Однако при пуске энергетической установки для прокачки топлива в систему необходимо устанавливать дополнительные подкачивающие насосы с электрическим или ручным приводом.

Фильтры для очистки топлива от механических примесей. Общая засоренность дизельного топлива механическими примесями в среднем составляет 100—150 г на тонну. Для очистки топлива от механических частиц в топливной системе устанавливают фильтры. В соответствии с назначением их разделяют на фильтры предварительной, грубой и тонкой очистки.

Фильтры предварительной очистки, располагаемые в горловинах топливных баков, задерживают лишь очень крупные частицы. Их назначение — исключить возможность попадания крупных механических примесей в бак при заправке его топливом.

Фильтры грубой очистки должны задерживать частицы размером 0,1—0,2 мм, фильтры тонкой очистки — более 0,005 мм.

Все топливные фильтры (рис. 114), применяемые на локомотивах, состоят из трех частей: корпуса, крышки и фильтрующего элемента. Фильтрующие элементы должны отвечать следующим требованиям: при небольшом гидравлическом сопротивлении быть компактными, простыми по конструкции, долговечными и несложными при обслуживании.

Фильтрующие элементы грубой очистки могут быть сетчатые, сетчато-навивные, проволоочно-щелевые и пластинчатые.

Фильтрующий элемент (см. рис. 114) сетчатого фильтра грубой очистки тепловоза ТГ102 состоит из двух вставленных одна в другую металлических сеток 9 и 11, закрытых сверху и снизу крышками 8 и 13. Топливо засасывается в фильтрующий элемент со стороны наружной сетки и проходит через отверстия 10 в стер-

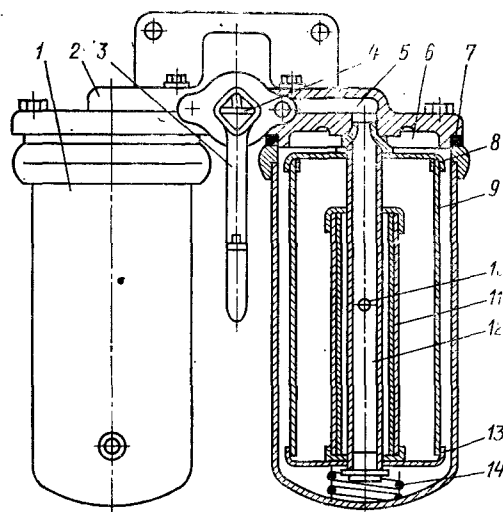


Рис. 114. Фильтр грубой очистки топлива с сетчатым фильтрующим элементом:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — рукоятка; 4 — трехходовой кран; 5 — полость очищенного топлива; 6 — полость загрязненного топлива; 7 — уплотнение; 8 — верхняя крышка; 9 — наружная сетка; 10 — отверстие в стержне; 11 — внутренняя сетка; 12 — полый стержень; 13 — нижняя крышка; 14 — поджимная пружина

жне 12, полость 5 и кран 4 во всасывающий патрубок топливоподкачивающего насоса.

Сетчатые фильтры имеют недостаточную степень фильтрации. Для ее повышения полость между металлическими сетками заполняют хлопчатобумажной пряжей (путанкой). Такие фильтры называются сетчато-набивными. Их применяют на тепловозах ТЭЗ и первых выпусков тепловозов ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭП60. Недостатком сетчато-набивных фильтров является повышенное гидравлическое сопротивление.

На тепловозах ТЭ40, ТЭМ2, 2ТЭ10В, а также на ряде мотовозов и автодрезин используют проволочно-щелевые фильтры. Рабочий элемент фильтра представляет собой гофрированный каркас цилиндрической формы, на которой плотно намотана обжатая латунная проволока. Зазоры между витками и являются собственно фильтрами. На дизельном поезде Д1 проволочно-щелевой фильтр используют как фильтр тонкой очистки. Главным недостатком проволочно-щелевых фильтров является сложность при очистке.

Пластинчатые фильтры трудоемки в изготовлении, имеют сравнительно небольшую поверхность фильтрации, поэтому не получили широкого распространения в практике локомотивостроения.

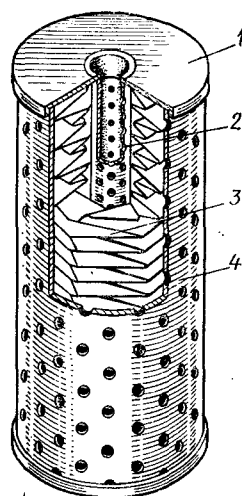


Рис. 115. Бумажный фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки:

1 — торцовая крышка; 2 — внутренняя перфорированная обечайка; 3 — фильтрующая перегородка; 4 — наружная перфорированная обечайка

От мелких примесей топливо очищается в фильтрах тонкой очистки, обладающих большим гидравлическим сопротивлением. Для снижения гидравлического сопротивления устанавливают параллельно несколько секций фильтров. По принципу действия рабочие элементы фильтров тонкой очистки разделяют на войлочные и бумажные.

Войлочный фильтрующий элемент представляет собой сетчатый каркас, обтянутый снаружи шелковым чехлом, с надетым поверх чехла пакетом войлочных пластин, чередующихся с картонными. Подобные фильтры устанавливали ранее практически на всех тепловозах. Отличие заключается в том, что, например, в фильтрах тепловозов ТГ102, ТУ2, ТГМ3 чередуются тонкие и толстые войлочные пластины, в фильтре тепловоза ТУ7 войлочные пластины чередуются с капроновыми проставками.

Главным недостатком войлочных фильтров является их несоответствие современным требованиям (они задерживают частицы лишь более 0,02 мм). Поэтому повсеместно на вновь проектируемых и эксплуатирующихся тепловозах применяют бумажные фильтры, стоимость которых меньше стоимости войлочных. Бумажный фильтрующий элемент тонкой очистки (ФЭТО) предназначен для установки в корпус обычного с войлочным фильтрующим элементом фильтра (рис. 115). Поэтому его применяют на эксплуатирующихся локомотивах. Он задерживает частицы размером 0,004—0,006 мм.

Расчет фильтров сводится к определению площади фильтрации (m^2)

$$F_{\phi} = a_1 (G_n / v_{\phi}), \quad (26)$$

где a_1 — доля жидкости, проходящей через фильтр (при наличии одного фильтра $a_1 = 1,0$; при двух фильтрах, работающих параллельно, $a_1 = 0,5$); G_n — расчетная подача насоса, $m^3/ч$; v_{ϕ} — скорость фильтрации (для фильтров тонкой очистки обычно $v_{\phi} = 7 \div 12$ м/ч, для щелевых фильтров $v_{\phi} = 0,1 \div 0,15$ м/с).

Топливоподогреватели. Все современные локомотивы с автономными энергетическими установками оборудованы топливоподогревателями, а в топливных баках локомотивов (ТУ2, ТУ3, ТЭ1, ЧМЭ2), не оборудованных топливоподогревателями, на боковых стенках и днище уложен слой теплоизоляции из войлока, находящийся в кожухе из листового железа. Это предохраняет топливо от сильного переохлаждения при низких температурах окружающего воздуха. Как показал опыт эксплуатации тепловоза ТЭ1, топливо не переохлаждается даже при температуре наружного воздуха $-40^\circ C$.

Баки газотурбовозов оборудуют и теплоизоляцией и трубчатыми топливоподогревателями, установленными внутри топливных баков. Кроме этого, имеется топливоподогреватель внутри газотурбовозов. Аналогично оборудован и тепловоз ВМЭ1. На

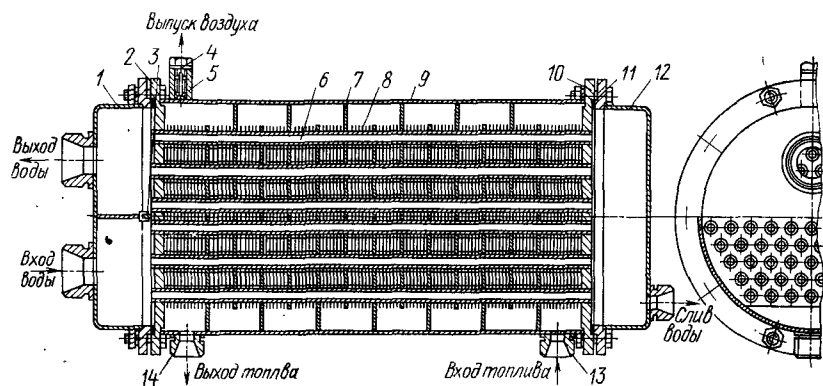


Рис. 116. Водяной топливоподогреватель:

1, 12 — крышки; 2 — верхняя трубная доска; 3, 11 — прокладки; 4 — кольцо; 5, 13, 14 — штуцера; 6 — трубка; 7 — перегородка; 8 — пластина охлаждающая; 9 — обечайка; 10 — нижняя трубная доска

локомотивах применяют газовые и водяные топливоподогреватели различной конструкции.

Водяные топливоподогреватели пожаробезопасны и более надежны в работе, поэтому они широко распространены в практике локомотивостроения. Топливоподогреватель (рис. 116) тепловоза ТЭМ2, представляет собой цилиндрический корпус 9 с приваренными с обеих сторон трубными досками 2 и 10. В доски вварены стальные трубки 6. Трубные доски закрыты крышками 1 и 12 со штуцерами, предназначенными для присоединения водяных трубопроводов системы охлаждения двигателя. Крышки 1 и 12 прикреплены болтами к трубным доскам. В корпус топливоподогревателя вварены три штуцера, к двум штуцерам 13 и 14 подсоединены трубы, идущие от переключательного крана, а к третьему 5 — труба с краном, служащая для спуска воздуха и эмульсированного топлива из корпуса топливоподогревателя. Внутреннее пространство подогревателя разделено перегородками 7, которые заставляют топливо при движении лучше омывать водяные трубы.

Топливоподогреватель локомотива можно отключать от топливной системы трехходовым краном. При этом топливо сразу идет на слив в бак. Топливоподогреватели рассчитывают на основе общих принципов расчетов теплообменников. Проводя тепловой и гидравлический расчет, одновременно выбирают оптимальную форму и размеры поверхности теплообмена.

§ 27. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА

Масляная система локомотива служит для смазки трущихся частей энергетической установки, гидропередачи и вспомогательных агрегатов локомотива; отвода тепла от энергетической уста-

новки; размещения запасов, фильтрации, охлаждения и подогрева масла (в холодное время года). К масляной системе относятся масляные насосы, масловоздушные радиаторы или водомасляные теплообменники, фильтры, регулирующие клапаны, трубопроводы, контрольно-измерительные приборы, масляные баки.

К маслу, применяемому для смазки дизеля, гидропередачи и ГТУ, предъявляют различные требования. Для обеспечения нормальной работы двигателя дизельные масла должны иметь определенную вязкость, сохранять смазывающие свойства при высоких и низких температурах, обладать высокой термической и противоокислительной стабильностью. Марка дизельного масла установлена ГОСТом. По наличию присадок и величине кинематической вязкости в зависимости от типа дизеля применяют масла, вязкость которых $(12 \div 22) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при 100°C .

Масло для гидропередачи и ГТУ должно обладать малой вязкостью (повышение вязкости увеличивает потери на трение в лопастной системе) и высокими смазочными свойствами при температуре $100\text{—}150^\circ\text{C}$. На современных мощных тепловозах с гидроприводом масляную систему дизеля со вспомогательным оборудованием выполняют отдельно от масляной системы гидропередачи.

Схемы масляных систем. К масляной системе дизеля предъявляют требования в ряде случаев взаимоисключающие. Так, для улучшения работы подшипников необходимо повышать давление масла, но это приводит к резкому увеличению сопротивления в холодильнике, вызывает необходимость упрочнять его элементы (трубки, перегородки и т. д.). Для обеспечения этих требований контуры циркуляции масла на тепловозах разделяют, причем по мере увеличения мощности тепловозов и усложнения масляных систем общее количество контуров растет. Часто каждый контур оборудуют собственным насосом.

Масляная система дизеля тепловоза 2ТЭ10В (рис. 117) четырехконтурная. Основной поток масла (первый контур), используемый непосредственно для смазки дизеля, образован главным масляным насосом 10, подающим масло из картера дизеля 1 в теплообменник 9 и далее через фильтр 7 грубой очистки в коллекторы дизеля. В случае переохлаждения масла или его загрязнения и увеличения сопротивления протеканию перепускной клапан 8 пропускает масло в обход теплообменника 9. Небольшая часть потока масла (не более $4\text{—}4,5\%$) из трубопровода между насосом 10 и теплообменником 9 через дроссельное отверстие отводится в фильтр 11 тонкой очистки.

Второй контур служит для прокачивания масла перед пуском дизеля. Маслоподкачивающий насос 4, имеющий индивидуальный электропривод, закачивает масло из картера дизеля и подает его через обратный клапан 6 (пропускающий масло лишь в этом направлении) и фильтр 7 грубой очистки к дизелю 1.

подшипников и зубчатой передачи. Количество же теплоты, передаваемое подшипниками ГТУ от нагретых деталей, зависит от совершенства системы охлаждения данной установки и расчету не поддается. Для газотурбовозов Г1 и ГП1 циркуляционный расход масла составляет приблизительно 22 м³/ч (~12 м³/ч через подшипники ГТУ и ~10 м³/ч через главный редуктор).

При расчетах масляной системы вычисляют гидравлическое сопротивление и, исходя из условий обеспечения заданного расхода масла при определенном давлении в системе, подбирают параметры элементов трубопровода. Выбирают необходимую площадь охладителя масла для обеспечения заданного диапазона изменения температуры.

Масляный резервуар (маслосборник). Для тепловозов, имеющих дизель с «мокрым» картером, маслосборник выполняют в раме дизеля. Масляный резервуар обязательно разделяют перегородками и сетками для предотвращения вспенивания масла. Внизу резервуара устанавливают вентиль для слива масла. Резервуар оборудуют щупом для замера уровня, на котором обозначают верхний и нижний допустимые пределы. Дизель с «сухим» картером имеет масляный бак, который размещают выше уровня масляного насоса дизеля для обеспечения поступления к насосу масла самотеком. Бак имеет маслоуказательное стекло.

Объем масляного бака определяют, исходя из необходимого количества дизельного масла, причем в баке находится лишь его часть. Так, для одной секции тепловоза ТЭ3 необходимо 1200 кг; ТЭ10, 2ТЭ10В — 1500, ТЭМ1, ТЭМ2 — 430; ТГМ3А — 250, ЧМЭ2 — 360 и ВМЭ1 — 300; ТУ2 — 120 кг масла.

Масляный бак на газотурбовозах Г1 и ГП1 также расположен вне ГТУ и выполнен в ее раме под главным редуктором и генераторами. Запас масла в баке составляет 700 л. В отличие от масла для дизеля масло для ГТУ менее вязкое, поэтому в верхней части бака расположен лоток (пеногаситель). Бак разделен на несколько отсеков вертикальными перегородками, имеющими в нижней части окна, расположенные в шахматном порядке. Сливаемое на лоток вспененное масло перед поступлением во всасывающую трубу главного масляного насоса проходит зигзагообразный путь между перегородками, что способствует воздухоотделению из масла. Масляный бак оборудован трубчатым подогревателем, работающим от котла-подогревателя и служащим для прогрева масла перед пуском двигателя.

Масляным баком ГКПП является нижний картер ГКПП. Запас масла составляет для одной секции на тепловозе ТГ102 2×310; ТГ16 — 2×290; ТГМ3А — 250 кг.

Насосы. Масляные системы локомотивов оборудуют как минимум двумя насосами — главным и вспомогательным (маслопрокачивающим). Главный насос имеет привод от агрегата, для смазки которого предназначен, а вспомогательный — электропривод.

В масляных системах дизелей и ГТУ для главных и вспомогательных насосов используют в основном шестеренные насосы, обеспечивающие высокую надежность и равномерность подачи масла при достаточно большом рабочем давлении. В масляных системах гидротрансформаторов применяют как шестеренные масляные насосы, так и центробежные. Реже используют насосы других типов. Так, на газотурбовозе Г1 вспомогательным насосом является вертикальный винтовой.

В зависимости от потребной подачи применяют главные масляные насосы шестеренного типа с прямыми, косыми и шевронными зубьями. Ведущая шестерня на большинстве тепловозов приводится во вращение от коленчатого вала дизеля.

Основные параметры насоса определяют по количеству масла, которое необходимо подавать в двигатель. Подачу насоса вычисляют из выражения (24). В этом случае необходимо принимать $k_2 = 1,2 \div 1,3$. Мощность, необходимая для привода насоса, определяют из выражения (25).

Масляные фильтры. При работе смазываемого агрегата в результате износа трущихся поверхностей масло загрязняется продуктами абразивного износа. Они в свою очередь при циркуляции масла являются причиной более интенсивного износа. Поэтому для увеличения моторесурса смазываемого агрегата и увеличения срока службы масла его фильтруют.

На большинстве локомотивов в масляной системе дизеля применяют фильтры грубой и тонкой очистки. Учитывая состав частиц, их размеры и влияние на износ деталей дизеля, считают, что через фильтр грубой очистки за каждый круг циркуляции проходит 85—90% масла, а через фильтр тонкой очистки 4—5%. На вновь создаваемых тепловозах (ТЭП70 и др.) используют полнопоточную фильтрацию масла.

На магистральных тепловозах, 2ТЭ10В, а также ТЭМ1 и ТЭМ2 применены щелевые (пластинчатые) фильтры грубой очистки (рис. 119). Их фильтрующие элементы представляют собой набранные на стержень 5 рабочие пластины 2 и расположенные между рабочими пластинами промежуточные пластины 3. Через зазоры (0,15 мм) между рабочими пластинами проходит загрязненное масло. Между рабочими пластинами имеются концы щелок 4, надетые на неподвижный квадратный стержень. Для очистки зазоров необходимо рукояткой 6 повернуть стержень 5 с пластинами.

Щелевые фильтры сложны в изготовлении, поэтому на тепловозах поздних выпусков (ТЭП60, ТЭ109, ТГМ4, 2ТЭ116, М62, а также ВМЭ1) в качестве фильтров грубой очистки используют менее трудоемкие в изготовлении сетчатые фильтры с размером ячеек 0,14 мм. На тепловозе ТГМ1 фильтрующий элемент проволочно-щелевой.

Сетчатые фильтры масляной системы газотурбовозов аналогичны топливным.

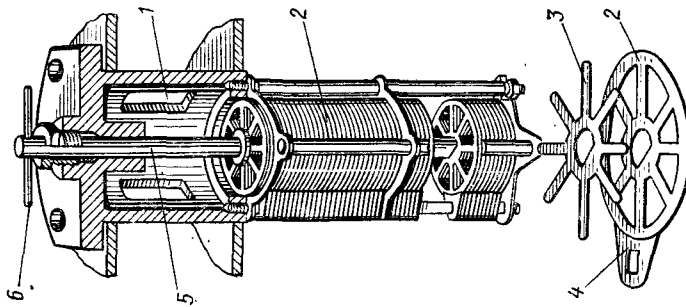


Рис. 119. Щелевой фильтр грубой очистки масла:
1 — окна для выхода отфильтрованного масла; 2 — рабочая пластина; 3 — промежуточная пластина; 4 — щетки; 5 — стержень; 6 — рукоятка

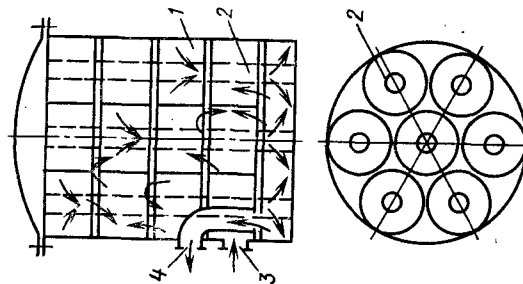


Рис. 120. Схема масляного фильтра тонкой очистки:
1 — фильтрующие элементы (трубы); 2 — пустотелые стержни; 3 — отверстие для входа масла в фильтр; 4 — отверстие для выхода отфильтрованного масла

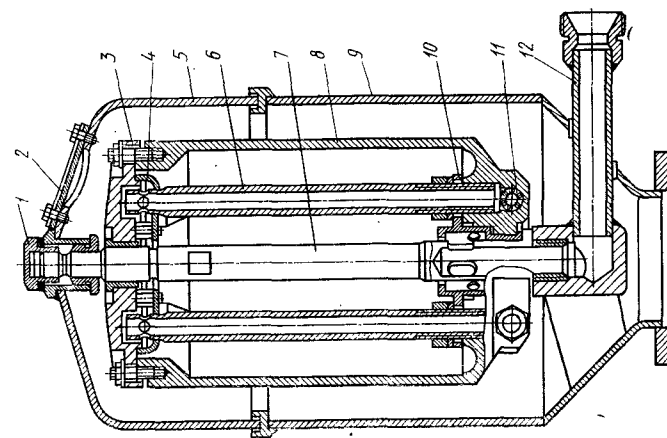


Рис. 121. Центрифуга:
1 — пробка; 2 — крышка смотрового лючка; 3 — крышка ротора; 4 — коробка; 5 — крышка фильтра; 6 — труба; 7 — ось ротора; 8 — ротор; 9 — корпус фильтра; 10 — фланец; 11 — сопловой наконечник; 12 — штуцер подвода масла

В качестве фильтрующих элементов фильтров тонкой очистки применяют бумажные, сетчато-набивные, сетчатые, войлочные и щелевые. В фильтрах тонкой очистки (рис. 120) тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10В и др. фильтрующим элементом служит фильтровальная бумага. За время работы бумажного элемента фильтра тонкой очистки (25 000 км пробега) в нем скапливается 1—7 кг отложений. При этом гидравлическое сопротивление повышается в 3—3,5 раза. Сопротивление фильтра с новыми бумажными фильтрующими элементами не превышает 20 кПа.

Набивной фильтр применяют на тепловозах ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1 и ТЭМ2. Его составляют два сетчатых латунных цилиндра, между которыми расположена хлопчатобумажная пряжа. На отечественных газотурбовозах фильтры тонкой очистки имеют фильтрующие элементы, состоящие из семи картонных элементов АСФО.

Одной из особенностей работы масляной системы является то, что, смазывая и охлаждая трущиеся поверхности, масло захватывает металлические частицы (продукты абразивного износа). Эти частицы, имея малые размеры, свободно проходят через фильтры тонкой очистки, в то же время они достаточно тяжелые. Учитывая эти качества металлических частиц, для их эффективного удаления в масляных системах тепловозов устанавливают центрифуги (рис. 121).

Центрифуга состоит из ротора 8 и корпуса 9 фильтра (отражателя) с крышкой 5. Ротор насажен на полый стержень и имеет два сопловых наконечника 11 для выхода масла. Через окна в оси 7 ротора и фланец 10 масло заполняет всю внутреннюю полость ротора и через верхние отверстия труб 6 поступает к сопловым наконечникам 11. Масло выходит из тангенциально расположенных отверстий сопел под давлением 0,8—1,0 МПа и создает реактивный момент, под действием которого ротор вращается со скоростью до 630 рад/с. Механические примеси в масле отбрасываются к внутренней стенке ротора. Часть примесей оседает на стенке, а часть — на дне корпуса.

Щелевые фильтры рассчитывают по формуле (26), принимая a_1 равным 0,85—0,9. Для фильтра тонкой очистки $a_1 = 0,1 \div 0,15$. Скорость движения масла через фильтр принимается такой же, как и скорость топлива.

§ 28. ВОДЯНАЯ СИСТЕМА

Водяные системы охлаждения классифицируют по следующим признакам: по количеству контуров — одно-, двух- и трехконтурные; по температуре воды, если она ниже точки кипения, — среднетемпературные, если выше — высокотемпературные; по сообщению воды с атмосферой — открытые и закрытые; по способу циркуляции воды — с естественной (термосифонной) и принудительной циркуляцией.

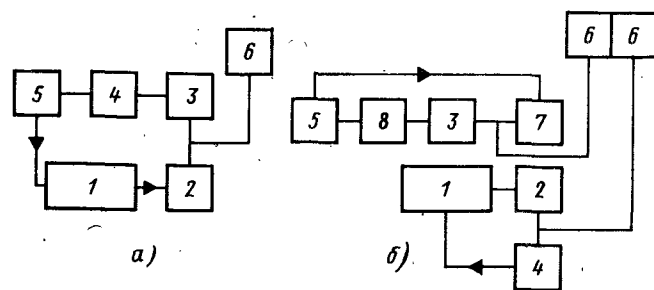


Рис. 122. Структурная схема водяной системы охлаждения дизеля:

а — одноконтурная; б — двухконтурная; 1 — дизель; 2, 7 — воздушные секции холодильника; 3 — водомасляный теплообменник; 4, 8 — насосы; 5 — воздухоохладитель; 6 — расширительный бак

На тепловозе вода для отвода (подвода) теплоты может использоваться от трех основных элементов: дизеля, водомасляного теплообменника и воздухоохладителя. От способа включения основных элементов в водяную систему зависит количество ее контуров.

В одноконтурных схемах (рис. 122, а) эти элементы включены последовательно. Циркуляция воды осуществляется одним насосом 4. Эта схема конструктивно проще, однако в ней невозможно обеспечить оптимальные температурные условия работы каждого элемента. К тому же вследствие малых температурных перепадов теплообменник имеет увеличенные габаритные размеры. Такая схема применена на некоторых зарубежных тепловозах, тепловозах ТЭ109 с дизелем 1А-5Д49, а также тепловозах ТЭЗ, ТЭМ1, на которых воздухоохладитель 5 и водомасляный теплообменник отсутствуют.

В двухконтурной системе (рис. 122, б) контур охлаждения дизеля выполнен отдельно от контуров охлаждения масла и наддувочного воздуха. Такую систему используют на тепловозах 2ТЭ10В и ТЭП60. Применение ее позволяет регулировать температуру воды и масла.

В трехконтурной системе контуры охлаждения масла и воздуха разделены. Такая система позволяет подбирать оптимальные температурные режимы для всех трех основных элементов. Однако при наличии трех насосов система становится слишком сложной. Трехконтурная система нашла применение на тепловозах ТЭ10, ТЭП60 первых выпусков.

В системах со среднетемпературным охлаждением температура воды и масла на выходе из дизеля соответственно равна 75—90° и 70—85 °С. Среднетемпературное охлаждение используют практически на всех отечественных тепловозах. Система с таким типом охлаждения проста в изготовлении и надежна в эксплуатации, однако она недостаточно экономична. Как показали результаты

исследования, повышение температуры воды в системах охлаждения дизелей 2Д100 и 10Д100 на 30 °С приводит к снижению часового расхода топлива на 5—10%. При этом приблизительно на такую же величину (до 7%) уменьшаются потери тепла в воду.

Аналогичные закономерности наблюдаются и для систем других дизелей. Уменьшение часового расхода топлива объясняется снижением потерь на трение и некоторым улучшением индикаторного КПД в результате повышения качества процесса сгорания. Кроме улучшения рабочего процесса дизеля на всех режимах работы, повышение температуры воды уменьшает износ трущихся деталей вследствие снижения трения. Поэтому увеличение температуры воды является одним из основных направлений в повышении экономичности и надежности дизелей, что привело к созданию систем высокотемпературного охлаждения с температурой воды до 110—120 °С. Наличие таких систем позволяет также существенно снизить размеры холодильника и затраты мощности на привод его вентилятора.

Высокотемпературное охлаждение двигателей широко применяют как в СССР, так и в других странах. Его используют для тепловозов ТГ102 и ТГ16, дизель-поезда ДР1А. При наличии нескольких контуров в системе охлаждения (двух или трех) высокотемпературным является только контур охлаждения цилиндров дизеля, а контуры охлаждения масла дизеля и наддувочного воздуха — среднетемпературные.

Водяную систему со среднетемпературным охлаждением выполняют обычно открытой, сообщаемой с атмосферой. В ней исключено образование паровых пробок, не требуется конструировать трубопроводы и уплотнения повышенной прочности.

Водяную систему закрытого типа используют при высокотемпературном охлаждении. Применение ее вызвано тем, что для предотвращения кипения воды в системе повышают давление. Для обеспечения работы водяной системы закрытого типа требуется дополнительное оборудование, усложняющее ее конструкцию и снижающее надежность системы.

Существуют несколько способов создания повышенного давления в системе. Один из них — применение дополнительного поршневого насоса, который забирает воду из расширительного бака 6 (см. рис. 122) и подает ее под давлением в циркуляционную сеть.

Более распространены способы обеспечения повышенного давления в расширительном баке. Для этого используют сжатый воздух тормозной магистрали либо заполняют расширительный бак жидкостью, не смешивающейся с охлаждающей, но имеющей более низкую температуру кипения, чем вода. Эта жидкость, закипая, повышает давление в расширительном баке. В простейшем случае жидкость может отсутствовать, а давление в расширительном баке повышается при образовании паровоздушных пробок. Такая система применена, в частности, на отечественных

тепловозах ТГ102, ТГ16, английском «Кестрел», дизель-поезде ДР1А.

Водяной (расширительный) бак. Расширительный бак служит для компенсации изменения объема воды при повышении температуры в системе охлаждения агрегатов локомотива, обеспечения необходимого давления, а также для пополнения системы при утечках воды. Наличие расширительного бака устраняет образование воздушных и паровых пробок. Кроме того, расширительный бак создает возможность термосифонного охлаждения двигателей после остановки, когда горячая вода поднимается от двигателя в бак, а холодная поступает в двигатель. Расширительный бак устанавливают в самой верхней точке водяной системы.

Емкость водяной системы современных тепловозов составляет 800—1500 л. При нагревании воды от 20 до 90 °С объем увеличивается на 30—60 л. Учитывая неизбежные в эксплуатации утечки воды, необходимо выбирать емкость расширительного бака 80—200 л.

Форма бака обусловлена имеющимся свободным пространством. Баки на тепловозах ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭЗ и ТЭ10 имеют форму прямоугольного параллелепипеда, а на тепловозах ТЭ109, ТЭ114 и 2ТЭ116 — цилиндра. Корпус бака оборудуют водомерными стеклами, трубкой для отвода пара в атмосферу, заливной горловиной, перегородками для создания жесткости бака. Площадь сечения трубы, соединяющей бак с водяной системой, значительно меньше, чем площадь сечения труб основной магистрали, при этом вода проходит в основном по кругам циркуляции. На локомотивах с двумя кругами циркуляции бак разделен перегородкой с отверстием для выравнивания уровня воды в разных частях бака, причем каждый отсек бака обслуживает свой круг.

Водяные насосы. При термосифонной циркуляции вода от горячих элементов к холодным перемещается вследствие перепада плотности холодной и горячей воды. Такие системы на локомотивах не применяют из-за малых скоростей перемещения воды, хотя эффект термосифонной циркуляции имеет место.

Для обеспечения принудительной циркуляции в водяных системах охлаждения дизелей тепловозов, а также ртутных выпрямителей электровозов устанавливают водяные насосы центробежного типа. Устройство центробежных водяных насосов почти на всех дизелях одинаковое. Насос устанавливают на дизеле; привод его механический.

Необходимую подачу насоса, обеспечивающую отвод теплоты от поверхностей дизеля и передачу ее в окружающую среду, определяют из выражения (27), приняв $k_3 = 1,2 \div 1,3$, а перепад температур 6—10 °С.

Количество теплоты, отводимой из дизеля охлаждающей водой, можно ориентировочно определить из выражения (28), приняв

для дизелей средней быстроходности $a_2 = 0,15 \div 0,20$, а для быстроходных $a_2 = 0,1 \div 0,15$.

Мощность, потребляемую насосом, определяют из выражения (25). Гидравлическое сопротивление водяной системы принимают по экспериментальным данным или рассчитывают.

Анализируя выражение (27), нетрудно заметить, что необходимая подача водяного насоса зависит от разности температур Δt . Для уменьшения размеров водяного насоса и потребляемой мощности необходимо снизить подачу насоса, что возможно при увеличении Δt . Максимальная температура воды, выходящей из дизеля, обусловлена типом системы охлаждения. Разность температур воды на входе в дизель и выходе определяют, исходя из предотвращения возникновения в нем значительных температурных деформаций.

СИСТЕМЫ, ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЛОКОМОТИВОВ

§ 29. ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВЗОВ

Охлаждающее устройство предназначено для отвода теплоты и обеспечения заданного температурного режима дизеля. В тепловозных дизелях только около 40% теплоты, выделяемой при сгорании топлива, превращается в полезную работу, остальная часть теряется с отработавшими газами или отводится в охлаждающее устройство.

Теплота в дизеле отводится от стенок цилиндров, поршней и других деталей, нагреваемых в результате контакта с горячими газами или трения. Чтобы поддерживать температуру этих деталей в допустимых пределах, их охлаждают водой и маслом. Нагретые вода и масло отдают полученную теплоту в окружающую среду в охлаждающем устройстве тепловоза.

В тепловозных дизелях с наддувом с целью повышения их цилиндрической мощности необходимо, кроме того, отводить теплоту от наддувочного воздуха, который обычно охлаждается водой.

Охлаждающее устройство (табл. 14) включает в себя теплообменники для охлаждения воды, масла и наддувочного воздуха, вентиляторы, воздушные каналы для подвода и отвода атмосферного воздуха, трубопроводы и насосы для циркуляции воды и масла, приборы и устройства для контроля и регулирования работы системы охлаждения.

Теплообменники для охлаждения воды и масла атмосферным воздухом собирают из соответствующих стандартных секций. Секции, объединенные коллекторами, образуют радиаторы. Радиаторы, воздушные каналы и вентиляторы komponуют в части тепловоза, называемой холодильной камерой (холодильником). Охлаждающие устройства тепловозов должны:

обеспечивать теплорассеивающую способность, при которой возможна реализация номинальной мощности дизеля без ограничений при любых условиях эксплуатации;

быть надежными в работе;

отличаться минимальными затратами мощности на функционирование при ограниченных габаритных размерах и массе;

быть изготовлены из недефицитных цветных металлов и иметь небольшую стоимость изготовления;

Таблица 14

Основные параметры охлаждающих устройств тепловозных дизелей

| Параметр | 3А-6Д49 (8ЧН26/26) | 6Д70 (12ЧН24/27) | 12Д70 (12ЧН24/27) | 11Д45А (16ДН23/30) | 1А-5Д49 (16ЧН26/26) | 2Д70 (16ЧН24/27) | 2-9Д7 (16ЧН26/26) | 3Д70 (16ЧН24/27) |
|---|-----------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Номинальная мощность, кВт | 882 | 882 | 1470 | 2200 | 2200 | 2200 | 2970 | 2940 |
| Подача насосов, 10³ м³/с | | | | | | | | |
| масляного | 12,5 | 13,9 | — | 25 | 22,2 | 26,4 | — | — |
| водяного | 12,5 | 13,9 | — | 27,8 | 22,2 | 27,8 | — | — |
| Тепловыделение, кВт: | | | | | | | | |
| в масло дизеля | 93 | 94,5 | 180 | 541 | 204 | 205 | 435 | 560 |
| в охлаждающую воду | 302 | 333 | 480 | 960 | 643 | 750 | 768 | 1048 |
| от наддувочного воздуха | 128 | 107 | 219,5 | 212,5 | 294 | 434 | 616 | 500 |
| суммарное | 523 | 534,5 | 879,5 | 1713,5 | 1141 | 1389 | 1819 | 2108 |
| Температура, °С: | | | | | | | | |
| окружающей среды | 20 | — | 28 | 20 | 17 | — | 27 | — |
| воды после двигателя | 75—90 | 80—85 | — | 75—85 | 77 | — | 70—75 | — |
| масла перед двигателем | 70—80 | — | — | 60—70 | — | — | 66—75 | — |
| воды перед воздухоохладителем | 45 | — | — | 45 | 50 | — | 55 | — |

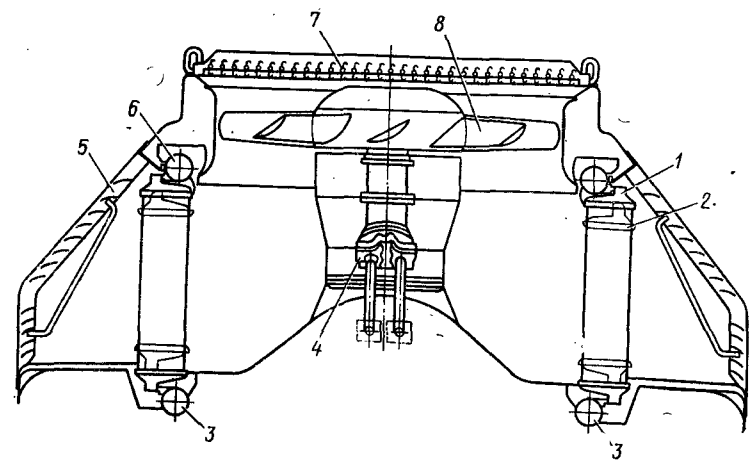
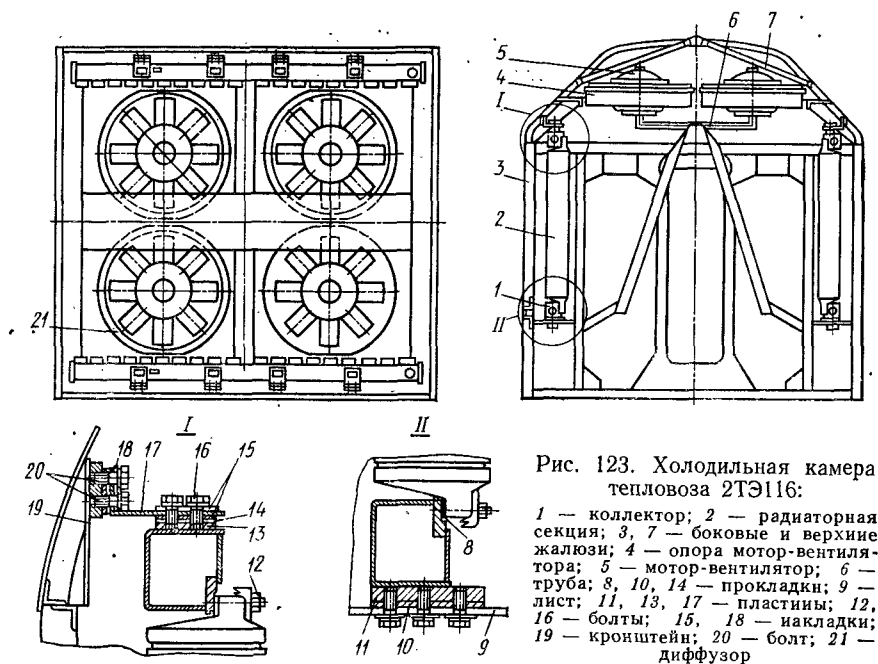


Рис. 124. Крышечный блок холодильника:

1 — секция водовоздушная; 2 — секция охлаждения масла гидропривода; 3 — нижний коллектор; 4 — мотор-насос; 5 — неподвижные жалюзи; 6 — верхний коллектор; 7 — подвижные жалюзи; 8 — вентилятор

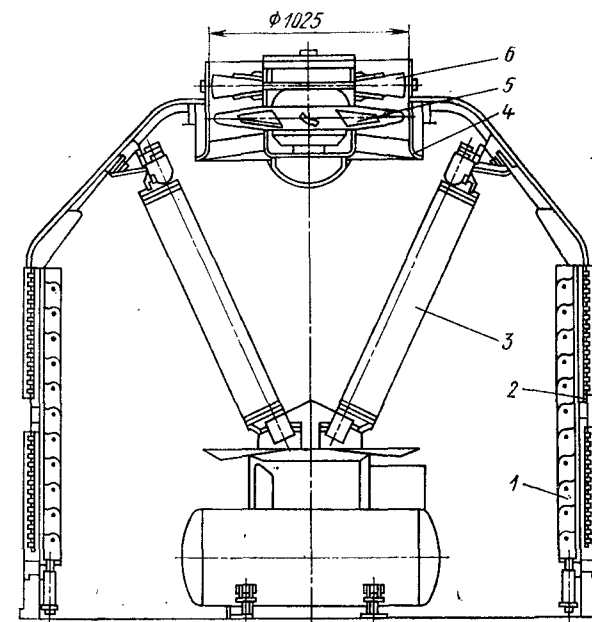


Рис. 125. Холодильник тепловоза ТЭ109:

1 — жалюзи; 2 — воздухозаборная решетка; 3 — панель радиатора; 4 — направляющий аппарат; 5 — вентиляционное колесо; 6 — спрямляющий аппарат-жалюзи

быть удобными в обслуживании и при ремонте; иметь автоматизированное управление режимов работы.

По месту установки радиаторы холодильников могут иметь боковое, крышечное и торцовое расположение. В отечественном тепловозостроении широко распространены холодильники с боковым расположением радиаторов (рис. 123), как наиболее удобным при эксплуатации и ремонте. Если по условиям компоновки оборудования боковое размещение радиаторов невозможно, то используют крышечное их расположение (рис. 124). Радиаторы на торцах кузова устанавливают на маневровых тепловозах небольшой мощности (например, ТГМ1) и на тепловозах промышленного транспорта.

По наклону панелей радиатора к продольной плоскости симметрии тепловоза различают холодильники с вертикальным (см. рис. 123), V-образным (рис. 125) и шатровым (рис. 126) расположением панелей. Шатровое расположение панелей на отечественных тепловозах не применяют, так как в этом случае необходимо устанавливать вентилятор холодильника нагнетательного типа, что приводит (при значительной величине отношения поверхности фронта радиатора к площади, ометаемой лопастями вентилятора) к большим аэродинамическим потерям.

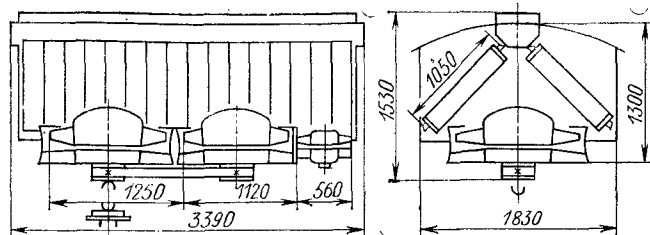


Рис. 126. Шатровое расположение панелей радиаторов

По числу рядов секций (в направлении потока воздуха) радиаторы бывают одно- и двухрядными. На современных отечественных тепловозах применяют, как правило, однорядные радиаторы, так как теплорассеивающая способность секций при двухрядном их расположении значительно ниже в результате уменьшения температурного напора и коэффициента теплопередачи секций второго ряда. Это приводит к увеличению необходимого числа секций. При двухрядном расположении невозможно раздельное регулирование температуры жидкостей первого и второго рядов секций, затруднены обслуживание и ремонт.

По способу компоновки устройств холодильные камеры делят на каркасные и блочные. К каркасным относят холодильники, оборудование которых смонтировано непосредственно на каркасе кузова тепловоза. Их применяют на большинстве отечественных тепловозов. Холодильники блочной конструкции состоят из отдельных съемных блоков, которые крепят к кузову. Блок имеет самостоятельный каркас, на котором смонтированы радиаторы (см. рис. 124) с коллекторами, вентиляторы и жалюзи. Блочный принцип компоновки узлов позволяет изготавливать и ремонтировать узлы на специализированных участках, что упрощает технологию сборки и ремонта локомотива.

Охлаждающее устройство пассажирского тепловоза ТЭП70, состоит из двух самостоятельных контуров циркуляции (рис. 127). В первом (закрытом) контуре вода, охлаждающая детали дизеля, отдает теплоту воздуху в водяных секциях 4 радиатора. Во втором контуре вода, охлаждающая наддувочный воздух в трубчатом охладителе 6 и масло дизеля в водомасляных теплообменниках 7, отдает теплоту в водяных секциях 5.

Холодильная камера на тепловозе ТЭП70 расположена в двух съемных крышевых блоках. Двадцать две секции 4 первого контура размещены в крыше над дизелем в одинарном блоке холодильника и частично (семь секций) в сдвоенном блоке, расположенном в крыше задней части тепловоза и содержащем также сорок секций 5 второго контура циркуляции.

Три короткие масловоздушные секции 8 предназначены для охлаждения масла системы гидропривода вентиляторов. Каждый

контур циркуляции обслуживается отдельным водяным насосом 2 или 3, проводимым непосредственно от дизеля.

Охлаждающее устройство, смонтированное в отдельном крышевом блоке, состоит из водовоздушных 1 и масловоздушных 2 секций (см. рис. 124) с коллекторами 3 и 6, вентилятора 8 с гидроприводом, каркаса блока с неподвижными жалюзи 5 и верхними подвижными жалюзи 7 с приводом. Несущую основу блоков охлаждающего устройства составляют каркасы съемных крыш.

На каркасе одинарного блока смонтированы вентилятор и секции первого контура с четырьмя короткими коллекторами (по два вверх и вниз). К каркасу сдвоенного блока прикреплены два вентилятора, секции второго и частично первого контура циркуляции с четырьмя длинными коллекторами.

С целью уменьшения влияния толчков и вибрации коллекторы отделены от каркаса амортизаторами — прокладками из резины средней твердости. Уплотнение между коллекторами секций и коллектором камеры обеспечивается паронитовыми прокладками. Секции размещены в один ряд по обеим сторонам холодильной камеры, что способствует более эффективному теплоотводу и свободному доступу к секциям при сборке и ремонте.

Конструкция и тепловые расчеты элементов охлаждающего устройства. Радиаторы тепловоза предназначены для отвода теплоты от воды и масла в атмосферу. Их собирают из отдельных стандартных секций, объединенных подводными и отводящими коллекторами. Применение стандартных водовоздушных и масловоздушных секций для изготовления радиаторов тепловозов различной мощности позволяет снизить себестоимость их производства и упростить тепловой расчет радиатора, так как в этом случае имеется возможность использовать экспериментальные зависимости, полученные при испытаниях ограниченного числа типов секций.

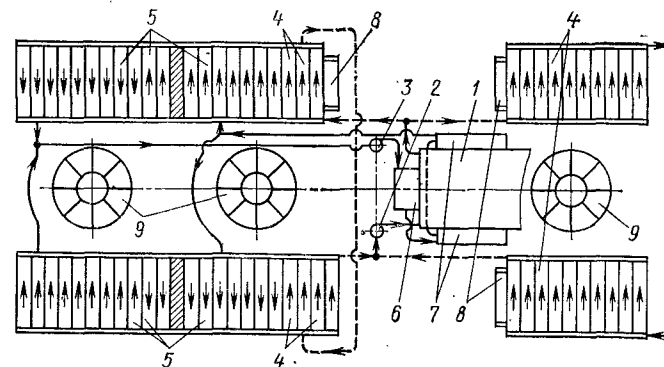


Рис. 127. Схема охлаждающего устройства тепловоза:

1 — дизель; 2 — водяной насос первого контура; 3 — водяной насос второго контура; 4 — водяные секции первого контура; 5 — водяные секции второго контура; 6 — охладитель наддувочного воздуха; 7 — водомасляный теплообменник; 8 — секции охлаждения масла гидропривода вентилятора; 9 — вентиляторы.

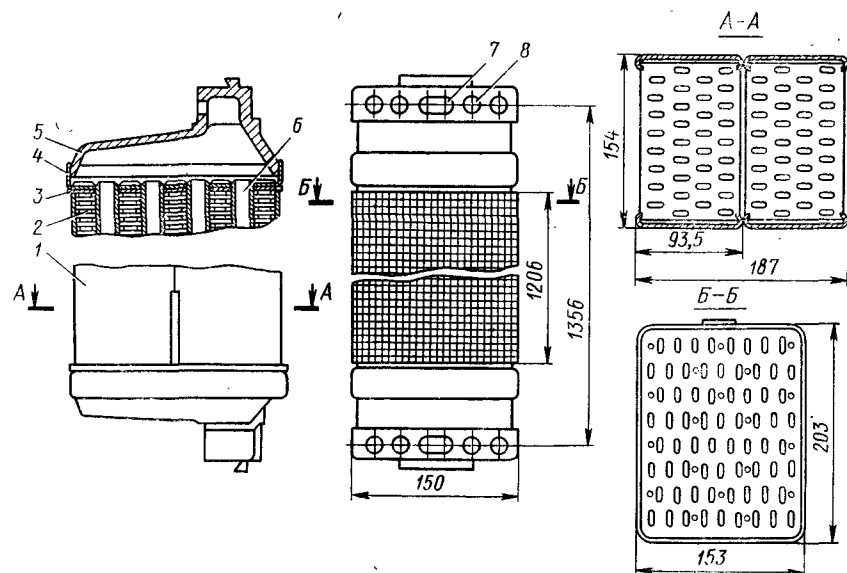


Рис. 128. Водовоздушная секция радиатора:

1 — боковой щиток; 2 — охлаждающая пластина; 3 — усиленная пластина; 4 — решетка; 5 — корпус; 6 — плоская трубка; 7 — отверстие для прохода воды; 8 — отверстие для крепежной шпильки

Водовоздушную секцию радиатора (рис. 128) выполняют из плоскоовальных бесшовных трубок 6, изготовленных из латуни Л96. Плоскоовальные трубки имеют сечение обтекаемой формы, поэтому их аэродинамическое сопротивление потоку воздуха значительно меньше, чем у круглых. Трубки с внешними размерами $19,5 \times 2,2$ мм и толщиной стенки 0,55 мм расположены в шахматном порядке по направлению потока воздуха, так как при шахматных пучках труб и прочих равных условиях коэффициенты теплоотдачи от поверхности трубок к воздуху выше, чем при коридорных.

Количественной характеристикой процесса передачи теплоты в теплообменниках является коэффициент теплопередачи. Для секций радиаторов с оребренными поверхностями коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, отнесенный к наружной поверхности, омываемой воздухом,

$$K = \frac{1}{(1/\alpha_1 + \delta/\lambda) F_2/F_1 + 1/\alpha_2},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубок к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ — толщина трубки секции, м; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; F_1 и F_2 — площадь поверхности, омываемая соответственно жидкостью и воздухом, м^2 .

Применяемая в качестве теплоносителя вода характеризуется высоким значением коэффициента теплоотдачи [$\alpha_1 = 4650 \div 6400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$] по сравнению с охлаждающим теплоносителем — воздухом [$\alpha_2 = 58 \div 175 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]. Поэтому все водовоздушные теплообменники со стороны, омываемой воздухом, имеют дополнительное оребрение поверхности охлаждения, которое снижает термическое сопротивление воздушной стороны.

В водовоздушных секциях радиаторов роль коллективного оребрения выполняют медные охлаждающие пластины 2 (см. рис. 128) толщиной 0,1 мм, припаянные к трубкам. Концевые пластины имеют толщину 0,6 мм, что позволяет более точно фиксировать взаимное расположение трубок. Концы трубок вставляют в отверстия в медных трубных решетках 4, развальцовывают и припаивают. Трубные решетки, соединенные пайкой или сваркой со стальными корпусами 5, образуют коллекторы секций радиатора (коробки). Для соединения с коллектором радиатора в каждой коробке имеются отверстия 7 для прохода воды и 8 для крепежных шпилек. Изготовленную секцию подвергают гидравлическим испытаниям при давлении 0,3 МПа.

В последнее время на тепловозах применяют водовоздушные секции с шагом оребрения (расстоянием между охлаждающими пластинами) 2,3 мм. Применение более прогрессивной технологии соединения элементов (способом спекания вместо окунания), изменение конструкции боковых щитков 1 (прямые вместо загнутых) и уменьшение шага оребрения (по сравнению с шагом оребрения секций 2,83 мм) позволяет увеличить поверхность охлаждения секций воздухом, живое сечение для прохода воздуха и одновременно уменьшить массу секций при одинаковых габаритных размерах.

Коэффициент теплопередачи серийных водяных секций зависит главным образом от величины коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ва}}$ поверхности секции к омывающему ее воздуху. В интервале (7—12 м/с) обычно применяемых скоростей воздуха коэффициент $K = 58 \div 81 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для масловоздушных секций коэффициент теплопередачи равен 21—25 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, что объясняется низким значением коэффициента теплоотдачи от масла к внутренней поверхности трубок, так как течение жидкости в них ламинарное.

Во ВНИТИ разработана конструкция масловоздушных секций, в трубах которых установлены турбулизаторы. Применение этой конструкции позволило повысить коэффициент теплопередачи секций в 2—2,5 раза. При ламинарном движении жидкости интенсивность теплопередачи невелика, при переходе же в область турбулентного режима она значительно возрастает. Для масел, обладающих большой вязкостью, осуществление турбулентного режима путем увеличения скорости потока невыполнимо. Критические скорости для них настолько велики, что практически их нельзя осуществить вследствие больших гидравлических сопротивлений. Поэтому в масловоздушных секциях используют искус-

Геометрические параметры серийных секций радиаторов

| Параметр | Водяные секции | | | | Масляные секции * |
|--|----------------|-----------|--------|---------|-------------------|
| Расстояние между центрами отверстий крепления, мм | 1356 | 860 | 686 | | 1356/686 |
| Поверхность теплообмена, мм: | | | | | |
| высота . . . | 1206 | 710 | 535 | | 1206/535 |
| ширина . . . | | 152,5 | | | 152,5 |
| глубина . . . | | 187 | | | 197/200 |
| Размеры трубок, мм | | 19,5×2,2 | | | 13,5×2,9/25,4×3,5 |
| Толщина стенки трубок, мм . . . | | 0,55 | | | 0,55/0,50 |
| Шаг расположения трубок, мм: | | | | | |
| по фронту . . . | | 16 | | | 14 |
| по глубине . . . | | 22 | | | 24/31 |
| Расположение трубок в пучке . . . | | Шахматное | | | Коридорное |
| Число рядов трубок по глубине . . . | | 8 | | | 8/6 |
| Число трубок в секции, шт. | | 68 | | | 80/58 |
| Пластины оребрения: | | | | | |
| шаг, мм . . . | 2,83 | 2,3 | | | 3,28 |
| толщина, мм . . . | | 0,1 | | | 0,1 |
| число в секции . . . | 422×2 | 525×2 | 302×2 | 232×2 | 364×2/159×2 |
| Живое сечение для прохода, м ² : | | | | | |
| воздуха . . . | 0,1361 | 0,149 | 0,0786 | 0,0662 | 0,1135/0,04884 |
| жидкости . . . | | 0,00132 | | 0,00132 | 0,00336 |
| Поверхность теплообмена, омываемая воздухом, м ² . . . | 21,0 | 29,60 | 16,9 | 13,1 | 19,3/8,66 |
| Поверхность теплообмена, омываемая жидкостью, м ² . . . | | 3,04 | 1,77 | 1,35 | 3,76/— |
| Масса секции, кг . . . | 45,65 | 42,25 | 27,8 | 24,55 | 48,0/30,7 |

* В числителе приведены данные масляных секций без турбулизаторов, в знаменателе — с турбулизаторами.

ственную турбулизацию потока масла при помощи зигзагообразных пластин, вставляемых внутрь трубок.

Серийные маслотовоздушные секции по конструкции незначительно отличаются от водовоздушных. В маслотовоздушных секциях применяют трубки с увеличенным живым сечением для прохода жидкости, что обусловлено значительно большей вязкостью масла. Трубки расположены в коридорном порядке по направлению потока воздуха, и шаг оребрения пластин увеличен до 3,28 мм. Такое расположение трубок вызвано стремлением снизить аэродинамическое сопротивление секций при увеличении поперечного сечения трубок. Увеличение расстояния между пластинами оребрения и уменьшение их числа также снижают аэродинамическое сопротивление. Для маслотовоздушных секций это вполне оправдано, так как теплопередача в них ограничена вследствие низкого коэффициента теплоотдачи со стороны масла, а не со стороны воздуха, как в водовоздушных секциях.

Опыт эксплуатации тепловозов с маслотовоздушными радиаторами показал, что секции таких радиаторов работают недостаточно надежно, в процессе эксплуатации наблюдался их массовый выход из строя. При заводских ремонтах число дефектных маслотовоздушных секций составляло свыше 50%. Такие явления связаны с тем, что при работе тепловозов в номинальном режиме в результате значительной вязкости масла и существенной ее зависимости от температуры давление в секциях достигало 0,4—1 МПа, а при пуске 1,2—1,4 МПа. Кроме того, разность температур первого и последнего по потоку воздуха рядов трубок в зимних условиях составляла 50° С. Поэтому возникали сложные циклические деформации, приводящие в конечном итоге к появлению трещин и течи масла.

Вследствие низкой надежности маслотовоздушных секций на современных тепловозах для охлаждения масла дизеля их не устанавливают а применяют системы охлаждения с промежуточными водомасляными теплообменниками. Эти системы характеризуются повышенной надежностью, так как исключается воздействие низких температур окружающего воздуха непосредственно на масло, и снижением затрат на их эксплуатацию и ремонт (табл. 15).

Тепловой расчет радиатора. Целью проекторочного расчета радиатора является определение необходимого числа секций для обеспечения заданной теплорассеивающей способности, а также температур охлаждаемой жидкости и воздуха на выходе из радиатора. Расчет ведут с использованием уравнений теплопередачи

$$Q = KF \Delta t \quad (29)$$

и теплового баланса

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = G_2 c_{p2} (t'_2 - t''_2), \quad (30)$$

где Q — количество теплоты, передаваемой в одной секции радиатора от охлаждаемой жидкости (воды, масла), к охлаждающему

воздуху, Вт; K — коэффициент теплопередачи секции, Вт/(м²·К); F — расчетная поверхность теплообмена одной секции, м²; Δt — средний температурный напор в пределах секции между жидкостью и воздухом, °С; G_1 и G_2 — расход соответственно жидкости и воздуха через секцию радиатора, кг/с; c_{p1} и c_{p2} — средние в пределах секции удельные теплоемкости (при постоянном давлении) соответственно охлаждаемой жидкости и воздуха, Дж/(кг·К); t'_1 и t'_2 — температура соответственно жидкости и воздуха на входе в секцию, °С; t''_1 и t''_2 — температура соответственно охлаждаемой жидкости и воздуха на выходе из секции, °С.

Используя уравнения (29) и (30), можно вычислить только два неизвестных, тогда как при проектировании нового радиатора неизвестных значительно больше. Поэтому для определения всех неизвестных приходится привлекать дополнительные данные и использовать метод последовательных приближений.

При тепловом расчете тепловозного радиатора, собираемого из серийно выпускаемых секций, основой расчета являются значения коэффициента теплопередачи, полученные в результате экспериментальных исследований соответствующих секций и обобщенные в виде критериальных уравнений. После обработки многочисленных экспериментальных данных по теплопередаче водовоздушных секций получено обобщенное критериальное уравнение следующего вида:

$$K_i = A Re_{вз}^n Re_{вд}^{n_1} \theta^p, \quad (31)$$

где $K_i = K d_r / \lambda_{вз}$ — критерий Кирпичева; d_r — гидравлический диаметр воздушной стороны секции, м; $\lambda_{вз}$ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); $Re_{вз} = u_{вз} d_r / \mu_{вз}$ — критерий Рейнольдса для воздушного потока; $u_{вз}$ — массовая скорость воздуха в наиболее узком сечении секции, кг/(м²·с); $\mu_{вз}$ — коэффициент динамической вязкости воздуха, Па·с; $Re_{вд} = u_{вд} d_{гвд} / \mu_{вд}$ — критерий Рейнольдса для потока воды в трубках секции; $u_{вд}$ — массовая скорость воды в трубках, кг/(м²·с); $d_{гвд}$ — гидравлический диаметр трубки, м; $\mu_{вд}$ — коэффициент динамической вязкости воды, Па·с; $\theta = [(T'_{вд} - T'_{вз}) / T'_{вд}] 10^2$ — температурный фактор; $T'_{вд}$, $T'_{вз}$ — абсолютная температура соответственно воды и воздуха на входе в секцию, К; A , n , n_1 , p — постоянные, определяемые экспериментально (табл. 16).

Для водовоздушных секций с шагом оребрения 2,83 мм гидравлический диаметр воздушной стороны $d_r = 4,56 \cdot 10^{-3}$ м, а для секций с шагом оребрения 2,3 мм $d_r = 3,8 \cdot 10^{-3}$ м. Для всех стандартных водовоздушных секций гидравлический диаметр трубок $d_{гвд} = 2,098 \cdot 10^{-3}$ м. Чтобы упростить методику теплового расчета радиатора, физические параметры воздуха и воды принимают при их температуре на входе в секцию, а коэффициент теплопередачи относят к среднеарифметическому значению температурного напора.

Значения экспериментальных постоянных (табл. 16), входящих в уравнение (31), зависят от режимов движения теплоносителей

Таблица 16

Значения экспериментальных постоянных для серийных секций
(при $Re_{вд} \geq 3800$)

| Шаг оребрения секции, мм | $Re_{вз}$ для потока воздуха | A | n | n_1 | p |
|--------------------------|------------------------------|----------|-------|-------|-------|
| 2,83 | 1100—2300 | 0,007797 | 0,646 | 0,095 | 0,178 |
| | Свыше 2300 | 0,022 | 0,646 | 0,095 | 0,178 |
| 2,3 | 1100—2300 | 0,008727 | 0,78 | 0,095 | 0,08 |
| | Свыше 2300 | 0,02464 | 0,646 | 0,095 | 0,08 |

в секциях, обусловленных критериями Рейнольдса для потоков воды и воздуха. В результате проведенных исследований теплопередачи серийных секций установлено, что при уменьшении критерия Рейнольдса для потока воды ниже $Re_{вд} = 3800$ значительно уменьшается интенсивность передачи теплоты. Поэтому массовые скорости воды в трубках секций необходимо принимать такими, чтобы $Re_{вд} \geq 3800$, что соответствует $u_{вд} \geq 600$ кг/(м²·с) (при $t'_{вд} = 90$ °С).

Температура теплоносителей в пределах тепловозных радиаторов изменяется незначительно, поэтому средний температурный напор

$$\Delta t = (t'_{вд} + t''_{вд})/2 - (t'_{вз} + t''_{вз})/2,$$

что значительно упрощает методику расчета, так как в этом случае совместное решение уравнений (29) и (30) дает возможность определить необходимое число секций в явном виде

$$n_c = \frac{Q}{t'_{вд} - t'_{вз}} \left(\frac{1}{KF} + \frac{1}{2u_{вд}c_{pвд}\omega_{вд}} + \frac{1}{2u_{вз}c_{pвз}\omega_{вз}} \right), \quad (32)$$

где $t'_{вд}$, $t'_{вз}$ — температура соответственно воды и воздуха на входе в секцию, °С; Q — количество теплоты, которое необходимо передать в радиаторе от охлаждаемой жидкости к охлаждающему воздуху, Вт; $c_{pвд}$, $c_{pвз}$ — средние удельные теплоемкости соответственно воды и воздуха, Дж/(кг·К); $\omega_{вд}$, $\omega_{вз}$ — живое сечение секции соответственно для прохода воды и воздуха, м².

Количество секций радиатора при заданной теплорассеивающей способности Q можно уменьшить, увеличивая разность температур теплоносителей на входе в секции ($t'_{вд} - t'_{вз}$), повышая массовые скорости теплоносителей $u_{вд}$ и $u_{вз}$ в каналах секций.

Для увеличения разности температур теплоносителей необходимо температуру охлаждаемой жидкости дизелей принимать максимально допустимой. С этой целью на современных дизелях ис-

пользуют высокотемпературные закрытые системы охлаждения с $t'_{\text{вд}} = 110\text{--}120^\circ\text{C}$, что дает возможность уменьшить массу, габаритные размеры и расход цветных металлов при изготовлении радиаторов примерно в 2 раза (по сравнению с системами, в которых $t'_{\text{вд}} = 90\text{--}95^\circ\text{C}$).

Для повышения эффективности теплообмена в секциях рекомендуется принимать массовую скорость воды в пределах $900\text{--}1500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, а массовую скорость воздуха — в диапазоне $8\text{--}14 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Ограничением повышения скоростей теплоносителей является чрезмерное возрастание гидравлического сопротивления радиатора потоку жидкости и его аэродинамического сопротивления воздушному потоку, что может привести к значительному перерасходу мощности на привод насосов и вентиляторов.

Для теплового расчета радиатора необходимы следующие исходные данные: количество теплоты, отводимое в воду и масло дизеля; количество теплоты, отводимое от наддувочного воздуха; подача насосов, обслуживающих систему охлаждения; температура воды и масла на выходе из дизеля; расчетная температура окружающего воздуха.

Количество теплоты, отводимое в воду, масло дизеля и от наддувочного воздуха, определяется экспериментально при теплообластных испытаниях на номинальных режимах работы дизелей.

Подачу насосов, температуру воды и масла на выходе из дизеля устанавливают при проектировании дизелей, учитывая допустимый нагрев воды и масла в двигателях. При проектировании радиатора тепловоза эти данные берут из технической характеристики соответствующего дизеля.

Обычно при проектировании радиаторов за расчетную принимают температуру наружного воздуха 40°C , при проектировании тепловозов для районов с жарким климатом их холодильники рассчитывают на температуру окружающего воздуха 45°C .

Перед расчетом выбирают число основных контуров циркуляции воды и принимают последовательность включения секций радиатора в каждом контуре циркуляции. На большинстве отечественных тепловозов применяют параллельное включение секций в поток охлаждаемой воды. При таком включении режимы работы всех секций практически одинаковы и температурные напоры между теплоносителями являются наибольшими.

Тепловой расчет радиатора выполняют раздельно для каждого из основных контуров циркуляции.

Пример. Выполнить тепловой расчет радиатора.

Заданы следующие параметры: количество теплоты, отводимое в секциях, $Q = 616\,390 \text{ Вт}$; подача водяного насоса $V = 0,0222 \text{ м}^3/\text{с}$; температура воды на входе в радиатор $t'_{\text{вд}} = 92^\circ\text{C}$; температура наружного воздуха $t'_{\text{вз}} = 40^\circ\text{C}$.

1. Выбираем по табл. 15 геометрические параметры секций: шаг оребрения $2,3 \text{ мм}$; рабочую длину трубок 1206 мм ; живое сечение для прохода воздуха $\omega_{\text{вз}} = 0,149 \text{ м}^2$; для прохода воды $\omega_{\text{вд}} = 0,00132 \text{ м}^2$, площадь охлаждающей поверхности $F = 29,6 \text{ м}^2$.

2. Массовую скорость воды $u_{\text{вд}}$ берем в пределах $900\text{--}1500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. В данном случае принимаем $u_{\text{вд}} = 1350 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

3. Определяем по справочным данным физические параметры воды при температуре $t'_{\text{вд}}$: плотность $\rho_{\text{вд}} = 963 \text{ кг}/\text{м}^3$; коэффициент динамической вязкости $\mu_{\text{вд}} = 0,308 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$, удельную теплоемкость, равную $4,21 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

4. Находим ориентировочное число секций в контуре

$$n_{\text{к}} = V \rho_{\text{вд}} / (u_{\text{вд}} \omega_{\text{вд}}) = 12 \text{ шт.}$$

5. Массовую скорость воздуха берем в пределах $8\text{--}14 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Принимаем $u_{\text{вз}} = 9 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

6. Определяем физические параметры воздуха при температуре $t'_{\text{вз}}$ по справочным данным: коэффициент динамической вязкости $\mu_{\text{вз}} = 0,0191 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$; коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{вз}} = 2,76 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; удельную теплоемкость $c_{\text{рвз}} = 1,005 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

7. Рассчитываем критерий Рейнольдса для потока воды

$$\text{Re}_{\text{вд}} = u_{\text{вд}} d_{\text{гвд}} / \mu_{\text{вд}} = 9240;$$

для потока воздуха

$$\text{Re}_{\text{вз}} = u_{\text{вз}} d_{\text{гвз}} / \mu_{\text{вз}} = 1790.$$

8. Определяем температурный фактор $\theta = 14,2$.

9. Рассчитываем по формуле (31) критерий Кирпичева. Получаем $K_i = 8,85$.

10. Находим коэффициент теплопередачи

$$K' = K_i \lambda_{\text{вз}} / d_{\text{г}} = 64,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

11. Определяем расчетное значение коэффициента теплопередачи с учетом нестабильности технологического процесса изготовления секций $K = 0,9 K' = 57,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

12. Рассчитываем температуру воды на выходе из секций

$$t''_{\text{вд}} = t'_{\text{вд}} - \frac{Q}{u_{\text{вд}} c_{\text{рвд}} \omega_{\text{вд}} n_{\text{к}}} = 85,2^\circ\text{C}$$

и температуру воздуха на выходе из секций

$$t''_{\text{вз}} = t'_{\text{вз}} + Q / (u_{\text{вз}} c_{\text{рвз}} \omega_{\text{вз}} n_{\text{к}}) = 78,1^\circ\text{C}.$$

13. Определяем по формуле (32) число секций $n_{\text{с}}$, необходимое для обеспечения заданной теплорассеивающей способности. Получаем $n_{\text{с}} = 12,08$. Расчет считают законченным, если $n_{\text{к}} \approx n_{\text{с}}$. Если $n_{\text{к}} \neq n_{\text{с}}$, расчет повторяют при ином уточненном значении массовой скорости воды $u_{\text{вд}}$.

После теплового проводят гидроаэродинамический расчет секций, который сводится к определению потерь напора, Па , воздуха и охлаждаемой жидкости в пределах секций по уравнению

$$\Delta p_{\text{с}} = \xi \frac{u^2}{2\rho},$$

где ξ — определяемый экспериментально приведенный коэффициент сопротивления секции при неизотермическом течении воздуха или жидкости; u — массовая скорость теплоносителя в наиболее узком сечении секции, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; ρ — плотность теплоносителя при средней температуре потока в пределах секции, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Таблица 17

Значения констант

| Шаг оребрения секции, мм | Критерий Рейнольдса $Re_{вз}$ для потока воздуха | B | m | q |
|--------------------------|--|--------|---------|------|
| 2,83 | Меньше 2300 | 344,62 | 0,0002 | 0,55 |
| | 2300—4660 | 79,28 | 0,0002 | 0,3 |
| 2,3 | Меньше 1400 | 544,4 | 0,00339 | 0,35 |
| | 1400—3382 | 77,0 | 0,00339 | 0,35 |

Для водовоздушных секций радиаторов тепловозов при расчете аэродинамического сопротивления

$$\zeta = \frac{B \cdot 10^{m\theta}}{Re_{вз}^q}, \quad (33)$$

где B , m , q — константы, определяемые по результатам обработки экспериментальных данных; θ — температурный фактор. Для стандартных холодильных секций константы, входящие в уравнение (33), приведены в табл. 17.

Ориентировочно гидравлическое сопротивление, Па, водовоздушных секций (рабочая длина трубок 1,206 м) $\Delta p_{вз} = 0,392 u_{вд}^{1,92}$, где $u_{вд}$ — массовая скорость течения воды в трубках секции, кг/(м²·с).

Водомасляные теплообменники предназначены для охлаждения масла дизеля или гидравлической передачи водой. На современных тепловозах в большинстве случаев применяют двухконтурную схему системы охлаждения с водомасляным теплообменником в контуре охлаждения наддувочного воздуха.

Используемые на тепловозах водомасляные теплообменники различают по схемам движения воды и масла и по конструкции теплопередающей поверхности (охлаждающего элемента). Для реализации максимального теплосъема в заданных габаритных размерах в теплообменниках применяют противоточное или противоточно-перекрестное течение жидкостей.

Наиболее простыми (по конструкции и технологии изготовления) и надежными в эксплуатации являются гладкотрубные теплообменники с внешним омыванием трубок маслом, которые широко применяют на тепловозах. Наличие прямых трубок не создает трудностей при очистке внутренних поверхностей и замене поврежденных трубок. Кроме того, трубчатая конструкция позволяет работать при сравнительно высоких давлениях теплоносителей.

С целью повышения интенсивности передачи теплоты в теплообменниках необходимо максимально уравнивать термические сопротивления теплоотдачи от масла к поверхности охлаждения и от нее к охлаждающей воде. Выравнивание термических сопротивлений достигается оребрением трубок. В последнее время на отечественных тепловозах применяют охлаждающие элементы из труб с накатанным оребрением (рис. 129).

Водомасляный теплообменник дизеля тепловоза 2ТЭ116 состоит из корпуса 2, передней 11 и задней 1 крышек, охлаждающего элемента 9, кронштейнов 7

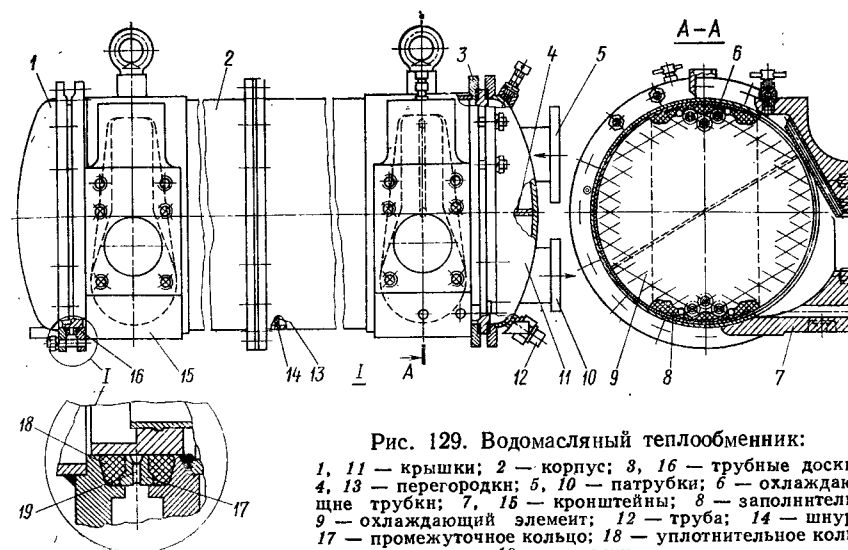


Рис. 129. Водомасляный теплообменник:

1, 11 — крышки; 2 — корпус; 3, 16 — трубные доски; 4, 13 — перегородки; 5, 10 — патрубки; 6 — охлаждающие трубки; 7, 15 — кронштейны; 8 — наполнитель; 9 — охлаждающий элемент; 12 — труба; 14 — шнур; 17 — промежуточное кольцо; 18 — уплотнительное кольцо; 19 — отверстие

и 15. Перегородка 4 крышки 11 разделяет водяную полость теплообменника пополам для обеспечения двух ходов воды с целью повышения ее скорости в трубках. Охлаждающий элемент 9 состоит из передней 3 и задней 16 трубных досок, в отверстиях которых закреплены оребренные трубки 6 с сегментными перегородками 13, создающими поперечное омывание маслом трубного пучка, что способствует лучшим условиям теплообмена. Заполнители 8 уменьшают зазоры между корпусом и трубным пучком, тем самым сокращают переток неохлажденного масла. С этой же целью стык сегментных перегородок и корпуса уплотняют резиновым шнуром 14.

Вода в теплообменник поступает по патрубку 5 передней крышки, проходит по трубкам 6 одной половины охлаждающего элемента (секции), а затем по трубкам другой половины элемента выходит из патрубка 10.

Масло в теплообменник входит через отверстие в кронштейне 15, проходит в межтрубном пространстве и выходит через отверстие в кронштейне 7.

Температурные удлинения трубок охлаждающего элемента компенсируются перемещением задней трубной доски 16, которая уплотнена в корпусе 2 и крышке 1 двумя резиновыми кольцами 18. Между кольцами 18 установлено промежуточное кольцо 17 с отверстием 19, через которое в случае просачивания будет вытекать вода или масло.

Тепловой расчет водомасляных теплообменников проводят для того, чтобы определить поверхности теплообмена элементов, определяющие их основные параметры, а также выбрать оптимальные режимы течения теплоносителей. Расчет базируется на уравнениях теплопередачи (29) и теплового баланса (30), и для него используют экспериментальные критериальные зависимости для гладкотрубных теплообменников с поперечными сегментными или кольцевыми перегородками. Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде

$$K = \alpha_{вд} \alpha_{м} / (\alpha_{вд} + \alpha_{м} d_{вд} / d_{м}),$$

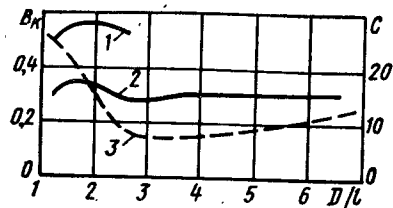


Рис. 130. Зависимость коэффициентов B_k и C от отношений D/l при $d_n = 10$ мм и $\delta = 3$ мм:

1, 2 — коэффициент B_k для теплообменника соответственно с кольцевыми и сегментными перегородками; 3 — коэффициент C для теплообменника с сегментными перегородками

где d_n , d_v — соответственно наружный и внутренний диаметры трубок охлаждающего элемента; $\alpha_{вд}$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к охлаждающей воде; α_m — коэффициент теплоотдачи от масла к наружной поверхности трубок.

Коэффициент теплоотдачи α_v определяют из критериального уравнения

$$Nu = 0,023 Re_{вд}^{0,8} Pr_{вд}^{0,4},$$

где $Nu_{вд} = d_v \alpha_{вд} / \lambda_{вд}$ — критерий Нуссельта для воды; $\lambda_{вд}$ — коэффициент теплопроводности воды; $Re_{вд} = v_{вд} d_{вд} / \nu_{вд}$ — критерий Рейнольдса для потока воды; $v_{вд}$ — скорость охлаждающей воды в трубках, значение которой выбирают в диапазоне 1,3—2,5 м/с, ограниченном минимальной скоростью из условия обеспечения турбулентного режима движения теплоносителя и максимальной — по условиям прочности трубок и затрат мощности на прокачивание воды; $\nu_{вд}$ — коэффициент кинематической вязкости воды; $Pr_{вд} = \nu_{вд} \rho_{вд} c_{вд} / \lambda_{вд}$ — критерий Прандтля для воды; $c_{вд}$ — удельная теплоемкость воды; $\rho_{вд}$ — плотность воды. Физические характеристики воды определяют при средней температуре $t_{вд ср}$.

Коэффициент теплоотдачи α_m находят из критериального уравнения

$$Nu_m = B_k Re_m^{0,5} Pr_m^{0,33} (Pr_m / Pr_{ст})^{0,14},$$

где Nu_m , Re_m , Pr_m — критерии соответственно Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля, отнесенные к средней температуре масла; $Pr_{ст}$ — критерий Прандтля для масла, отнесенный к температуре стенки трубки; B_k — безразмерный коэффициент, зависящий от наружного диаметра трубок d_n , минимального расстояния δ между поверхностями соседних трубок и отношения внутреннего диаметра кожуха D к расстоянию между перегородками l (для $d_n = 10$ мм и $\delta = 3$ мм B_k определяют по кривой на рис. 130).

Площадь сечения, m^2 , для прохода масла в пространстве между трубками охлаждающего элемента

$$f_m = G_m / (\rho_m v_m),$$

где G_m — расход масла через теплообменник, кг/с; ρ_m — плотность масла при средней температуре, кг/м³; v_m — средняя скорость масла в межтрубном пространстве, которую принимают

в диапазоне 1,2—2 м/с, ограниченном сверху по условиям резкого увеличения гидравлических сопротивлений масляного тракта.

Из условия равенства сечений для прохода масла в межтрубном пространстве между перегородками и над ними (рис. 131) площадь сегмента перегородки

$$f = \frac{f_m}{1 - 0,905 (d_n/t_1)^2},$$

где $t_1 = d_n + \delta$ — шаг разбивки трубок.

Центральный угол φ сегмента перегородки в зависимости от отношения f/D^2 принимает следующие значения:

| φ° | f/D^2 | φ° | f/D^2 |
|-----------------|----------|-----------------|----------|
| 0 | 0 | 100 | 0,094950 |
| 10 | 0,0001 | 110 | 0,122325 |
| 20 | 0,00857 | 120 | 0,153410 |
| 30 | 0,002915 | 130 | 0,187710 |
| 40 | 0,006871 | 140 | 0,224920 |
| 50 | 0,013263 | 150 | 0,264570 |
| 60 | 0,022580 | 160 | 0,306130 |
| 70 | 0,035175 | 170 | 0,348980 |
| 80 | 0,051340 | 180 | 0,392490 |
| 90 | 0,071245 | | |

Расчетный температурный напор между маслом и водой

$$\Delta t = \frac{(t'_m - t'_{вд}) - (t''_m - t_{вд ср})}{2,3 \lg (t'_m - t''_{вд}) / (t'_m - t_{вд ср})},$$

где t'_m , t''_m — температура масла соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него; $t'_{вд}$, $t_{вд ср}$ — соответственно воды на выходе из теплообменника и средняя.

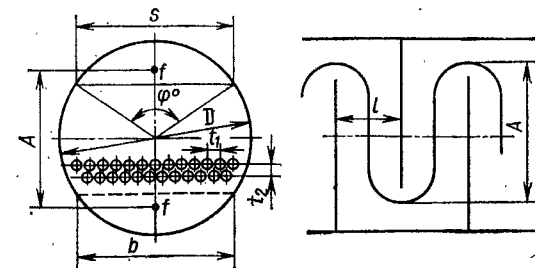
Расчетную величину поверхности охлаждения теплообменника определяют из уравнения теплопередачи

$$F' = Q / (k \Delta t),$$

где Q — количество теплоты, отводимое маслом.

При тепловом расчете необходимо иметь следующие исходные данные: количество теплоты, отводимое маслом, Вт; значения расходов масла и воды через теплообменник (соответственно G_m и

Рис. 131. Расчетная схема среднего проходного сечения теплообменников с сегментными перегородками



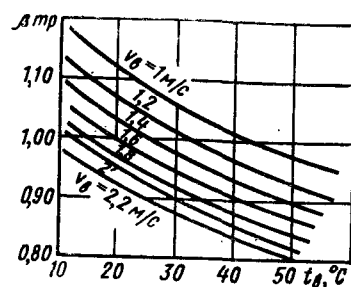


Рис. 132. Зависимость коэффициента $\beta_{тр}$ от средней температуры $t_{в.ср}$ и скорости $v_{в}$ воды в трубках

расстоянием между соседними трубками δ ; число ходов охлаждающей воды $z_{вд}$.

После теплового выполняют гидродинамический расчет теплообменника, который заключается в определении гидравлических сопротивлений масляного и водяного трактов. Полное гидравлическое сопротивление, Па, масляного тракта теплообменника

$$\Delta p'_м = \frac{m_t C_p \rho_m v_m^2}{Re_m^p \left(\frac{P_{гм}}{P_{гст}} \right)^{0,14}},$$

где m_t — количество рядов трубок, перпендикулярных к потоку масла; C, p — экспериментальные константы. Для теплообменников с сегментными перегородками при $d_n = 10$ мм и $\delta = 3$ мм в диапазоне $Re_m = 10 \div 250$ константа $p = 0,65$. Значение C принимают по графику (см. рис. 130).

Гидравлическое сопротивление водяного тракта теплообменника (Па)

$$\Delta p_{вд} = z_{вд} \left(0,31 \frac{L}{d_{в}} \beta_{тр} + 1,4 \right) (v_{вд}^2 \rho_{вд}) / 2,$$

где L — полная длина трубок, м; $\beta_{тр}$ — коэффициент, зависящий от средней температуры $t_{вд.ср}$ и скорости $v_{вд}$ воды (рис. 132).

Расходы мощности (Вт) на прокачивание воды и масла через теплообменники

$$N_{вд} = \frac{G_{вд} \Delta p_{вд}}{\rho_{вд} \eta_{вд}}; \quad N_m = \frac{G_m \Delta p_m}{\rho_m \eta_m},$$

где $\eta_{вд}, \eta_m$ — КПД соответственно водяного и масляного насосов.

Пример. Произвести тепловой и гидродинамический расчет водомасляного теплообменника

Исходные данные: $Q = 125\,000$ Вт; $G_m = 21,56$ кг/с; $G_{вд} = 21,56$ кг/с; $t'_м = 88^\circ\text{C}$; $t''_м = 78^\circ\text{C}$; $t'_{вд} = 70^\circ\text{C}$. Принято: $z_{вд} = 3$; $d_n = 0,01$ м; $d_{в} = 0,008$ м; $\delta = 0,003$ м.

$G_{вд}$), кг/с, известные из технической характеристики насосов дизеля; температуры масла на входе $t'_м$ и выходе $t''_м$ теплообменника, также известные из технической характеристики дизеля; температура воды на входе теплообменника $t'_{вд}$ принимается в соответствии с выбранной ранее схемой движения воды через теплообменники в контуре.

Перед расчетом выбирают наружный d_n и внутренний $d_{в}$ диаметры трубок охлаждающего элемента, разбивку трубок в трубной доске, которая обусловлена наименьшим

1. Определяем температуру масла в пределах теплообменника $t_{м.ср} = (t'_м + t''_м) / 2 = 83^\circ\text{C}$.

2. По справочным данным находим физические параметры масла при его средней температуре: теплоемкость $c_m = 1,989$ кДж/(кг·К), плотность $\rho_m = 856$ кг/м³, коэффициент теплопроводности — $0,134$ Вт/(м·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_m = 18,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

3. Рассчитываем температуру воды на выходе из теплообменника $t''_{вд} = (t'_{вд} + Q) / (c_{вд} G_{вд}) = 71,4^\circ\text{C}$; среднюю температуру воды в пределах теплообменника $t_{вд.ср} = (t'_{вд} + t''_{вд}) / 2 = 70,7^\circ\text{C}$.

4. Определяем по справочным данным физические параметры воды при средней температуре:

теплоемкость $c_{вд} = 4,187$ кДж/(кг·К);

плотность $\rho_{вд} = 987$ кг/м³;

коэффициент теплопроводности $\lambda_{вд} = 0,662$ Вт/(м·К);

коэффициент кинематической вязкости $\nu_{вд} = 0,415 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

5. Скорость охлаждающей воды в трубках выбирают в пределах 1,3—2,5. Принимаем $v_{вд} = 2$ м/с.

6. Определяем критерий Рейнольдса для воды $Re_{вд} = (v_{вд} d_{в}) / \nu_{вд} = 38\,600$;

критерий Прандтля для воды $Pr_{вд} = (v_{вд} c_{вд} \rho_{вд}) / \lambda_{вд} = 2,58$;

критерий Нуссельта для воды $Nu_{вд} = 0,023 Re_{вд}^{0,8} Pr_{вд}^{0,4} = 157$.

7. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от стенок трубки к воде $\alpha_{в} : \alpha_{в} = (Nu_{вд} \lambda_{вд}) / d_{в} = 12992$ Вт/(м²·К).

8. Скорость масла между перегородками v_m выбирают в пределах 1,2—2,0 м/с.

Принимаем $v_m = 2$ м/с.

9. Определяем критерий Рейнольдса для масла: $Re_m = (v_m d_n) / \nu_m = 326$ и критерий Прандтля: $(v_m c_m \rho_m) / \lambda_m = 233,8$.

10. Находим по графику, приведенному на рис. 130, коэффициент $B = 0,3$.

11. Определяем ориентировочное значение температуры стенки трубки $t'_{ст}$. При этом принимают $t'_{м.ср}$ в пределах от $t_{вд.ср}$ до $t_{м.ср}$, но несколько выше, чем $t_{вд.ср}$. Выбираем $t'_{ст} = 71,1^\circ\text{C}$.

12. Рассчитываем критерий Прандтля для масла с учетом температуры стенки $Pr_{ст} = (v_m c_m \rho_m) / \lambda_m = 302$ и критерий Нуссельта $Nu_m = B Re_m^{0,5} Pr_{ст}^{0,33} (Pr_m / Pr_{ст})^{0,14} = 31,7$.

13. Находим коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубки при температуре стенки $\alpha'_м : \alpha'_м = (Nu_m \lambda'_м) / d_n = 424,8$ Вт/(м²·К).

14. Определяем расчетное значение температуры стенки трубки $t'_{ст}$ по формуле

$$t'_{ст} = \frac{t_{в.ср} + (\alpha'_м / \alpha_{в}) t_{м.ср}}{1 + (\alpha'_м / \alpha_{в})}.$$

Получаем $t'_{ст} = 71,09^\circ\text{C}$. Если $t'_{ст} \approx t''_{ст}$, то принимаем $\alpha_m = \alpha'_м$ и расчет продолжают. Если $t'_{ст}$ значительно отличается от $t''_{ст}$, то задаются новым значением $t'_{ст}$ и расчет повторяют, начиная с определения критерия Прандтля.

15. Находим коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде:

$$K = \frac{\alpha_{в} \alpha'_м}{\alpha_{в} + \alpha'_м (d_n / d_{в})} = 408,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

16. Определяем расчетный температурный напор между маслом и водой:

$$\Delta t = \frac{(t'_м - t'_{вд}) - (t''_м - t_{вд.ср})}{2,3 \lg (t'_м - t'_{вд}) / (t''_м - t_{вд.ср})} = 11,3^\circ\text{C}.$$

17. Подсчитываем расчетную поверхность охлаждения теплообменника: $F' = Q/(K\Delta t) = 27,1 \text{ м}^2$ и поверхность охлаждения с учетом загрязнения $F = 1,1F' = 29,8 \text{ м}^2$.

18. Определяем число трубок в теплообменнике:

$$n_{\text{тр}} = (4G_{\text{вд}}z_{\text{вд}})/\pi d_{\text{вд}}^2 v_{\text{вд}} \rho_{\text{вд}} = 652 \text{ шт.}$$

19. Коэффициент заполнения трубной доски теплообменника $\eta_{\text{тр}}$ принимают в пределах 0,9—0,95. Берем $\eta_{\text{тр}} = 0,95$.

20. Находим диаметр трубной доски (внутренний диаметр кожуха):

$$D = 1,05t_1 \sqrt{n_{\text{тр}}/\eta_{\text{тр}}} = 0,36 \text{ м.}$$

21. Определяем длину трубок охлаждающего элемента между трубными досками:

$$L' = F/(\pi d_{\text{н}} n_{\text{тр}}) = 1,455 \text{ м.}$$

22. Подсчитываем площадь живого сечения для прохода масла между перегородками: $f_{\text{м}} = G_{\text{м}}/(\rho_{\text{м}} v_{\text{м}}) = 0,013 \text{ м}^2$ и площадь сегмента над перегородками:

$$f = \frac{f_{\text{м}}}{1 - 0,905 (d_{\text{н}}/t_1)^2} = 0,028 \text{ м}^2.$$

23. Определяем центральный угол сегмента ϕ в зависимости от отношения f/D^2 , используя данные, приведенные ниже выше. Получаем $\phi = 138^\circ$.

24. Находим длину хорды сегмента перегородки:

$$s = D \sin \phi/2 = 0,336 \text{ м;}$$

ширину осредненного сечения для прохода масла:

$$b = \frac{\left(\frac{\pi D^2}{4} - f\right) 6f}{s^3} = 0,327 \text{ м;}$$

расстояние между сегментными перегородками:

$$l = \frac{f_{\text{м}}}{b(1 - d_{\text{н}}/t_1)} = 1,172$$

25. Определяем расчетное число ходов масла в теплообменнике: $z_{\text{м}}' = L'/l = 8,46$ и окончательное число ходов масла $z_{\text{м}}$, округляя значение до ближайшего целого. Получаем $z_{\text{м}} = 9$.

26. Рассчитываем окончательную длину трубок между трубными досками: $L = lz_{\text{м}} + \delta' (z_{\text{м}} - 1) = 1,59 \text{ м}$ (где δ' — толщина перегородки).

27. Определяем число рядов трубок теплообменника, перпендикулярных потоку масла: $m_{\text{т}} = (n_{\text{тр}} z_{\text{м}} t_1)/b = 233$.

28. Находим отношение $D/l = 2,093$ и по графику (см. рис. 130) коэффициент $C = 15$.

29. Рассчитываем гидравлическое сопротивление масляного тракта теплообменника:

$$\Delta p_{\text{м}}' = \frac{m_{\text{т}} C \rho_{\text{м}} v_{\text{м}}^2}{\text{Re}_{\text{м}}^{0,65} (P_{\text{гм}}/P_{\text{гст}})^{0,14}} = 291 \text{ кПа;}$$

гидравлическое сопротивление масляного тракта теплообменника с учетом загрязнения $\Delta p_{\text{м}} = 1,2\Delta p_{\text{м}}' = 348,5 \text{ кПа}$; гидравлическое сопротивление водяного тракта теплообменника

$$\Delta p_{\text{вд}} = z_{\text{вд}} \left(0,031 \frac{L}{d_{\text{вд}}} \beta_{\text{тр}} + 1,4 \right) \frac{v_{\text{вд}}^2 \rho_{\text{вд}}}{2} = 37,480 \text{ кПа (где } \beta_{\text{тр}} \text{ определяют по графику, данному на рис. 132).}$$

Тепловозные водомасляные теплообменники включают в водяной контур последовательно с радиатором, поэтому их показатели зависят от соотношений реализуемых температурных напоров.

Теплообменники наддувочного воздуха. Температура наддувочного воздуха дизеля оказывает большое влияние на его экономичность и надежность. Охлаждение наддувочного воздуха применяют для повышения мощности дизелей на единицу объема цилиндра, увеличения массы воздуха, подаваемого за цикл, и снижения средней температуры цикла.

Проведенные за последние годы экспериментальные и теоретические исследования выявили, что для дизеля каждого типа и заданного режима работы существует оптимальная по удельному расходу топлива температура наддувочного воздуха перед впускными органами. Поэтому тепловозные дизели должны иметь устройство, позволяющее получать оптимальные значения температур наддувочного воздуха. При номинальном и близких к нему режимах работы дизеля наддувочный воздух необходимо охлаждать, а при режимах холостого хода и малых нагрузок — подогревать.

На серийных тепловозах наддувочный воздух чаще всего охлаждается в водовоздушных теплообменниках, включенных в самостоятельный контур циркуляции охлаждающей воды или в контур воды, охлаждающей масло дизеля. Воздухоохладители, располагаемые обычно на дизеле, отличаются небольшими габаритными размерами и массой.

Известно, что на тепловозах применяют системы с охлаждением наддувочного воздуха атмосферным (тепловоз ТЭ2). Охлаждение атмосферным воздухом является более простым. В системе вместо двух теплообменников (для охлаждения воздуха водой и для охлаждения воды атмосферным воздухом) устанавливают один воздуховоздушный теплообменник, в котором реализуется весь располагаемый температурный напор между наддувочным воздухом и атмосферным. Однако воздуховоздушные теплообменники не нашли еще широкого применения на тепловозах большой мощности вследствие их значительных габаритных размеров.

Применяемые на тепловозах системы спроектированы и рассчитаны для охлаждения наддувочного воздуха при работе дизеля в номинальном режиме и не удовлетворяют условию получения оптимальных температур воздуха при всех режимах, реализуемых в эксплуатации.

Оптимизацию температур наддувочного воздуха в зависимости от режима работы дизеля можно осуществить при помощи систем, позволяющих регулировать поступление воды в теплообменник из различных водяных контуров, а также использующих теплоту выпускных газов дизеля для подогрева воздуха в теплообменниках.

По типу оребрения поверхности, омываемой воздухом, теплообменники бывают пластинчатыми, круглотрубными с накатанным оребрением, круглотрубными с проволочным оребрением и плоскотрубными с коллективным оребрением. Предпочтительными являются поверхности круглотрубные с накатанным или проволочным оребрением, так как они обладают высокой надежностью и удобны в эксплуатации и при ремонте.

Водовоздушный теплообменник для охлаждения наддувочного воздуха дизеля 2А-5Д49 тепловоза ТЭП70 (рис. 133) установлен на торце дизеля при помощи кронштейна. Состоит из сварного корпуса 11, патрубка 12, верхней 2 и нижней 8 крышек и охлаждающей секции. Последняя имеет верхнюю 4 и нижнюю 10 трубные доски, в отверстия которых установлены оребренные трубки 5. Внутри трубок образуется водяная, а между ними — воздушная полость.

Вода поступает в теплообменник по патрубку 9 нижней крышки, перегородка 7 которой делит водяную полость секции пополам, проходит по трубкам одной, а затем второй половины секции и выходит через патрубок 6. Пар из водяной полости отводится через трубку 1, установленную в верхней крышке.

Надувочный воздух поступает к теплообменнику по патрубку 12, охлаждается в межтрубном пространстве и по каналу в кронштейне поступает в ресивер блока цилиндров.

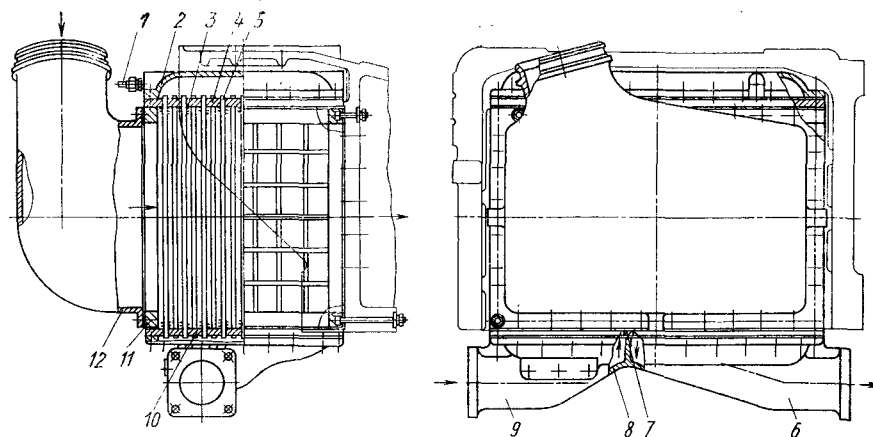


Рис. 133. Охладитель наддувочного воздуха:

1 — трубка отвода пара; 2 — верхняя крышка; 3, 5 — трубки; 4, 10 — трубиные доски; 6, 9 — водяные патрубки; 7 — перегородка; 8 — нижняя крышка; 11 — корпус; 12 — воздушный патрубок

Оценку эффективности охлаждающих устройств тепловозов выполняют по натуральным и удельным показателям, а также на основе развернутых технико-экономических расчетов.

К числу натуральных показателей относят: количество теплоты, рассеиваемой системой охлаждения; мощность, затрачиваемую на функционирование системы; общую массу устройств; расход цветных металлов; величину теплопередающей поверхности; объем, занимаемый радиаторами; величину фронтальной поверхности радиаторов и т. п.

При сопоставлении систем охлаждения в целом и отдельных теплообменников получили распространение удельные показатели — энергетический, объемный и массовый.

Энергетический показатель

$$K_N = Q/(N\Delta t) = (KF)/N,$$

где Q — количество теплоты, передаваемой в теплообменнике, Вт; N — мощность, затрачиваемая на функционирование теплообменника, Вт; Δt — средняя разность температур между теплоносителями в пределах теплообменника, °C; F — расчетная поверхность теплопередачи, м².

Объемный показатель

$$K_V = Q/(V\Delta t) = (KF)/V,$$

где V — объем, занимаемый теплообменником, м³.

Массовый показатель

$$K_G = Q/(G\Delta t) = (KF)/G,$$

где G — масса теплообменника, кг.

Для сравнения радиаторов используют также показатель тепловой напряженности площади фронта

$$K_F = (KF)/F_{\text{фр}},$$

где $F_{\text{фр}}$ — фронтальная поверхность радиатора, м².

Удельные показатели являются более общими по сравнению с натуральными, так как позволяют проводить сопоставление отдельных теплообменников с различными формами поверхностей, разными значениями передаваемой теплоты и т. д. В то же время оптимальный теплообменник или оптимальная система охлаждения не могут быть выбраны на основании только удельных технических показателей, так как они не отражают многих эксплуатационных и экономических факторов. В качестве основного технико-экономического показателя, характеризующего систему охлаждения, принимают сумму годовых приведенных расходов, отнесенных к теплорассеивающей способности системы. Удельные приведенные годовые расходы, руб/кДж,

$$E_n = (E_n K_z + C)/Q,$$

где $E_n = 0,1$ — нормативный коэффициент эффективности для железнодорожного транспорта; K_z — капитальные затраты на изготовление охлаждающего устройства, руб.; C — годовые эксплуатационные затраты, зависящие от системы охлаждения тепловоза, руб.; Q — количество теплоты, рассеиваемое в течение года, кДж.

Капитальные затраты на изготовление систем охлаждения,

$$K_z = K_{z1} + K_{z2},$$

где K_{z1} — капитальные затраты на теплообменники (секции радиатора, водомасляные теплообменники, водовоздушные теплообменники наддувочного воздуха), вентиляторы и насосы, входящие в систему охлаждения; K_{z2} — капитальные затраты на трубопроводы, задвижки, вентили, систему автоматического регулирования и т. д.

Эксплуатационные расходы на систему охлаждения

$$C = C_{\text{тс}} + C_{\text{рто}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{дпт}} + C_{\text{т}},$$

где $C_{\text{тс}}$ — расходы на топливо и смазку, потребляемые двигателем тепловоза для получения мощности, затрачиваемой на функционирование системы охлаждения; $C_{\text{рто}}$ — расходы на ремонты и технические осмотры охлаждающего устройства; $C_{\text{ам}}$ — амортизационные расходы на систему охлаждения; $C_{\text{дпт}}$ — расходы на содержание дополнительного парка тепловозов, необходимого при уменьшении полезной мощности двигателя, используемой для целей тяги и для работы системы охлаждения; $C_{\text{т}}$ — затраты на транспортировку системы охлаждения на тепловозе.

Изложенная методика технико-экономического сравнения систем охлаждения тепловозов позволяет однозначно оценить их эффективность и выбрать оптимальный (при минимальных Эп) вариант.

§ 30. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ И ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Локомотив является мощным потребителем воздуха. Во-первых, воздух используется как компонент рабочей смеси в силовых установках тепловозов и газотурбовозов, во-вторых, для охлаждения тяговых электрических машин и аппаратов.

Характеристика атмосферного воздуха. Атмосферный воздух содержит пыль, влагу и другие загрязнения, которые способствуют увеличению абразивного износа деталей двигателей внутреннего сгорания и ГТУ, уменьшению механической и диэлектрической прочности изоляции электрических машин и ухудшению их теплоотдачи.

Запыленность воздуха, потребляемого локомотивами, значительно меньше по сравнению с воздухом, потребляемым другими транспортными средствами, поскольку первые движутся в голове состава по рельсам при большом расстоянии между поездами. При этом запыленность засасываемого воздуха в основном обусловлена характером окружающей местности.

Запыленность воздуха по ряду причин величина относительная. В настоящее время установлены три характерных района железных дорог со следующей запыленностью:

малой (средняя запыленность 0,2—0,6, предельная 1—2 мг/м³);
повышенной (средняя запыленность 2—3, предельная 4 мг/м³);
высокой 100 мг/м³ и более.

Однако даже при такой сравнительно низкой запыленности за 1 ч работы двигателя мощностью 2200 кВт в него может поступить 50—60 г пыли, в тяговые двигатели 50—55 г, в главный генератор 10—20 г.

Наличие влаги обусловлено интенсивностью дождя, предельное значение которой составляет 3 мм/мин (ГОСТ 15150—69). Принимается, что такая интенсивность может иметь место 5 мин подряд 1—2 раза в год. Кроме этого, в расчетах можно принимать интенсивность дождя 1,5 мм/мин в течение 1 ч и 0,5 мм/мин — 5 ч. Загрязненность воздуха в помещении машинного отделения масляным туманом составляет 0,3 мг/м³.

Система воздухообеспечения и выпуска отработавших газов дизеля. Система воздухообеспечения дизеля предназначена для забора воздуха, его очистки, охлаждения (подогрева) и нагнетания в дизель. К показателям работы системы воздухообеспечения прежде всего относят эффективность очистки воздуха от пыли, влаги и других примесей, гидравлическое сопротивление и пылеемкость воздухоочистителя.

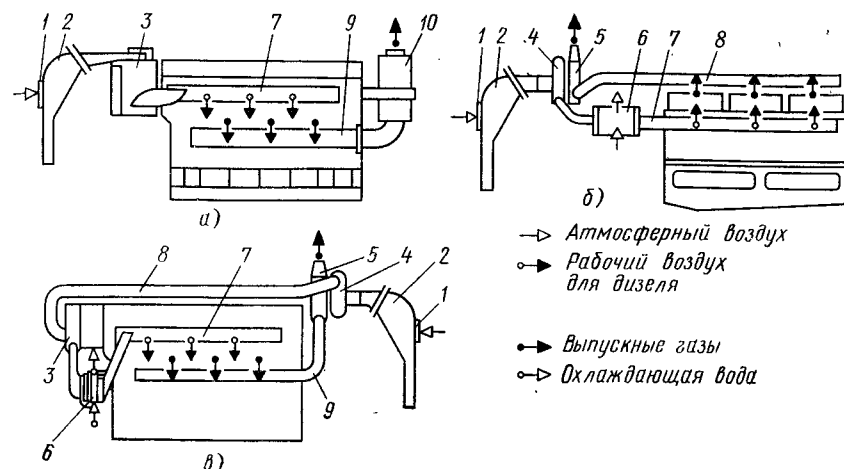


Рис. 134. Схемы систем подачи воздуха и выпуска газов тепловозных дизелей: а — 2Д100; б — ПД1; в — 10Д100; 1 — воздухоприемное устройство; 2 — воздухоочиститель; 3 — приводной нагнетатель; 4 — компрессор; 5 — газовая турбина газотурбинного нагнетателя; 6 — воздухоохладитель; 7 — впускной коллектор; 8 — промежуточный воздуховод; 9 — выпускные коллекторы; 10 — глушители шума

В систему воздухообеспечения входят устройство для очистки воздуха (воздухоочистители), агрегаты наддува (воздухонагнетатели), воздухоохладители, воздуховоды и воздухозаборные устройства.

Воздухоочистители предназначены для улавливания пыли из воздуха, подаваемого в энергетическую установку.

Воздухонагнетатели служат для предварительного сжатия воздуха, что повышает мощность энергетической установки.

Применяют систему воздухообеспечения с воздухоохладителями (рис. 134, б, в) и без них (рис. 134, а). Охлаждение наддувочного воздуха на тепловозных дизелях применяют преимущественно при давлении наддувочного воздуха выше 0,17—0,2 МПа и осуществляют либо охлаждающим воздухом, либо водой. Наличие такого охлаждения позволяет уменьшить удельный объем воздуха, нагнетаемого в цилиндры дизеля, увеличивая этим массу заряда.

При работе локомотива в условиях низких зимних температур (наличие переохлажденного воздуха) ухудшаются условия полного сгорания топлива и увеличивается время прогрева дизеля. Поэтому при проектировании необходимо предусмотреть возможность отключения воздухоохладителя. Однако и этой меры в ряде случаев оказывается недостаточно. Поэтому необходимо проводить подогрев наддувочного воздуха.

Подогрев наддувочного воздуха можно осуществить введением дросселирования его до или после агрегата наддува. В этом случае увеличивается коэффициент остаточных газов в ресивере. Более эффективен подогрев путем перепуска воды из контура охлажде-

ния дизеля в контур охлаждения наддувочного воздуха (тепловоз ТЭ116), так как на холостом ходу и малых нагрузках температура воды контура охлаждения дизеля намного превышает температуру воды в контуре охлаждения наддувочного воздуха.

Система воздухообеспечения забирает воздух из атмосферы и подводит его к дизелю по трубе, от которой к каждому всасывающему каналу в крышке цилиндра отводится патрубок. Диаметр трубы выбирают в зависимости от числа цилиндров и их диаметра, а также угловой скорости вращения вала двигателя. Для шести- и восьмицилиндровых двигателей при угловой скорости вала двигателя 60—160 рад/с он равен 0,6—0,7 диаметра цилиндра, а при наличии наддува — 0,7—1,0. Конструкция воздухопроводов и воздухозаборных устройств обусловлена компоновкой локомотива, типом и числом дизелей.

Агрегаты наддува и воздухоохладители являются узлами дизеля, что же касается воздухопроводов, воздухозаборных устройств и воздухоочистителей, то их конструкция и основные параметры определяются в процессе проектирования тепловозов.

Устройство для отвода отработавших газов из дизеля состоит из выпускного коллектора и глушителя шума (см. рис. 134). Отработавшие газы от цилиндров дизеля отводятся по выпускным коллекторам в атмосферу и при газотурбинном наддуве — в турбокомпрессоры. Из коллектора по круглым патрубкам газы поступают в глушитель шума, представляющий собой барабан с внутренними перегородками. Диаметр барабана значительно больше диаметра подводящего патрубка, в результате чего газовый поток в барабане дополнительно завихряется и скорость его уменьшается. Как следствие этого, выход газа в атмосферу происходит с пониженным шумом.

У четырехтактных многоцилиндровых двигателей с газотурбинным наддувом выпускной коллектор изолируют для предотвращения охлаждения выпускных газов, тепловую энергию которых используют в наддувочной турбине. При этом, чтобы потоки газов, выходящих из цилиндров, не создавали один другому подпоры, вместо одного коллектора устанавливают два и более.

При отсутствии наддува между стенками коллектора и кожухом выполняют полость для протока охлаждающей воды. Внутренний диаметр коллектора для шести- и восьмицилиндрового двигателя при угловой скорости вала 60—160 рад/с составляет 0,4—0,5 диаметра цилиндра.

Системы охлаждения тяговых электрических машин и аппаратов предназначены для поддержания необходимого температурного режима электрооборудования в любых эксплуатационных условиях. На локомотивах применяют индивидуальную, централизованную и смешанную системы охлаждения. При индивидуальной системе для каждой электрической машины и аппарата забор воздуха осуществляется своим вентилятором. Централизованная система характерна тем, что все электрические машины и аппараты

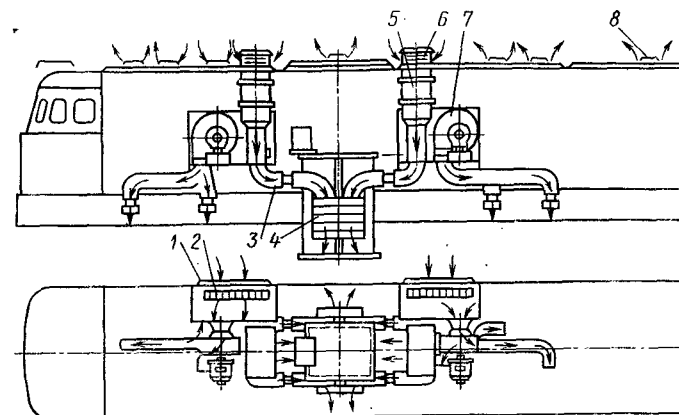


Рис. 135. Схема вентиляции электровоза ВЛ80:

1 — жалюзи в боковых стенках кузова; 2 — радиаторы жидкостного охлаждения инверторов; 3 — сглаживающий реактор; 4 — радиаторы жидкостной системы охлаждения трансформатора; 5 — осевой вентилятор; 6 — жалюзи на крыше электровоза; 7 — центробежный вентилятор; 8 — дефлекторы

в ней снабжены воздухом от одной вентиляционной установки. При смешанной системе электрические машины и аппараты объединены в группы, каждую из которых обслуживает вентилятор.

Наиболее распространенной схемой охлаждения в локомотивостроении является смешанная. Характерная особенность такой схемы применительно к тепловозу или газотурбовозу — групповая система охлаждения тяговых двигателей и индивидуальная генератора.

Смешанная система, примененная на электровозах ВЛ80 (рис. 135) и ВЛ60*, имеет три группы электрических машин и аппаратов, каждую из которых обслуживает вентилятор. Охлаждение первого и второго, так же как пятого и шестого тяговых двигателей, осуществляется от одного вентилятора, а третий и четвертый тяговые двигатели совместно с системой охлаждения трансформатора образуют другую группу с вентилятором.

Индивидуальная система охлаждения встречается редко. В частности, она применена на отечественном электровозе ВЛ62, французском электровозе серии К.

Нецентрализованные системы (индивидуальные и смешанные) более экономичны по стоимости изготовления. Однако наличие большего общего числа агрегатов снижает надежность и экономичность системы, усложняет наблюдение за техническим состоянием агрегатов.

Централизованную систему (рис. 136) используют на тепловозах ТЭП70, ТЭ121, ТЭ41, ТЭМ7, ВЛ10, «Сенчури» фирмы Алко. Она позволяет повысить надежность вентиляционного оборудования и упростить его обслуживание. При сосредоточении вентиля-

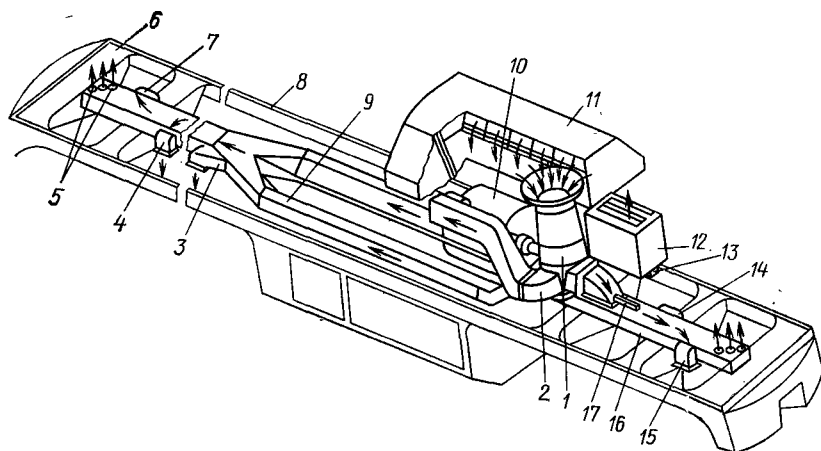


Рис. 136. Система централизованного воздушного охлаждения тепловоза ТЭП70:

1 — осевой вентилятор; 2 — воздуховод к главному генератору; 3, 4, 7, 14, 15 — воздухопроводы к тяговым электродвигателям; 5 — воздуховоды к калориферам кабин; 6 — воздуховоды обогрева стенок лобовых окон; 8 — рама тепловоза; 9 — воздухопровод к тяговым двигателям задней тележки; 10 — тяговый генератор; 11 — крышовой блок фильтров; 12 — выпрямительная установка; 13 — воздуховод к выпрямительной установке; 16 — центральный воздуховод; 17 — воздуховод к высоковольтной камере

ционного оборудования упрощается привод вентилятора, снижается его масса, повышается КПД, упрощается очистка воздуха, подаваемого ко всем агрегатам. В результате повышения производительности вентилятора улучшаются его технико-экономические показатели.

Существенным недостатком централизованных систем является необходимость создания сравнительно большого давления (иногда превышающих 5 кПа) для вентиляторов с высокой производительностью. Это вызвано тем, что существенно удлиняются воздухопроводы, увеличивая аэродинамическое сопротивление системы. Расход воздуха для охлаждения тяговых машин в централизованной и нецентрализованной системах одинаков. Поэтому для обеспечения потребного расхода воздуха повышают давление в системе, что приводит к дополнительным аэродинамическим потерям и увеличению затрат мощности на привод вентилятора. Недостатком централизованной системы являются также увеличение ее массы и габаритных размеров.

Расчет и проектирование систем охлаждения. Расчет систем охлаждения сводится к определению производительности G , давления H' вентилятора (вентиляторов), подбору его для спроектированной системы.

Определение необходимого количества воздуха. На основании сравнительного анализа технических данных общее количество воздуха, охлаждающего тяговые электрические машины, составляет для тепловозов 11—12,2 м³/ч на каждый киловатт мощности

(с учетом охлаждения выпрямительной установки тепловоза с передачей переменного-постоянного тока 12,4—12,7 м³/ч), для электровазов с передачей переменного тока 5,8—9 м³/ч. В целом на охлаждение тяговых электрических машин тепловоза затрачивается количество воздуха, более чем в 2 раза превышающее потребность дизеля в воздухе.

Интенсивность охлаждения тяговых электрических машин оценивают удельными величинами. Удельные расходы воздуха G/P для тяговых электрических машин некоторых локомотивов следующие.

| Тяговые электродвигатели | P , кВт | G/P , м³ (мин·кВт) |
|--------------------------|-----------|-------------------------|
| ЭДТ200Б (ТЭМ1, ТЭЗ) | 87; 206 | 0,518; 0,267 |
| ЭД107А (М62, 2ТЭ10Л) | 198; 307 | 0,269; 0,244 |
| ЭД108 (ТЭП60) | 307 | 0,250 |
| ЭД112 (V300) | 307 | 0,392 |
| ЭД119 (ТЭП70) | 411 | 0,228 |
| ЭД120 (ТЭМ7) | 184 | 0,490 |
| НБ-412К (ВЛ60) | 775 | 0,142 |
| НБ-418 (ВЛ80) | 790 | 0,133 |
| НБ-407Б (ВЛ82М) | 755 | 0,113 |
| АЛ-442пР (ЧС4) | 850 | 0,113 |
| Тяговые генераторы | | |
| МПТ 84/39 (ТЭ2) | 625 | 0,110 |
| МПТ 99/47А (ТЭ3) | 1350 | 0,067 |
| ГП 312 (М62) | 1270 | 0,130 |
| ГП 311Б (2ТЭ10Л) | 2000 | 0,125 |
| ГП 311В (ТЭП60) | 2000 | 0,120 |
| ГС 501 (ТЭ109) | 2000 | 0,132 |
| ГС 504 (ТЭ41) | 2600 | 0,113 |
| ГС 504А (ТЭП70) | 2750 | 0,097 |

Расход воздуха $G_{вз}$ (м³/ч) необходимого для охлаждения электрических машин определяют по следующим выражениям:

для двигателей

$$G_{эд} = 14,3 \frac{P_{д(1-\eta_{эд})}}{\rho_{вз} C_{р.вз} \Delta t_{эд}}; \quad (34)$$

для генераторов

$$G_{г} = 14,3 \frac{P_{г}}{\rho_{вз} C_{р.вз} \Delta t_{г}} \left(\frac{1}{\eta_{г}} - 1 \right); \quad (35)$$

для выпрямительных установок

$$G_{в.у} = 14,3 \frac{P_{в.у}}{\rho_{вз} C_{р.вз} \Delta t_{в.у}} \left(\frac{1}{\eta_{в.у}} - 1 \right), \quad (36)$$

где $C_{р.вз}$ — удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С); $\rho_{вз}$ — плотность воздуха, кг/м³; Δt — температура нагревания воздуха в электрических машинах и аппаратах. Экспериментально получено $\Delta t_{эд} = 20 \div 25^\circ \text{C}$; $\Delta t_{г} = 22 \div 28^\circ \text{C}$ (большее значение для самовентилируемых генераторов); $\Delta t_{в.у} = 10 \div 12^\circ \text{C}$.

Расчет сопротивления воздухопроводов. Аэродинамическое сопротивление воздуховода образуется из следующих составляющих: сопротивления на входе до вентилятора (сопротивления защитных решеток и жалюзи, начальное сопротивление чистых воздухоочистительных устройств, предельное сопротивление воздухоочистителей) и сопротивления после вентилятора (сопротивления воздухопроводов, отводов, дросселей, сопротивления тяговых электрических машин, потери динамического давления на выходе из машин). Сопротивления, перечисленные выше, кроме сопротивления тяговых электрических машин, определяют из выражения

$$H'_i = \xi_i \rho_{вз} v_{вз}^2 \quad (37)$$

где ξ_i — коэффициент аэродинамического сопротивления элемента; $v_{вз}$ — скорость воздуха на выходе, м/с.

Для элементов воздухопроводов ξ_i может быть выбран по справочным данным. Аэродинамическое сопротивление тяговых машин

$$H'_{тм} = \xi_{тм} G_{тм}^2$$

где $G_{тм}$ — расход воздуха, идущего на вентиляцию тяговой машины; $\xi_{тм}$ — коэффициент аэродинамического сопротивления.

Значение $\xi_{тм}$ для генератора МПТ 84/39 и ГП300 равно 21; для МПТ 99/47 равно 16; для ГП311 и ГП312 — 12; для ГС501 — 5,5, а для электродвигателя ЭДТ200 равно 59, для ЭД104 — 70; для ЭД107 — 95.

Потери динамического давления $H'_д$ на выходе из машины определяют по выражению (37). При этом принимают $\xi_i = 1$, а скорость $v_{вз}$ (в данном случае на выходе) может достигать 15—17 м/с при $H'_д = 140 \div 170$ Па. Полное сопротивление системы равно сумме всех аэродинамических сопротивлений. При этом полное давление, создаваемое вентилятором

$$H'_в = k_n \sum H'_i \quad (38)$$

где k_n — коэффициент запаса по давлению, равный 1,0—1,05; H'_i — сумма аэродинамических сопротивлений элементов воздуховода.

При проектировании воздухопроводов определяют их протяженность и сечение. Протяженность системы зависит от размещения оборудования локомотива и схемы системы охлаждения. Поперечные сечения воздухопроводов выбирают, учитывая расход воздуха в данном сечении. Стремятся снизить скорость воздуха в воздухопроводах, так как при этом снижаются потери давления. Установлено, что оптимальная скорость воздуха в воздухопроводах 8 м/с. Однако она не может быть постоянной на всем протяжении воздуховода. Поэтому наибольшую скорость воздух имеет на выходе, скорость уменьшается по мере раздачи воздуха. В головных участках нагнетательных каналов тяговых двигателей скорость воздуха 20—30 м/с, а на ответвленных 4—12 м/с.

Воздухоочистители предназначены для улавливания пыли из воздуха, подаваемого в энергетическую установку и систему вентиляции тяговых электрических машин и аппаратов. Качество воздухоочистителей оценивают по коэффициенту очистки

$$\eta' = (m_3/m_в) 100\%,$$

где m_3 — масса пыли, задержанной воздухоочистителем, мг; $m_в$ — масса пыли в воздухе, поступившем в фильтр, мг. Часто критерием оценки очистки воздуха служит коэффициент пропуска пыли $\epsilon' = (1 - \eta') 100\%$.

В соответствии с ГОСТ 11729—78 при номинальном режиме работы дизеля ϵ' не должен превышать 1,5%. Для систем вентиляции тяговых электрических машин и аппаратов коэффициент очистки η' составляет 75—85% ($\epsilon' = 15 \div 25\%$). Важным фактором оценки воздухоочистителей является гидравлическое сопротивление прохождению воздуха.

Типы воздухоочистителей, применяемых на локомотивах. В зависимости от требуемой степени очистки пыли на локомотивах применяют воздухоочистители гравитационные, инерционные, фильтрующего действия и электрофильтры. По способу удаления уловленных частиц пыли различают воздухоочистители с периодической очисткой и самоочищающиеся.

К *гравитационным воздухоочистителям* относят осадительные камеры, в которых осаждение частиц пыли происходит под действием силы тяжести. Осаждение пыли происходит неравномерно, наиболее крупные частицы выпадают непосредственно у входа воздуха в пылевую камеру. По мере удаления от входного отверстия размер осаждающихся частиц становится меньше и наиболее мелкие осаждаются у выхода. При больших габаритных размерах пылеосадочных камер (осаждение частиц пыли под действием силы тяжести может происходить в условиях относительно спокойного движения воздуха) сопротивление камер обычно составляет 50—100 Па. Существенным недостатком таких воздухоочистителей являются большие потребные габаритные размеры. Расход воздуха через 1 м² площади поперечного сечения камеры не превышает 150—350 м³/ч. Гравитационные воздухоочистители используют на локомотивах редко. Например, на тепловозах ТГМЗ и ЧМЭ2 осадительной камерой является машинное отделение.

В *инерционных воздухоочистителях* осаждение пыли происходит под действием сил инерции в результате изменения направления струи воздуха при обтекании препятствия или в криволинейном канале. При изменении направления движения воздушного потока частицы пыли вследствие сил инерции некоторое время продолжают двигаться по первоначальному направлению, что позволяет осуществить отделение твердых частиц.

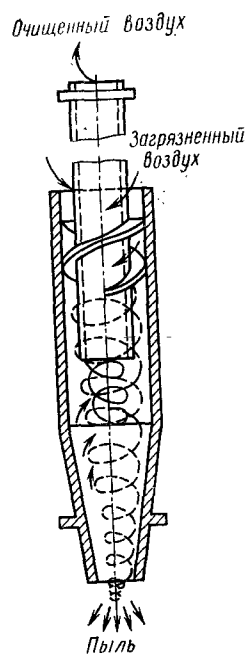


Рис. 137. Схема циклона

В зависимости от способа удержания частиц пыли, достигающих осадительных поверхностей, воздухоочистители разделяют на сухие и мокрые.

При сухой инерционной очистке часть частиц при изменении направления воздушного потока достигает изгиба стенки корпуса или отражателя. При этом скорость их движения снижается, и они выпадают из потока в специальный пылесборный бункер. Сухие инерционные воздухоочистители просты по конструкции, однако эффективность очистки их недостаточна. Если пыль состоит из тяжелых частиц крупных размеров, то имеет место явление упругого удара и отскока частиц, подхватываемых воздушным потоком вновь, что снижает коэффициент очистки. В целях устранения этого явления разработаны мокрые воздухоочистители, в которых поверхностью, воспринимающей удар частиц, является жидкость (чаще всего масло). В воздухоочистителях, использующих принцип мокрой очистки, процесс улавливания пыли зависит от скорости, массы и формы частиц.

Мокрые воздухоочистители предназначены для первой ступени очистки. Во второй ступени, служащей для увеличения эффективности очистки, происходит удержание частиц жидкости. Такие воздухоочистители широко применяют в практике локомотивостроения. К инерционным относят также центробежные воздухоочистители, фильтры с различными набивками (контактные воздухоочистители) и т. п.

Принцип *центробежной* очистки основан на использовании центробежных сил, которые отбрасывают частицы пыли к стенкам. Под действием этих сил, наряду с движением вместе с потоком, возникает относительное движение частиц внутри потока. Скорость этого относительного движения направлена по радиусу от центра к периферии. Из устройств очистки воздуха, действующих по этому принципу, наиболее типичны циклоны (рис. 137).

Воздухоочиститель, состоящий из нескольких циклонов малого диаметра, разделяющих поток воздуха, поступающего в двигатель, называется мультициклоном. Диаметр таких циклонов невелик, поэтому центробежная сила пылинок в них достигает большой величины и пылинки лучше отделяются от воздуха. Центробежные воздухоочистители выполняют с тангенциальным вводом воздушного потока, с неподвижным незакручивающим коллектором и подвижным коллектором. Циклонные воздухоочистители характери-

зуются высоким сопротивлением (5—6 кПа), эффективность их не более 97,5% при отсоединении пыли и диаметре циклонов 30—40 мм. Как правило, пыль удаляется из циклонов воздухом при помощи эжекции его выпускными газами.

Контактную очистку воздуха осуществляют при столкновении частиц пыли с препятствиями, образованными фильтровальным материалом, покрытым вязкой жидкостью (обычно маслом). Такие воздухоочистители выполняют иногда двухступенчатыми, причем первой ступенью служит масляная ванна, а второй — кассета с набивкой из путанки (проволока, различные волокна, проволоочные сетки, перфорированные листы). Набивка из сеток обеспечивает воздухоочистителю меньшее гидравлическое сопротивление, чем из перфорированных листов, а по сравнению с набивками из волокон более высокую механическую прочность.

Воздух при своем движении поднимает слой масла на некоторую высоту и смачивает кассету. Струя запыленного воздуха, ударяясь о кассету, разбивается на мелкие струи. Эти струи резко и многократно изменяют направление и вследствие своей инерции ударяются о мелкие волокна фильтрующей кассеты и на них осаждаются пыль. Скорость v , частицы в кассете зависит от размера и формы частицы пыли, турбулентности потока, площади поверхности и материала кассеты.

Фильтрацию запыленного потока воздуха осуществляют через пористые среды различных видов, поры которых меньше частиц пыли. Такие воздухоочистители легки и просты в обслуживании. Фетровый фильтр обеспечивает 100%-ное улавливание всех частиц размером до 1 мкм. Из других материалов следует отметить двустороннюю байку в шелковой оболочке, применяемую при скорости воздуха через ткань до 0,10 м/с. Пылеемкость ткани при подводе воздуха снизу достигает 3 кг/м². Применение тканевых фильтров в тепловозной практике встречает затруднение, так как такие фильтры чувствительны к попаданию влаги и масла на фильтрующие поверхности. При использовании особых тканей из синтетического волокна эти трудности могут быть преодолены.

Пористой средой являются также бумага или картон специальных сортов, пропитанные синтетическими смолами и гидрофобными веществами. Однако такие фильтры имеют сравнительно небольшую пылеемкость (около 0,6 кг/м²). Срок службы этих фильтров определяется в основном максимально допустимым сопротивлением, поскольку они не выдерживают более одного-двух циклов регенерации и не восстанавливают полностью свои первоначальные характеристики.

Выделение частиц пыли в *электрофильтрах* происходит под действием электростатических сил, возникающих в результате взаимодействия заряженных частиц пыли и электрического поля между электродами электрофильтра.

Такие воздухоочистители применяют за рубежом на пассажирских вагонах и тепловозах (экспериментальные образцы). Сопро-

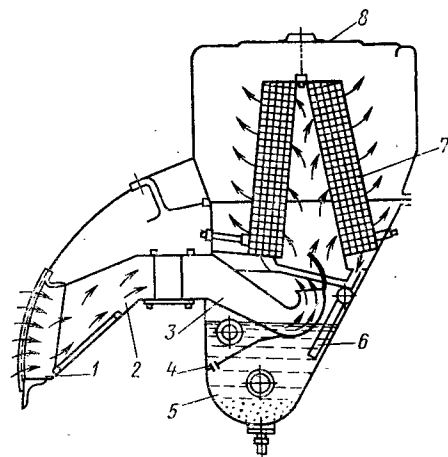


Рис. 138. Маслопленочный воздухоочиститель тепловоза ТЭП60:

1 — воздухоприемное окно; 2 — направляющий канал; 3 — поддон; 4 — дозирующее отверстие; 5 — отстойник; 6 — трубки; 7 — кассета; 8 — крышка

тивление их весьма низкое 500—800 Па (учитывается сопротивление пластинчатой секции, устанавливаемой перед пылеуловителем). Коэффициент ε' пропуска пыли составляет 6—7%, а при продолжительности работы без обслуживания в течение 15 суток достигает 10—15%.

Конструктивная проработка

электростатического фильтра для тепловоза ТЭЗ, выполненная ВНИТИ, показала, что при напряжении на осадительных пластинах 6000 В, на проводах ионизатора 13 000 В и расстоянии между осадительными пластинами 4 мм размеры такого воздухоочистителя (без трубопровода) составляют $2 \times (500 \times 630 \times 650)$, а масса его (пластины ионизатора и осадитель алюминиевые) 450 кг.

Воздухоочистители двигателей внутреннего сгорания. На отечественных тепловозах для обеспечения дизелей воздухом устанавливают воздухоочистители различных типов и конструкций, которые имеют значительные габаритные размеры и массу. Так, масса воздухоочистителя дизеля мощностью 2200 кВт составляет 600—700 кг.

В *маслопленочных воздухоочистителях* применен контактный способ очистки с подачей масла на рабочую поверхность кассет вследствие использования энергии воздушного потока. Запыленный воздух в воздухоочиститель тепловоза ТЭП60 (рис. 138) поступает через воздухоприемное окно 1 в направляющий канал 2. Проходя через поддон 3, поток воздуха перемещается над поверхностью масла. Крупные частицы пыли выделяются из потока центробежными силами и задерживаются в масле. Воздух и мелкие частицы пыли увлекают слой масла, поступающего в поддон через дозирующее отверстие 4, и направляются к фильтрующей кассете 7. Излишки масла стекают с рабочих поверхностей под действием сил тяжести, смывая уловленную пыль, и через трубки 6 поступают в отстойник 5. Для работы воздухоочистителей с масляной ванной характерен унос масла и постепенное уменьшение уровня в ней. Унос составляет 1,5—4 г/ч на 736 кВт мощности. Снижение уровня масла отрицательно сказывается на работе воздухоочистителя. Одной из причин повышенного уноса масла является изменение нагрузочного режима двигателя. Поэтому в современных конструкциях воздухоочистителей с масляной ванной предусма-

тривают устройства для регулирования уровня в ванне в зависимости от расхода воздуха.

Конструкции *маслопленочных воздухоочистителей* разнообразны и отличаются одна от другой траекторией движения воздушного потока, формой и расположением резервуара масляной ванны, а также формой и расположением фильтрующего устройства.

Самоочищающиеся воздухоочистители (воздухоочистители непрерывного действия) в последнее время находят все более широкое применение. Фильтрующим элементом самоочищающихся воздухоочистителей является в большинстве случаев сетка, смоченная в масле. При движении сетки через масляную ванну происходит непрерывная и автоматическая регенерация фильтрующих поверхностей.

Воздухоочиститель непрерывного действия (рис. 139) установлен на тепловозах 2ТЭ10В, ТЭ109, 2ТЭ116. В корпусе воздухоочистителя расположены два фильтрующих элемента, через которые последовательно проходит воздух, причем первый элемент 1 вращается, а второй 4 установлен неподвижно. Фильтрующая кассета вращающегося элемента выполнена в виде диска с четырьмя секторообразными секциями. Секции набраны из гофрированных сеток квадратного плетения. На ободе колеса укреплен зубчатый хряп лент.

Кассета вращается при помощи пневматического сервомотора, установленного в корпусе воздухоочистителя. Нижняя часть кассеты погружена в масло, которое заливают в ванну. Ванна образована нижней частью корпуса воздухоочистителя. Запыленный воздух проходит через верхнюю часть кассеты. Средняя часть кассеты образует самостоятельную зону, в которую стекает излишнее количество масла и где проводится продувка с небольшой скоростью. Неподвижный фильтрующий элемент 4 улавливает капли

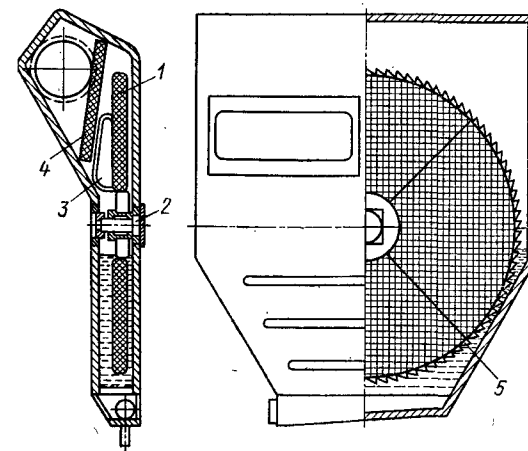


Рис. 139. Воздухоочиститель непрерывного действия:

1 — подвижный элемент; 2 — ось; 3 — крышка люка для забора воздуха из кузова тепловоза; 4 — неподвижный элемент; 5 — зубчатый обод

Таблица 18

Основные характеристики воздухоочистителей

| Воздухоочиститель | Коэффициент очистки воздуха | Гидравлическое сопротивление, кПа | Минимальный размер задерживаемых частиц пыли, мкм |
|-----------------------|-----------------------------|-----------------------------------|---|
| Циклонно-сетчатый | 0,96 | 1,5 | 5—10 |
| Маслопленочный | 0,97 | 0,8 | 2,5—3 |
| Непрерывного действия | 0,98 | 0,4 | 1—3 |

масла, присутствующие в потоке воздуха, прошедшем первую ступень очистки, и дополнительно очищает его от пыли.

Тип воздухоочистителя выбирают в зависимости от условий работы локомотива. При малой (менее 2 мг/м^3) запыленности предпочтительнее воздухоочистители контактного действия. При повышенной запыленности воздуха наличие сухой первой ступени позволяет снизить количество пыли перед входом во вторую ступень до пределов, обеспечивающих допустимые сроки ее регенерации (табл. 18).

Пылеемкость воздухоочистителя должна обеспечивать его работу в течение времени, соответствующего периодичности проведения одного из видов планового обслуживания тепловоза, чаще всего малого периодического ремонта.

Воздухоочистители газотурбинных установок (ГТУ). Некачественная очистка воздуха в ГТУ вызывает в одних случаях абразивный износ лопаток, а в других — повышенные отложения липкой пыли.

Наиболее опасны для работы ГТУ отложения, образованные налипанием промасленной пыли. Липкие отложения могут возникнуть, в частности, при неправильном использовании воздухоочистителей с вязкой масляной пленкой. В воздухоочистителях такого типа срыв масляных капель с фильтрующего элемента может произойти в результате неравномерного распределения воздушного потока по фильтрующей поверхности или вследствие плохой их эксплуатации (частичная закупорка фильтрующих элементов пылью, наличие большого количества грязи и воды в масляных резервуарах и др.).

Учитывая указанные особенности работы ГТУ, на них устанавливают двухступенчатые воздухоочистители. Первой ступенью очистки воздуха являются сухие инерционные воздухоочистители, второй ступенью — самоочищающиеся воздухоочистители.

Воздухоочистители компрессоров. Для очистки воздуха, поступающего в поршневые компрессоры локомотивов, обычно применяют воздухоочистители фильтрующего действия. Фильтр первой ступени сжатия компрессора состоит из кожуха, установленного на патрубке. В кожухе имеется фильтрующая набивка. Набивкой служит капроновая нить толщиной $0,8—1,0 \text{ мм}$ или конский

волос, слегка смоченные маслом. Воздух поступает под кожу и далее через фильтрующую набивку к всасывающим клапанам компрессора.

К фильтрам, имеющим набивку из нитей капрона или конского волоса, следует также отнести сапуны компрессора, регулятора давления и гидромеханических редукторов тепловоза.

Воздухоочистители системы вентиляции тяговых электрических машин и аппаратов могут иметь меньший коэффициент очистки, чем воздухоочистители в системах воздухозабора дизелей и ГТУ, поскольку воздух для электрических машин не является рабочим телом. Но и в этих системах применяют двухступенчатую очистку воздуха.

В качестве первой ступени очистки воздуха электрических машин часто применяют жалюзийные решетки (инерционные воздухоочистители), которые служат для предотвращения попадания в воздушную систему посторонних предметов и для сепарации атмосферной влаги и пыли из воздушного потока (рис. 140). Влага представляет большую опасность для электрических машин и аппаратов, чем пыль. Она разрушает изоляцию, приводит к преждевременному выходу из строя электроаппаратуры.

В некоторых случаях жалюзийные решетки (жалюзи) используют для выравнивания поля скоростей воздуха на входе. На всех отечественных тепловозах применяют жалюзи с горизонтальными створками. В зарубежной практике большое распространение получили жалюзи из вертикально расположенных створок, выполненных из уголков или других профилей.

Коэффициент очистки воздуха жалюзи с горизонтальными створками составляет $25—35\%$, а с вертикальными створками $40—45\%$. Однако при движении тепловоза абсолютное значение потерь в $1,7—3,8$ раза меньше при горизонтальном расположении створок жалюзи. Горизонтальные створки обычно выполняют с наклоном 45° . Жалюзи из уголков целесообразны лишь при скорости воздушного потока в воздухозаборных устройствах до 2 м/с , вследствие большого гидравлического сопротивления.

Для очистки систем вентиляции тяговых электрических машин и аппаратов широко используют воздухоочистители фильтрующего действия различных конструкций. Их степень влагоотделения при скорости воздуха до 3 м/с в сечении фронта составляет $70—85\%$ при концентрации влаги на входе $8—10 \text{ г/м}^3$. При повышении ско-

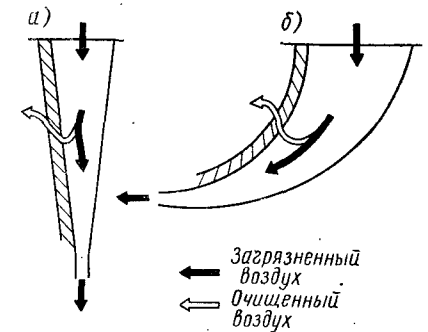


Рис. 140. Инерционные воздухоочистители с жалюзийной решеткой: а — плоской; б — криволинейной

рости воздуха и уменьшении концентрации влаги в воздухе их эффективность снижается.

На тепловозах 2ТЭ10В, М62, ТЭП60, ТЭ10 при номинальных режимах работы скорость воздуха по фронту воздухоочистителя составляет 6—9 м/с. При таких скоростях очистка воздуха сетчатыми фильтрами не превышает 35—45%.

На опытных зарубежных локомотивах для очистки воздуха электрических машин применяют батарейные циклонные воздухоочистители. Эффективность очистки воздуха от твердых частиц размером свыше 8 мкм в них достигает 95—99%. Основным недостатком циклонных воздухоочистителей является высокое гидравлическое сопротивление (2,30—2,50 кПа), что обуславливает значительные затраты мощности на перемещение воздуха, большую трудоемкость изготовления и значительные габаритные размеры. Например, на тепловозе U25В (фирма Джeneral Электрик) воздухоочиститель для всех потребителей состоит из 1470 циклонных элементов диаметром 50 мм.

§ 32. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторы применяют для нагнетания или засасывания воздуха в системы вентиляции и охлаждения тяговых электрических машин и аппаратов через радиаторные секции холодильной камеры, в выпрямительную установку, в кузов локомотива.

В системах охлаждения тяговых электрических машин используют центробежные и осевые вентиляторы. Необходимую производительность вентилятора можно определить, используя следующие выражения:

для индивидуальной системы

$$G_{в.и} = kG_{т.м};$$

для групповой системы

$$G_{в.г} = kiG_{т.м};$$

для централизованной системы

$$G_{в.ц} = k \sum G_j,$$

где $G_{т.м}$, G_j — необходимый расход воздуха для вентиляции соответственно тяговой и j -й машины; $k = 1,05 \div 1,10$ — коэффициент запаса по расходу воздуха; i — число однородных тяговых машин в группе, обслуживаемой одним вентилятором.

При этом величину расхода необходимо увеличить на 15—20% для компенсации неизбежных утечек в воздуховодах. Давление, создаваемое вентилятором, определяют по формуле (38).

В системах охлаждения тяговых электрических машин отечественных электровозов при расходе до 300 м³/мин и давлении до 2,8 кПа используют осевые вентиляторы, при больших значениях — центробежные. На тепловозах осевые вентиляторы применяют

Таблица 19

Основные параметры центробежных вентиляторов

| Тепловоз | Вентилятор | Система охлаждения тягового агрегата | $G_{в.и}$, м³/с | $H_{в.и}$, кПа | f , с⁻¹ | P , кВт | D , м |
|---------------------|-------------------------|--------------------------------------|----------------------|----------------------|------------------|-----------------|----------------------|
| 2ТЭ10В | Ц15-45 | Генератора Двигателя | 4,16 4,16 | 2,80 3,20 | 30 34 | 19 21 | 0,46 0,46 |
| ТЭП60 | Ц9-55 | Генератора и двигателя | 4,16 | 3,20 | 35 | 26,2 | 0,52 |
| М62 | Ц9-55 | Генератора Двигателя | 2,67 2,45 | 2,15 2,30 | 47,3 47,3 | 8,8 11 | 0,365 0,404 |
| ТЭ10 | Ц15-45 | Двигателя | 3,75 | 3,00 | 29,3 | 16,9 | 0,46 |
| ТЭ3 ТЭМ1 ТЭМ2 | «Сирокко» То же » | Двигателя » » | 2,67 2,25 1,75 | 2,20 2,05 1,76 | 47 41 37,3 | 8,8 7 5,7 | 0,35 0,35 0,35 |
| 2ТЭ116 | » | » | 4,25 | 3,17 | 32,8 | 22,7 24,6 | 0,46 |

в централизованных системах охлаждения. Их используют также для охлаждения тяговых генераторов тепловозов ТЭ10 и ТЭ40. Расход тепловозных осевых вентиляторов достигает 500—600 м³/мин, давление 5 кПа.

Наибольшее распространение в системах охлаждения тяговых электрических машин получили центробежные вентиляторы (табл. 19). На тепловозах применяют центробежные вентиляторы трех типов: «Сирокко», Ц9-55, Ц15-45. На их основе разработан типовой ряд вентиляторов. Вентиляторы этого рода позволяют обеспечить потребности различных систем вентиляции тепловозов, выпускаемых в СССР. Применяемые центробежные вентиляторы имеют рабочие колеса барабанного типа с лопатками, загнутыми вперед.

Вентилятор охлаждения тяговых двигателей тепловоза ТЭМ2 (рис. 141) состоит из сварного корпуса 1 и вентиляторного колеса 2. Вентиляторное колесо имеет два диска, которые при помощи заклепок соединяют 60 рабочих лопа-

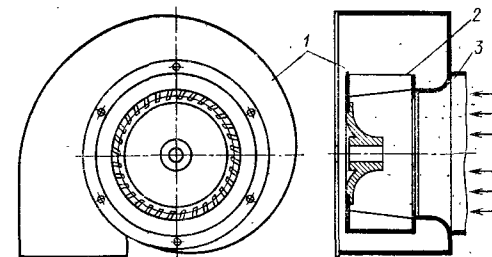


Рис. 141. Центробежный вентилятор:

1 — корпус; 2 — вентиляторное колесо; 3 — патрубок

Таблица 20

Параметры вентиляторов УК-2М для тепловозов

| Наименование | 2ТЭ10Д | тЭп60 | тЭп70 | тЭ116, тЭ114, тЭ109, тЭ130 | тЭ3 * | 120 | тГ16 |
|--|--------|-------|-------|-------------------------------------|-------|------|------|
| Наружный диаметр рабочего колеса, мм . . . | 2000 | 1600 | 1400 | 1100 | 1600 | 1600 | 1200 |
| Диаметр втулки колеса, мм | 900 | 720 | — | — | 700 | 720 | 540 |
| Число лопастей, шт. | 8 | 8 | 8 | 8 | 6 | 8 | 6 |
| Угол установки лопастей, ° | 22 | 20 | 27,5 | 18 | 20 | 20 | 23 |
| Номинальная частота вращения, об/мин | 1160 | 1350 | 1330 | 1960 | 1380 | 1395 | 1350 |
| Номинальная окружная скорость, м/с | 121 | 114 | 106 | 113 | 116 | 117 | 85 |
| Число вентиляторов на секцию тепловоза | 1 | 2 | 3 | 4; 3; 3; 3 | 1 | 1 | 4 |

* Приведены параметры вентилятора У.

ток. Воздух засасывается через патрубок 3. На выходе он изменяет направление движения на 90°. Эта особенность позволяет упрощать размещение воздухопроводов системы вентиляции тяговых электрических машин на тепловозе. Необходимость ограничения габаритных размеров вентиляторов приводит к повышению частоты вращения вентиляторных колес, которые чувствительны к вибрациям и неравномерности вращения вследствие особенностей их работы.

Тип вентилятора выбирают, учитывая компоновку оборудования на локомотиве, размещение электрических машин и т. д. (по безразмерным характеристикам).

В холодильных камерах тепловозов применяют схемы охлаждающих устройств всасывающего, нагнетательного и смешанного типа. В СССР применяют схемы всасывающего типа. Они обеспечивают минимальные аэродинамические потери. Нагнетательные схемы используют на некоторых тепловозах США. Для этих схем характерна потеря кинетической энергии с потоком воздуха, покидающим холодильник. Кроме того, размещение мотор-вентиляторов на «холодной» стороне повышает срок службы изоляции их электрических машин. Схемы смешанного типа применяют на локомотивах крайне редко. Применение схем нагнетательного и смешанного типа целесообразно для тепловозов малой мощности, если используют высокотемпературное охлаждение, а также небольшую фронтальную поверхность радиатора, обслуживаемую одним вентилятором.

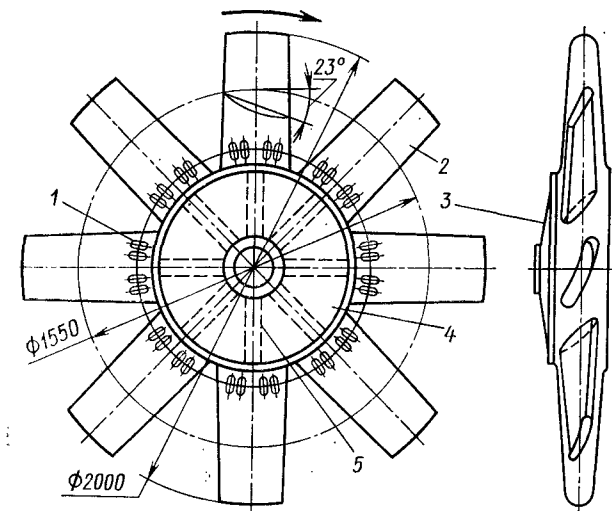


Рис. 142. Колесо вентилятора типа УК-2М холодильника тепловоза 2ТЭ10В:

1 — воротник жесткости; 2 — лопасть; 3 — обтекатель; 4 — барабан; 5 — ребро жесткости

При значительных расходах воздуха и сравнительно небольших аэродинамических сопротивлениях воздушных трактов осевые вентиляторы экономичнее, проще по конструкции, компактнее и легче, чем центробежные.

На отечественных тепловозах (табл. 20) применяют осевые вентиляторы с закрученными лопастями УК-2 и УК-2М, а также с прямыми незакрученными лопастями серии У. Максимальный КПД вентиляторов серии У составляет 0,6—0,72. Применение закрученных лопаток у лопастей вентиляторов УК-2 и УК-2М повышает КПД до 0,8—0,85. Вентиляторы УК-2М (рис. 142) имеют равномерную закрутку лопаток по длине, а УК-2 — неравномерную.

КПД вентиляторов растет с увеличением диаметра вентиляторного колеса. Поэтому при конструировании необходимо максимально увеличивать его. С другой стороны, при применении ступенчатого регулирования приходится устанавливать несколько вентиляторных колес (на тепловозе 2ТЭ116 — четыре).

Исходными данными для расчета вентилятора являются расход воздуха и давление, соответствующие расчетному режиму холодильника. Расчет ведут в последовательности, приведенной ниже.

1. Определяют среднюю температуру воздуха в шахте холодильника

$$t_{вз. ш} = \frac{\sum_{i=1}^I n_c F_c u_{вз} t_{вз}}{\sum_{i=1}^I n_c F_c u_{вз}},$$

где n_c — число секций, входящих в шахту холодильника, обслуживаемого вентилятором; i — число групп секций, характеризующихся одинаковыми параметрами; F_c — теплопередающая поверхность секции, m^2 ; $u_{вз}$ — расчетная массовая скорость в узком сечении секции, $kg/m^2 \cdot s$; $t_{вз}$ — температура воздуха на выходе из секций i -й группы, $^{\circ}C$.

2. Определяют необходимый расход, $m^3/ч$, вентилятора

$$G_{в.х} = \frac{\sum_1^i n_c F_c u_{вз}}{\rho_{вз} x},$$

где $\rho_{вз.х}$ — плотность воздуха перед входом в вентилятор, kg/m^3 . Снижение давления в шахте не учитывают.

3. Определяют скорость воздуха, m/s , в сечении, ометаемом лопастями вентилятора,

$$v_{ом} = \frac{G_{вх}}{F_{ом}} = \frac{4G_{вх}}{\pi D^2 (1 - d^2)},$$

где $F_{ом}$ — площадь, ометаемая лопастями вентилятора, m^2 ; D — диаметр вентиляторного колеса, m ; $d = d/D$ — относительный диаметр втулки вентилятора; d — диаметр втулки вентилятора, m .

4. Определяют степень поджатия потока

$$n_{п} = \frac{F_{фр}}{F_{ом}} = \frac{8A'B'}{\pi D^2 (1 - d^2)},$$

где $F_{фр}$ — общая площадь фронта радиатора, обслуживаемая вентилятором, m^2 ; A' — ширина радиатора (с одной стороны теплового), m ; B' — высота шахты с радиаторами, m .

5. Определяют коэффициент аэродинамического сопротивления шахты

$$\zeta_{ш} = [1,84 + (1,1/n_{п}) - (0,76D/A')] \bar{d}^{-0,24} - 1.$$

6. Полное давление, создаваемое вентилятором,

$$H' = \Delta p_{бж} + \Delta p_c + \Delta p_{ш} + \Delta p_{вж} + 0,5 \rho_{вз} x v_{ом}^2,$$

где $\Delta p_{бж}$, Δp_c , $\Delta p_{ш}$, $\Delta p_{вж}$ — аэродинамическое сопротивление соответственно боковых жалюзи, секций шахты холодильника и сетки или жалюзи на выходе из вентилятора, $Па$; $v_{ом}$ — средняя скорость воздуха в сечении, ометаемом лопастями вентилятора, m/s .

Аэродинамическое сопротивление боковых жалюзи

$$\Delta p_{бж} = 0,5 \zeta_{ж} \rho_{вз} v_{бж}^2,$$

где $\zeta_{ж}$ — коэффициент сопротивления жалюзи, для полностью открытых $\zeta_{ж} \approx 0,24$; $\rho_{вз}$ — плотность наружного воздуха перед фронтом боковых жалюзи при расчетной температуре, kg/m^3 ; $v_{бж}$ — скорость воздуха перед фронтом боковых жалюзи, $v_{бж} =$

$= (u_{вз}/\rho_{вз}) (F_{вз.с}/F_{фр.с})$; $F_{вз.с}$ — живое сечение секции для прохода воздуха в наиболее узком месте, m^2 ; $F_{фр.с}$ — фронтальная поверхность секции, m^2 .

Аэродинамическое сопротивление секций Δp_c подсчитывают в зависимости от конструкции секции и числа Рейнольдса (определенного при тепловом расчете). Вначале необходимо вычислить число Эйлера Eu , а затем

$$\Delta p_c = Eu (u_{вз}^2/9,81 \rho_{вз}).$$

Аэродинамическое сопротивление шахты при однорядном расположении секций

$$\Delta p_{ш} = 0,5 \zeta_{ш} \rho_{вз} v_{оп}^2.$$

7. Задаваясь несколькими произвольно выбранными значениями угловой скорости вращения $f \cdot s^{-1}$ рабочего колеса вентилятора, подсчитывают для каждой из них окружную скорость внешних кромок лопаток рабочего колеса

$$\omega = \pi D f.$$

По условиям прочности $\omega < 120 \text{ м/с}$.

8. Площадь рабочего колеса вентилятора по внешнему диаметру

$$F_{вк} = \pi D^2/4.$$

9. Относительный расход, соответствующий различным ω , рассчитывают по выражению

$$\bar{G} = G/F_{вк}.$$

10. Относительное давление, соответствующее различным ω , рассчитывают по выражению

$$\bar{H}' = H'/\rho_{вз} x \omega^2.$$

11. По полученным парным значениям \bar{G} и \bar{H}' на планшете безразмерной характеристики вентилятора (рис. 143) определяют несколько точек и соединяют их плавной линией. Эта линия является безразмерной характеристикой сети. Точки пересечения безразмерной характеристики сети с безразмерными характеристиками вентилятора $\bar{H}' = f(\bar{G})$ при различных углах наклона лопаток являются рабочими точками вентилятора.

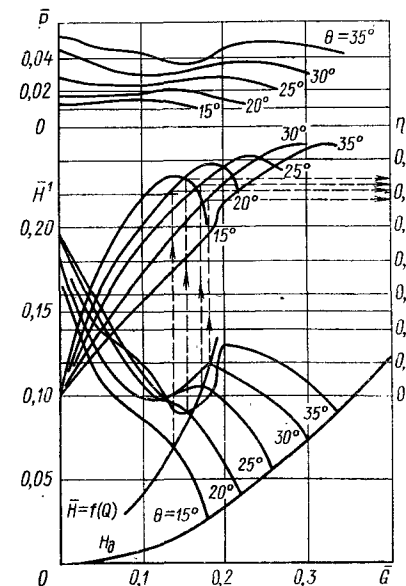


Рис. 143. Безразмерные аэродинамические характеристики вентиляторов УК-2М

12. Для полученных рабочих точек находят по планшету характеристик вентилятора значения его КПД η_v и выбирают угол наклона лопаток, соответствующий максимальному η_v . Рабочим участком аэродинамической характеристики вентилятора должна приниматься та ее часть, на которой $\eta_v \geq 0,8\eta_{v \max}$ при заданном угле наклона лопаток.

13. Мощность, потребляемую вентилятором, вычисляют по формуле (25). Мощность, отбираемая от дизеля на все вентиляторы холодильника,

$$P_{\Sigma} = \sum P_v / \eta_{\Pi}.$$

В реальных условиях работы тепловоза воздушный поток на входе в вентилятор имеет значительную неравномерность. Поэтому фактический напор, развиваемый вентилятором, на 20—25 % меньше расчетного, что необходимо учитывать в расчете.

Пример расчета вентилятора тепловоза. Выбираем вентилятор типа УК-2, $D_k = 1600$ мм; $d_v = 720$ мм; $n_c = 12$; шаг оребрения 2,3 мм; длина секции 1,206 мм; $\theta = 14,2$; $u_{вз} = 9$ кг/(м²·с); $t'_{вз} = 78,1$ °С; $F_c = 21$ м²; $R_{евз} = 1790$; $\rho_{вз, х} = 1,22$ кг/м³.

1. Средняя температура воздуха в шахте холодильника

$$t'_{вз, ш} = t'_{вз} = 78,1$$
 °С.

2. Необходимая производительность вентилятора

$$G_{в, х} = \frac{12 \cdot 0,1361 \cdot 9}{1,22} = 12 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Скорость воздуха в сечении, ометаемом лопастями вентилятора,

$$v_{ом} = \frac{G_{вх}}{F_{ом}} = \frac{4G_{вх}}{\pi D^2 (1 - d^2)} = \frac{4 \cdot 12}{3,14 \cdot 1,6^2 (1 - 0,45^2)} = 7,49 \text{ м/с},$$

$$\text{где } d = \frac{d}{D} = \frac{720}{1600} = 0,45.$$

4. Степень поджатия потока

$$n_{\Pi} = \frac{F_{фр}}{F_{ом}} = \frac{8 \cdot 2,624 \cdot 1,9}{3,14 \cdot 1,6^2 (1 - 0,45^2)} = 6,22,$$

где $A' = 2,624$ м; $B' = 1,9$ м.

5. Коэффициент аэродинамического сопротивления шахты

$$\zeta_{ш} = \left(1,84 + \frac{1,1}{6,22} - \frac{0,76 \cdot 1,6}{2,624} \right) 0,45^{-0,24} - 1 = 0,881.$$

6. Полное давление, создаваемое вентилятором,

$$H' = 5,2 + 7 + 561 + 30,2 + 0,5 \cdot 1,22 \cdot 7,49^2 = 638 \text{ Па}.$$

В этой формуле слагаемые определяют следующим образом: сопротивление боковых жалюзи

$$\Delta P_{б, ж} = 0,5 \cdot 0,24 \cdot 1,22 \cdot 5,94^2 = 5,2 \text{ Па},$$

где скорость воздуха перед фронтом боковых жалюзи

$$V_{б, ж} = \left(\frac{9}{1,22} \right) \left(\frac{0,149}{0,185} \right) = 5,94 \text{ м/с};$$

$$F_{вз, с} = 0,149 \text{ м}^2;$$

$$F_{фрс} = 1,206 \cdot 0,153 = 0,185 \text{ м}^2;$$

аэродинамическое сопротивление секции

$$\Delta p_c = 8,45 \frac{81}{1,22} = 561 \text{ Па},$$

где число Эйлера

$$Eu = \frac{38,5 \cdot 10^{0,482}}{1790^{0,35}} = 8,45;$$

аэродинамическое сопротивление шахты

$$\Delta p_{ш} = 0,5 \cdot 0,881 \cdot 1,22 \cdot 7,49^2 = 30,2 \text{ Па};$$

аэродинамическое сопротивление верхних жалюзи

$$\Delta p_{в, ж} = 1,35 \cdot 5,2 = 7 \text{ Па}.$$

7. Задаемся несколькими значениями угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора:

$$f_1 = 22 \text{ с}^{-1}; f_2 = 20 \text{ с}^{-1}; f_3 = 18 \text{ с}^{-1}; f_4 = 16 \text{ с}^{-1}.$$

Соответствующие скорости верхних кромок лопаток рабочего колеса вентилятора

$$\omega_1 = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 22 = 110,5 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 20 = 100,5 \text{ м/с};$$

$$\omega_3 = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 18 = 90,4 \text{ м/с};$$

$$\omega_4 = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 16 = 80,4 \text{ м/с}.$$

8. Площадь рабочего колеса вентилятора по внешнему диаметру

$$F_{в, к} = \frac{3,14}{4} 1,6^2 = 2,01 \text{ м}^2.$$

9, 10. Вычисляют относительные расходы и давление (табл. 21).

11, 12. Полученные рабочие точки и соответствующие им КПД приведены в табл. 22.

Выбираем угол установки лопаток $\theta = 15^\circ$, так как он соответствует $\eta_{v \max} = 0,478$.

Таблица 21

| Значения $\bar{\sigma}$ и \bar{H}' | | | | |
|--------------------------------------|--------|--------|-------|--------|
| $\omega, \text{ м/с}$ | 110,5 | 100,5 | 90,4 | 80,4 |
| $\bar{\sigma}$ | 0,054 | 0,0594 | 0,066 | 0,0743 |
| \bar{H}' | 0,0428 | 0,0518 | 0,064 | 0,081 |

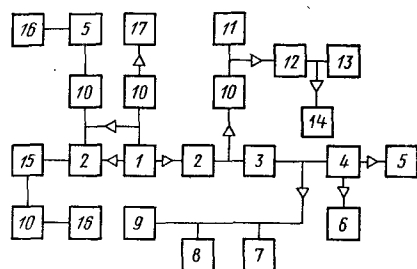


Рис. 145. Структурная схема воздуха автоматической системы управления:

1 — питательная магистраль тормозной системы; 2 — фильтр; 3 — клапаны максимального давления; 4 — поездной контактор; 5 — электропневматические вентили; 6 — манометр; 7 — реверсор; 8 — групповые контакторы; 9 — патрубок для обдува генератора и высоковольтных камер; 10 — краны; 11 — стеклоочистители; 12 — клапаны сифонов и свистка; 13 — тифон; 14 — свисток; 15 — регулятор давления; 16 — пневмоцилиндр; 17 — патрубок для обдува холодильника

магниты, широко применяющиеся в цепях локомотивов, непригодны, так как развиваемая ими сила резко изменяется даже при относительно небольшом перемещении. Мощные электромагниты дороги и потребляют много электроэнергии. Пневматический привод позволяет получать большие силы, не изменяющиеся в зависимости от времени и перемещений при малой затрате цветных металлов и небольшом расходе электроэнергии.

Системы воздухопроводов управления отечественных тепловозов в принципе одинаковые.

Сжатый воздух из питательной магистрали 1 тормозной системы тепловоза (рис. 145) через фильтры 2 и разобщительный кран 10 поступает к приборам (тифоны 13, свистки 14, стеклоочистители 11, цилиндры 16 открытия жалюзи, муфта вентилятора, привод автосцепки и др.), питающимся воздухом под давлением 0,7—0,9 МПа. Для работы этих приборов нет необходимости точно поддерживать давление в воздушной магистрали.

Для целого ряда приборов (электропневматические вентили песочной системы, контакторы, вентили дистанционного управления тормозом, контроллер, реверсор и др.) давление и точность его поддержания являются решающими в работе. Питание этих приборов осуществляют через клапан максимального давления 3, отрегулированный на поддержание давления 0,55—0,6 МПа и контролируют манометром 6. Система имеет патрубки 9 и 17 для отбора воздуха при обдуве холодильника, главного генератора и высоковольтных камер.

На электровозах часть системы, связанная с управлением работой дизеля, отсутствует. Зато имеются другие элементы, например пневматический привод пантографа. На электровозе ВЛ80 сжатый воздух используют в устройстве для догрузки крайних осей секций электровоза.

Оборудование воздушной системы автоматики. Основным элементом большинства пневматических приводов является закрытый с одной стороны цилиндр с поршнем. Сила создается сжатым воздухом и реализуется при его перемещении. Сложные пневматические приводы имеют несколько цилиндров. На локомотивах применяют также и диафрагменный привод.

Впуск и выпуск сжатого воздуха в пневматический цилиндр привода управляют при помощи электропневматических вентилей. Вентили устанавливают на приводах реверсора и электропневматических контакторов, на меха-

низме управления регулятором дизеля, клапанах песочниц, управления жалюзи холодильника, муфты включения вентилятора и др.

Компрессоры предназначены для обеспечения локомотива и ведомого им состава сжатым воздухом, необходимым для систем торможения, управления, противопожарной и песочной автоматики, а в некоторых случаях для пуска дизеля. Как правило, на локомотивах с автономной энергетической установкой на одну секцию устанавливают один компрессор. Электровоз кроме основных (главных) компрессоров имеет вспомогательные, предназначенные для подъема пантографа и включения главного выключателя при отсутствии воздуха в главных резервуарах.

Особенность работы локомотивного компрессора заключается в том, что нагнетание воздуха происходит в ограниченный объем. Поэтому необходимо по достижении рабочего давления в системе либо отключать компрессор, либо перепустить воздух в атмосферу. Первый способ предпочтительнее, так как он более экономичен, но требует усложнение конструкции привода.

Подачу компрессорной установки локомотива выбирают в соответствии с нормами МПС. Минимальный расход установки при противодавлении 0,9 МПа и номинальном режиме работы для магистральных локомотивов составляет 4 м³/мин, на маневровых локомотивах целесообразно применять компрессоры с тем же расходом, что и у магистральных.

Компрессор локомотива выбирают по номинальной подаче, определяемой максимально возможным расходом воздуха в системах локомотива и поезда. Общий расход воздуха в поезде

$$G_{об} = G_{ут} + G_{тор} + G_{др},$$

где $G_{ут}$ — расход воздуха на утечки, л/ч, $G_{ут} = 60 \Delta p_{ут} V_{тс}$; $G_{тор}$ — расход воздуха на торможение, л/ч, $G_{тор} = \Delta p_m (V_m + V_{зр} + V_{рр}) n_t$; $G_{др}$ — прочий расход, для современных локомотивов $G_{др} = 12\,000$ л/ч; $\Delta p_{ут}$ — допускаемое снижение давления в магистральном воздухопроводе через неплотности при отсутствии питания за 1 мин, $\Delta p_{ут} = 20$ кПа; Δp_m — снижение давления в магистрали при торможении, при регулировочных торможениях $\Delta p_m = 80$ кПа; $V_{тс}$, V_m , $V_{зр}$, $V_{рр}$ — объем соответственно тормозной сети (магистрального воздухопровода с отводами, запасных резервуаров и рабочих камер), магистрального воздухопровода, запасных резервуаров и рабочих резервуаров, л; n_t — число регулировочных торможений в час, $n_t = 6 \div 10$.

По основным характеристикам из каталогов выбирают необходимый компрессор (табл. 23).

Поршневые компрессоры широко распространены в практике отечественного локомотивостроения, и классифицируют их по следующим признакам: по числу цилиндров — на одноцилиндровые и многоцилиндровые; по числу ступеней сжатия — на одноступенчатые и многоступенчатые; по расположению цилиндров — на горизонтальные, вертикальные, V-образные и W-образные;

Техническая характеристика локомотивных компрессоров отечественного производства

| Показатели | КТ6Эл | | | | | | | | | | КТ6 | | | | | | | | |
|---|--------|------------|------|------|------|------|-------|-----|------|------|-------|-------|----------|--------|---------|--------|-----|-------|-----|
| | 5,3 | 5,3/2,75 | 5,3 | 5,25 | 3,5 | 1,75 | 3 | 1,5 | 3,5 | 1,75 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Подача, м³/мин | 44 | 44/24,2 | 44 | 37 | 27,5 | 13,3 | 21,06 | 15 | 32 | 13,3 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Давление нагнетания, МПа | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Потребляемая мощность, кВт | 8,32 | 8,32/8,76* | 8,32 | 7,04 | 7,85 | 7,6 | 7,02 | 10 | 9,15 | 7,6 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Мощность, кВт, приходящаяся на 1 м³/мин расхода | 140 | 140/73 | 140 | 240 | 240 | 240 | 170 | 170 | 240 | 240 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Угловая скорость вращения коленчатого вала, с⁻¹ | 646 | 630 | 646 | 310 | 200 | 125 | 344 | 238 | 380 | 320 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Масса компрессора без масла, кг | | | | | | | | | | | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Число ступеней сжатия | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Число цилиндров | 3 | 3 | 3 | 6 | 4 | 2 | 2** | 1** | 2 | 2 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Число цилиндров I ступени | 2 | 2 | 2 | 3 | 2 | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Диаметр цилиндров, мм: | | | | | | | | | | | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| I ступени | 198 | 140 | 140 | 140 | 140 | 140 | 185 | 185 | 190 | 190 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| II ступени | 155 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 152 | 152 | 110 | 110 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Ход поршня, мм | 144*** | 98 | 98 | 98 | 98 | 98 | 80 | 80 | 110 | 58 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| Габаритные размеры, мм: | | | | | | | | | | | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| высота | 760 | 760 | 760 | 805 | 625 | 460 | 526 | 535 | 685 | 670 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| длина | 1320 | 1255 | 1320 | 835 | 835 | 775 | 1071 | 462 | 860 | 765 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |
| ширина | 1105 | 1105 | 1105 | 670 | 670 | 665 | 1070 | 235 | 968 | 890 | ПК-17 | ПК-35 | ВВ-1,5/9 | ВЛ-3/9 | ПК-1,75 | ПК-3,5 | КТ7 | КТ6Эл | КТ6 |

* Показатели при различной частоте вращения коленчатого вала.
** С дифференциальными поршнями.
*** В компрессорах КТ6, КТ7 и КТ6Эл ход поршня левого равен 144, среднего — 153 и правого — 146 мм.

* Показатели при различной частоте вращения коленчатого вала.

** С дифференциальным поршнем.

*** В компрессорах КТ6, КТ7 и КТ6Эл ход поршня левый равен 144, среднего — 153 и правый — 146 мм.

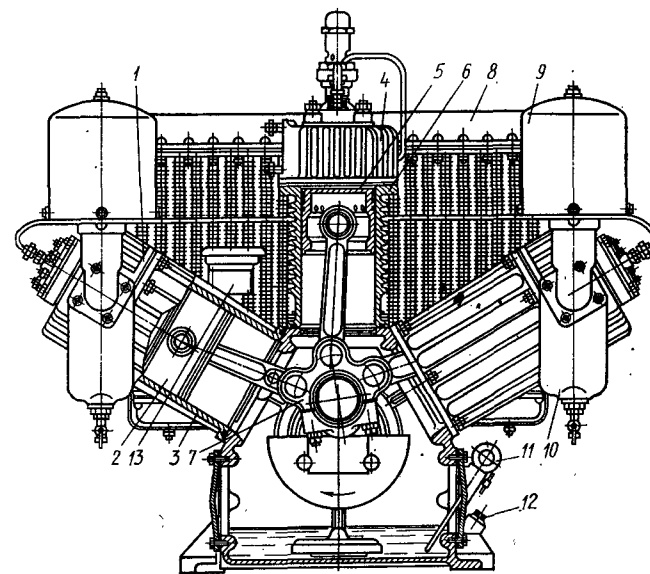


Рис. 146. Компрессор КТ6:

1 — клапанная коробка цилиндра низкого давления; 2 — поршень цилиндра низкого давления; 3 — цилиндр низкого давления; 4 — клапанная коробка цилиндра высокого давления; 5 — поршень цилиндра высокого давления; 6 — цилиндр высокого давления; 7 — узел шатунов; 8 — промежуточный холодильник; 9 — воздушный фильтр; 10 — маслоотделитель; 11 — щуп; 12 — пробка горловины для заливки масла; 13 — сапун

по направлению движения воздуха в цилиндре — на прямоточные и непрямые;

по числу рабочих сторон поршня — на одинарного и двойного действия.

На форму компрессора, его размеры и расположение цилиндров существенно влияет компоновка локомотива. Ограничения по массе и габаритным размерам обусловили первоочередное развитие W- и V-образных компрессоров.

Более 80% общего числа тепловозов и большинство электровозов оборудовали до последнего времени W-образными компрессорами КТ6 (рис. 146) и его модификации КТ7. Компрессоры КТ6, КТ7, КТ6Эл поршневые трехцилиндровые двухступенчатого сжатия воздуха с промежуточным охлаждением его в холодильнике.

Большая уравновешенность V-образных компрессоров позволяет принимать для них более высокую частоту вращения коленчатого вала и движения поршней, чем для W-образных, или при одинаковых для таких компрессоров частотах вращения вала выбирать большие размеры цилиндров. Это приводит в конечном итоге к снижению их массы. На тепловозах преимущественно распространены W-образные компрессоры. Это вызвано тем, что на них используют привод компрессора непосредственно от дизеля. Применяют строго определенные по расходу быстрходности, форме и габаритным размерам компрессоры. Номинальный расход их заведомо завышают и не используют.

§ 34. ПЕСОЧНЫЕ СИСТЕМЫ

Песочная система служит для хранения и подачи песка под колеса с целью повышения сцепления движущих колес с рельсами. Необходимость в этом возникает при трогании локомотива с места,

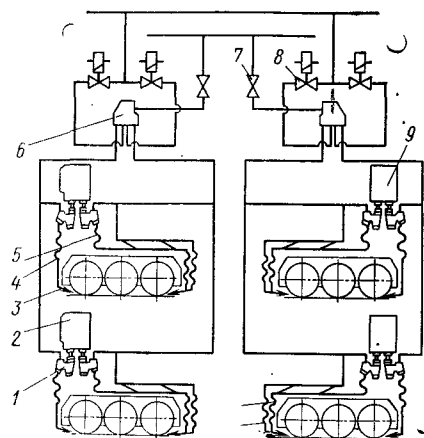


Рис. 147. Принципиальная схема песочной системы:

1 — форсунка; 2 — передний бункер; 3 — наконечник; 4, 5 — шланги; 6 — воздухо-распределитель; 7 — разобщительный кран; 8 — электропневмовентиль; 9 — задний бункер

для уменьшения опасности буксования, при следовании с составом в кривых, на подъеме или при резком торможении (во избежание юза), особенно если поверхности рельсов замаслены или влажны. На современных локомотивах наибольшее распространение получила песочная система с дистанционным

электропневматическим управлением. В песочную систему входят: бункеры для хранения песка, электропневматические клапаны, воздухораспределители, форсунки, трубопроводы, электрическая система управления.

Схема песочной системы локомотива (рис. 147). Песок подсыпают под крайние колесные пары каждой тележки, т. е. под четыре колесные пары. При движении локомотива песок на рельсы подают только под две колесные пары (передние по направлению движения каждой тележки). Управляют песочной системой при помощи педали 9, расположенной в кабине машиниста. При нажатии на педаль песочницы замыкается электрическая цепь, и ток от источника питания поступает к контактам реверсора, а затем к катушке соленоида электропневмовентилей 8 переднего или заднего хода. Клапан электропневмовентилей 8 открывает доступ воздуха из питательной магистрали к воздухораспределителям 6, которые направляют воздух из магистрали через редукционные клапаны к форсункам 1 песочниц.

Направленный воздухораспределителем 6 воздух разрыхляет песок, находящийся в камере форсунки, подает его к соплу и уносит в трубопровод. Из трубопровода через соответствующие концевые шланги 4 и 5 песок поступает под колесные пары. При изменении направления движения локомотива включается в работу вторая пара воздухораспределителей. Подача песка под любую тележку может быть прекращена при перекрытии разобщительного крана 7. Наличие этого крана позволяет экономить песок в эксплуатации, когда, например, буксует только передняя тележка.

Трубы, подводящие песок к третьей и четвертой осям у шестиосного локомотива и второй, третьей — у четырехосного, имеют большие горизонтальные участки, в которых наблюдается иногда слеживание песка. Поэтому по длине этих участков и к месту контакта колеса с рельсом обеспечен дополнительный подвод воз-

духа (на тепловозе 2ТЭ10В три дополнительных подвода). При регулировке песочниц подача песка под заднюю (по ходу движения) тележку должна составлять около 70% подачи под переднюю.

При существующей емкости локомотивных песочниц повышенный расход песка нередко ограничивает возможности удлинения участка обращения. Кроме того, лишний песок засоряет балластный слой пути, увеличивает прокат бандажей локомотивов и вагонов, а также сопротивление движению, налипая на колеса и счищаясь тормозными колодками. Поэтому основным вопросом при конструировании песочной системы является обеспечение минимально допустимого расхода песка.

Исследования ЦНИИ МПС показали, что максимальное количество песка, подаваемого в контакт колеса с рельсом для эффективного сцепления, должно составлять 0,6—1 кг/мин (меньшая цифра для тепловозов, большая для электровозов). Подача песка не должна превышать 1,5—1,6 кг/мин для электровозов и 50% этого количества — для тепловозов, учитывая неизбежные потери песка от бокового ветра, а также импульсную работу песочниц. При увеличении скорости движения локомотива от 6 до 20 км/ч количество песка следует увеличивать на 20—30%. Наибольший эффект в повышении тягового усилия достигается применением песка с размерами зерен 0,1—0,3 мм.

Песочные бункеры предназначены для размещения песка. Их располагают по концам локомотива. Обычно для каждой стороны тележки имеется свой бункер, и, таким образом, их на локомотиве четыре. В нижней части бункеров располагают отверстия для отвода песка к форсункам. Для очистки в нижней части бункера устанавливают люки. Засыпная горловина имеет сетку, задерживающую крупные примеси в песке. Бункеры выполнены герметичными во избежание увлажнения песка. Их емкость выбирают в зависимости от рода службы и типа локомотива (маневровые локомотивы с индивидуальным приводом осей имеют максимальную емкость, пассажирские локомотивы с групповым приводом осей — минимальную), исходя из условия обеспечения локомотива песком на межэксплуатационный срок (табл. 24). Чаще всего песочные бункеры устанавливают на главной раме тепловоза, однако легкие песочницы иногда устанавливают на рамах тележек.

Форсунки предназначены для подачи песка из песочного бункера в пескопровод и создания необходимой скорости песочной струи и расхода песка под колесо. От конструкции форсунки зависят надежность и экономичность работы песочной системы, а значит и всего локомотива.

На рис. 148 изображена форсунка, которую используют в настоящее время на тепловозах ТЭЗ, ТЭМ2, ТГМ3А и других локомотивах. Воздух из воздухораспределителя подается в форсунку по каналу А. Его подачу регулируют регулировочным винтом 3 и винтом 4. Песок из бункера попадает самотеком в полость форсунки и удерживается от дальнейшего самопроизвольного высы-

Технические характеристики песочных систем тепловозов

| Параметр | Узкоколейных | | | Маневровых | | Грузовых | | Пассажирских | | | |
|---|--------------|---------|---------|------------|----------|----------|----------|--------------|----------|---------|---------|
| | Т76А | Т77 | Т716 | ТМ3 | ТМ2, ТМ1 | ТЭ3 | 2ТЭ10В | 2ТЭ11В | ТЭ10 | ТЭ16 | ТЭ12 |
| Число движущих осей | 2 | 4 | 2 | 4 | 2 | 4 | 6 | 2 | 6 | 2 | 4 |
| Число осей, под которые подается песок | 600 | 420 | 800 | 900 | 2000 | 400 | 1000 | | 700 | 600 | 600 |
| Общий запас песка | 0,4—0,5 | 0,4—0,5 | 1,5—2,0 | 1,5—2,0 | 2,0—2,5 | 2,4—5,0 | 0,75—1,0 | | 5,0—10,0 | 2,4—5,0 | 2,4—5,0 |
| Расход песка под колесные пары, кг/мин: | | | | | | | | | | | |
| крайние | 0,4—0,5 | 0,7—1,5 | 0,7—1,5 | 0,7—1,5 | 0,6—1,5 | 1,0—2,0 | 0,75—1,0 | | 2,0—4,0 | 1,0—2,0 | 1,0—2,0 |
| средние | 0,5 | — | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 2,0 | 1,0 | | 4,0 | 2,0 | 0,8 |

пания порожком 6 форсунки. Во время работы воздух, идущий через канал 2, разрыхляет песок, а воздух, идущий через сопло 5, создает разрежение в полости форсунки (форсунка работает как эжектор). Разрыхленный песок устремляется в зону разрежения (песочный трубопровод) и поступает далее под колеса локомотива. Основное преимущество этих форсунок заключается в том, что они позволяют создавать сравнительно большую скорость истечения песка при умеренном его расходе. Обычно причиной отказа форсунки служит засорение рыхлительного канала в ее корпусе. Реже наблюдается засорение мелким песком (пылью) воздушного сопла, через которое подается воздух для транспортировки песка.

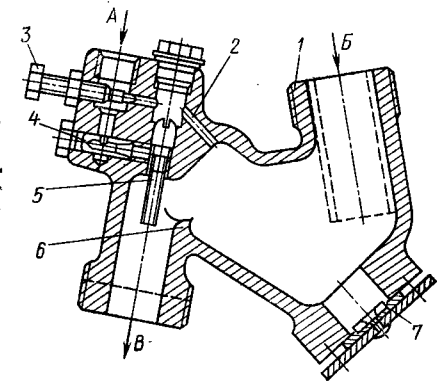
Форсунки песочниц, применяемые на зарубежных железных дорогах, принципиально не отличаются от форсунок отечественной конструкции.

Трубопроводы. При проектировании необходимо, чтобы гидравлические сопротивления трубопроводов от воздухораспределителя до каждой форсунки были равны. Если это не удастся, то следует осуществлять питание форсунок сжатым воздухом отдельно. Такие меры способствуют увеличению быстродействия песочной системы и одновременности срабатывания форсунок.

Трубы песочницы располагают таким образом, чтобы концы их находились на расстоянии 50—65 мм от головки рельса с наклоном 13—15° к оси рельса. Их изготавливают из

Рис. 148. Форсуника песочницы тепловозов ТЭ3, ТЭМ2, ТГМ3А:

1 — корпус; 2 — канал; 3 — регулировочный винт; 4 — винт; 5 — сопло; 6 — порожек; 7 — крышка; А — подвод воздуха от воздухораспределителя песочницы; Б — подвод песка из бункера песочницы; В — подача песка под колеса



стальных бесшовных или холодноотянутых труб с внутренним диаметром не менее 25—27 мм.

При расходе песка 1—1,5 кг/мин выходная скорость (по воздуху) должна в 3—3,5 раза превышать скорость ветра (при расчетной скорости поперечного ветра 10—12 м/с принимают $v_h = 30 \pm 42$ м/с). Чтобы обеспечить необходимую скорость песка на выходе, а также долговечность работы концевых труб, на их концы насаживают резиновые наконечники с выходным диаметром 18—20 мм. Форма выходного отверстия насадки практически не влияет на скорость и кучность струи, и поэтому можно применять любую, наиболее приемлемую технологически.

Необходимо избегать поворотов и делать их по возможности более плавными, так как износ трубопровода в месте изгиба в 500—2000 раз больше износа прямых участков.

§ 35. СИСТЕМЫ ПОЖАРУТУШЕНИЯ

Для обеспечения пожарной безопасности на локомотивах применяют противопожарные системы, состоящие из средств пожарной сигнализации, автоматического и ручного пожаротушения.

Средства пожарной сигнализации. Тепловозы 2ТЭ10Л — первые советские локомотивы, на которых используют пожарную сигнализацию. Основными элементами системы автоматической сигнализации являются извещатели. Они должны обладать малой инерционностью и быть устойчивыми к переменным температурам и загазованности. Этим требованиям соответствуют извещатели, реагирующие на ультрафиолетовое излучение открытого пламени, на дым, на повышение температуры в месте установки (термоизвещатель).

Извещатель первого типа применяют в помещениях с температурой от —10 до +40 °С с относительной влажностью воздуха до 80%. Основные недостатки — чувствительность к парам кислот и щелочей и малая эффективность в загроможденных помещениях.

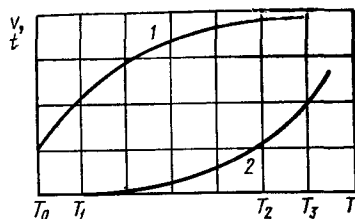


Рис. 149. Время срабатывания различных пожарных извещателей:

1 — нарастания концентрации дыма; 2 — температуры в зоне огня; T_0 — светового извещателя; T_1 — дымового извещателя; T_2 — дифференциального теплового извещателя; T_3 — максимального теплового извещателя

Чувствительным элементом извещателя, реагирующего на продукты горения (дым), является ионизированная камера. Такой извещатель применяют в закрытых помещениях с температурой от -30 до $+60^\circ\text{C}$ с относительной влажностью воздуха 80 %.

Чувствительным элементом термоизвещателя третьего типа служит полупроводниковое термосопротивление, надежно работающее при температуре окружающей среды от -50 до $+120^\circ\text{C}$ и относительной влажности до 98 %. В настоящее время эти термоизвещатели получили наибольшее распространение на локомотивах.

Кроме указанных выше извещателей применяют термоизвещатели, имеющие проводник из плавких сплавов. Достоинством таких извещателей является простота конструкции, эксплуатационная надежность, а также возможность размещения их практически в любом месте локомотива, в том числе в картре дизеля и тяговых двигателях. Быстродействие пожарных извещателей каждого типа различно (рис. 149).

В систему сигнализации кроме извещателей входит приемная станция, принимающая и подающая сигналы о пожаре, приводящая в действие средства пожаротушения, световую и звуковую сигнализацию для оповещения бригады о возникновении огня и его местонахождении.

На тепловозах используют приемные станции лучевого типа, рассчитанные на подключение двух лучей, в один из которых собираются сигналы с извещателей дизельного помещения ДП, в другой — с высоковольтной камеры ВК. При срабатывании извещателя приемная станция включает соответствующую сигнальную лампу «Пожар ДП» или «Пожар ВК» и подает звуковой сигнал.

В схеме пожарной сигнализации необходимо предусматривать возможность контроля основных цепей и их отключение. Целесообразно также наличие переключателя режимов работы (летнего и зимнего).

Средства пожаротушения. Ввиду хорошей проветриваемости внутреннего помещения, наличия большого числа вероятных очагов пожара и быстрого распространения пламени на локомотивах наибольшее распространение получило объемное тушение пожара. Этот способ тушения характеризуется тем, что огне-тушащий состав вводят в весь объем контролируемого помещения. На локомотивах применяют тушение:

объемное — водой из системы дизеля с 10%-ной добавкой по массе бромистого этила $\text{C}_2\text{H}_5\text{Br}$;

газовое объемное — огнегасящим составом «3,5» (смесь бромистого этила 95,8% и чистого хлороформа 4,2%) или фреоном; пенное.

Объемное тушение водой с добавлением бромистого этила производится через специальный трубопровод, к которому подключены распылители. В систему входят резервуар для хранения запаса бромистого этила емкостью 80 л, шестеренный насос с электродвигателем, распределительное устройство, водяной трубопровод с центробежным распылителем и воздушный трубопровод, которые подводят к резервуару с бромистым этилом. Бромистый этил в камеру смещения подается сжатым воздухом под давлением 0,55 МПа по команде с пульта машиниста.

Водная эмульсия бромэтила обладает повышенной эффективностью тушения в результате сочетания охлаждающего действия воды и ингибирующего действия галогенированных углеводов в газовой фазе. Из 1 кг жидкого бромистого этила получается 206 л паров.

Число распылителей находят из выражения

$$P(n) = 1 - e^{-(n/n^*)^{1/2}},$$

где $P(n)$ — вероятность возникновения пожара, для тушения которого необходимо включить n и менее распылителей; n — число распылителей, необходимое для тушения пожара; n^* — параметр распределения для рассматриваемой группы объектов.

Число распылителей (согласно усредненным статистическим данным, $n^* = 4,1$) следующее.

| | | | | | | | |
|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| Вероятность | 0,39 | 0,64 | 0,78 | 0,89 | 0,94 | 0,97 | 0,99 |
| Число распылителей | 1 | 5 | 10 | 20 | 30 | 50 | 100 |

Диаметр отверстия в резервуаре для подачи бромистого этила в воду определяют из условия получения расхода 25 л/мин, используя соотношение

$$F_{от} = G_{от}/(\lambda' \sqrt{H'}),$$

где $G_{от}$ — расход через отверстие; λ' — коэффициент расхода, принимаемый в данном случае равным 2,74; $F_{от}$ — эффективное сечение; H' — напор, равный p/ρ_3 ; p — давление воздуха (обычно 0,55 МПа); ρ_3 — плотность бромистого этила 1,125 г/м³.

После поступления сигнала о возникновении очага пожара приемная станция автоматически осуществляет следующие операции: останавливает дизель, включает автостоп; выключает вентилятор машинного отделения; по истечении 30 с подает воду и бромистый этил в расходный трубопровод.

Система газового объемного тушения пожара состоит из баллона высокого давления с составом «3,5». Емкость баллона 40 л, на головке его расположен пиропатрон.

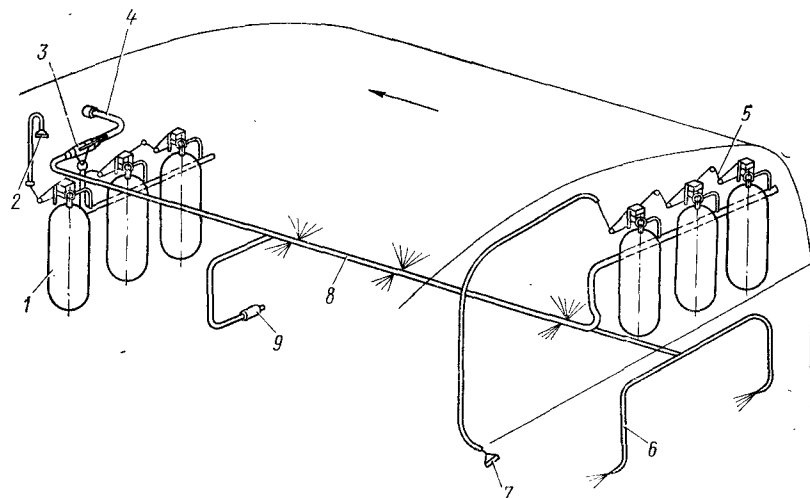


Рис. 150. Схема системы газового объемного пожаротушения:

1 — огнетушитель; 2 — рукоятка ручного привода в действие системы; 3 — кран трехходовой; 4 — трубопровод; 5 — бонка; 6 — распылительные патрубки; 7 — рукоятка тросового привода; 8 — распылительный трубопровод; 9 — пневмоцилиндр

При получении сигнала о пожаре от извещателя приемная станция подает напряжение для взрыва пиропатрона. После этого состав поступает в распределительное устройство и далее в машинное отделение или картер дизеля или в высоковольтную камеру и заполняет их объем парами состава.

Система пожаротушения машинного отделения дизельного поезда ДР1А (рис. 150) состоит из двух автономных установок (основной и резервной). Каждая из них имеет три огнетушителя, которые присоединены к общему распылительному трубопроводу с патрубками. В распылительном трубопроводе, проходящем вдоль всего машинного помещения, просверлены 79 отверстий диаметром 2 мм. Они обеспечивают распыл и равномерное распределение огнегасящего состава во всем объеме машинного помещения.

Бромистый этил обладает токсичностью, поэтому в настоящее время более широкое распространение получили установки пенного тушения. Система пенного тушения является наиболее предпочтительной из рассмотренных, так как пена, подаваемая ею к поверхностям горения и прекращающая доступ кислорода в зону горения, не оказывает разрушающего действия на оборудование локомотива.

Рабочей жидкостью системы является водный 4%-ный раствор пенообразователя, который обеспечивает 25—80-кратный выход пены. Система пенного тушения позволяет вести борьбу с огнем не только на самом локомотиве, но и на объектах вне его. Ее применяют на магистральных отечественных тепловозах ТЭ3, ТЭ7, ТЭП10, ТЭП70, 2ТЭ10В, ТЭ109.

Противопожарная установка тепловоза ТЭП70 состоит (рис. 151) из резервуара 9 для огнегасящей жидкости емкостью 290 л (270 л занимает вода и 11,6 л пенообразователь ПО-1, ГОСТ 6948—70) и двух генераторов 1 пены (смесителей). Пуск установки осуществляют одним из разобщительных кранов 2. Открыв один из двух кранов, можно тушить огонь с одного или двух постов. При открытии разобщительного крана воздух из главных воздушных резервуаров тормозной системы по питательной магистрали 10 поступает в ре-

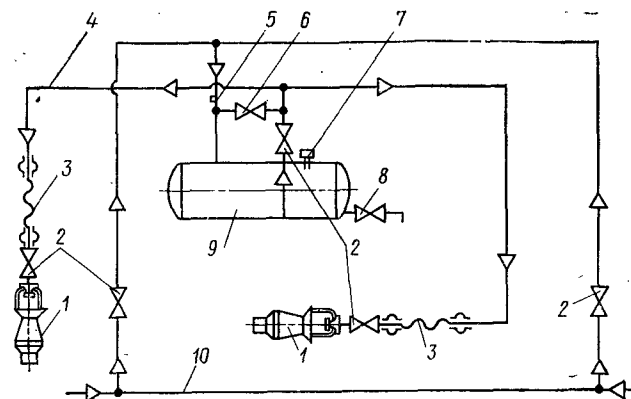


Рис. 151. Схема системы пенного пожаротушения:

1 — генератор (смеситель); 2 — разобщительный кран; 3 — шланг; 4 — трубопроводы; 5 — бонка для прохода воздуха; 6 — кран для продувки; 7 — горловина; 8 — спускной кран; 9 — резервуар; 10 — питательная магистраль

зервуар 9 и генераторы 1 пены. Под давлением воздуха 0,85 МПа раствор поступает по трубопроводам и шлангам в генератор, в котором образуется пена, и ее струя направляется на горящие предметы. Для удобства гашения огня генераторы 1 пены соединены с трубопроводом 4 гибкими резиноканевыми рукавами 3 длиной 8 м.

Установка работает при использовании одного смесителя в течение 10—12 мин, двух — в 2 раза меньше во времени. Длина струи пены достигает 4—5 м.

Кроме пожарной установки на локомотивах устанавливают огнетушители (табл. 25).

Резервуар для огнегасящей жидкости на тепловозе 2ТЭ10В находится в задней части дизельного помещения под крышей, на тепловозе ТЭ3 — на полу, а на тепловозе М62 вместо одного используют два резервуара с тем же общим объемом.

Таблица 25

Противопожарное оборудование для одной секции тепловозов

| Наименование | 2ТЭ10Л | ТЭ3 | ТЭП60 | ТЭМ2 | ТГМ3А | ТЭ109 |
|--|--------|-----|-------|------|-------|-------|
| Установка для тушения пожара (воздухопенная) | 1 | 1 | 2 | — | — | 1 |
| Огнетушитель: | | | | | | |
| пенный | 1 | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| углекислотный | 2 | 3 | 4 | 2 | 2 | 4 |
| Автоматическая система пожарной сигнализации | 1 | 1 | 1 | — | — | 1 |

§ 36. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования воздуха предназначены для создания в кабине машиниста локомотива климатических условий, отвечающих санитарно-гигиеническим требованиям. Системы должны обеспечивать непрерывную приточную вентиляцию кабины с подогревом воздуха в холодный период года и охлаждением в жаркий. Необходимость кондиционирования воздуха обусловлена низкой теплоустойчивостью кабины машиниста, быстрым перемещением локомотива из одной климатической зоны в другую.

Установки кондиционирования воздуха должны обеспечить следующие климатические условия в кабине машиниста:

относительную влажность воздуха 30—60 %;

среднюю температуру воздуха в кабине в осенне-зимний и весенний периоды года 16—18 °С;

среднюю температуру воздуха в летний период года при температуре наружного воздуха 27, 35, 40, 42 °С соответственно 20—22, 25, 28, 30 °С;

разность температуры внутренних поверхностей кабины (стен, пола, потолка) и воздуха не более 5—6 °С.

Установка кондиционирования воздуха состоит из следующих систем: очистки воздуха, подогрева, автоматического управления и электроснабжения.

Система очистки воздуха забирает воздух из атмосферы и кабины, очищает от пыли, производит смешивание и обеспечивает заданную подвижность смеси в кабине. Система вентиляции должна подавать в кабину не менее 50 м³/ч наружного воздуха на одного человека при скорости его движения в зоне рабочего места машиниста не более 0,6—0,7 м/с, обеспечивая подпор воздуха в кабине движущегося локомотива при закрытых окнах и дверях не менее 40—60 Па.



Рис. 152. Распределение потоков охлажденного воздуха по кабине. Цифрами указана скорость воздуха в м/с

При распределении потоков по кабине машиниста тепловоза 2ТЭ10Л-057 (рис. 152) большая часть воздуха, выходящего из установки кондиционирования, направляется на потолок, переднее стекло и в угол между лобовой и боковой стенкой. После отражения от столика машиниста и пульта управления локомотива воздушные потоки идут вниз, далее поднимаются вверх и всасываются в установку кондиционирования.

Разность температуры между внутренним и приточным охлажденным воздухом не должна

превышать 5—6 °С. При разности температур 10—12 °С струю охлажденного воздуха необходимо направлять вдоль потолка или по стенам с тем, чтобы зона дыхания людей была вне зоны потока, имеющего пониженную температуру. При более низкой температуре охлажденного воздуха необходимо перед раздачей его по кабине смешивать с внутренним воздухом.

Установка должна иметь фильтры, позволяющие подавать в кабину очищенный воздух (коэффициент очистки $\eta' = 95\%$). Предельно допустимое содержание пыли в воздухе должно быть не более 1 мг/м³, а предельно допустимая концентрация углекислого газа не более 1 л/м³.

Система подогрева воздуха в кондиционере в холодное время года осуществляет нагрев воздуха в кабине. Температуру воздуха в кабине поддерживают при помощи системы отопления и калорифера установки кондиционирования. На тепловозах рационально использовать в качестве источника тепла горячую воду, циркулирующую в системе охлаждения дизеля; на локомотивах других типов — электрическую энергию. Расчетная наружная температура воздуха при работе калорифера минус 50 °С.

Система охлаждения снижает температуру воздуха, оборудования и стен кабины при помощи установленного в нагнетательном вентиляционном канале воздухоохладителя. Систему охлаждения, включая ее вентиляторы, komponуют в одном корпусе кондиционера. Для охлаждения воздуха применяют компрессионные холодильные установки. Хладагентами являются дифтордихлорметан и дифторхлорметан, которые позволяют получать температуру кипения до минус 30 — минус 40 °С.

Расход холодильной установки определяют из условия расчетной температуры атмосферного воздуха плюс 42 °С.

Система автоматического управления установкой кондиционирования воздуха обеспечивает работу систем вентиляции, отопления и охлаждения воздуха на заданных режимах. В системе предусмотрена возможность включения установки кондиционирования при выходе из строя устройств автоматики.

Системы автоматики установок кондиционирования воздуха по принципу действия делят на двухпозиционные и пропорциональные. В первых регулирующий орган, например система охлаждения, либо включается, либо отключается. Во вторых регулирующий орган изменяет расход ступенчато или плавно в соответствии с потребностью.

Система электроснабжения обеспечивает работу всех агрегатов перечисленных систем установки кондиционирования воздуха. Источником электроснабжения может быть вспомогательный генератор локомотивов с энергетической установкой, контактная сеть для электропоездов и электровозов, а также автономный привод (дизель-генераторная установка). Источники электроснабжения должны обеспечивать надежную работу установки

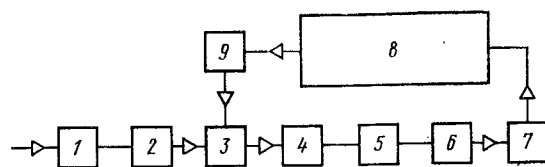


Рис. 153. Структурная схема установки кондиционирования воздуха: 1 — канал наружного воздуха; 2 — фильтр; 3 — камера; 4 — рециркуляционный воздух; 5 — воздухоохладитель; 6 — калорифер; 7 — вентилятор; 8 — кабина машиниста; 9 — термостат

кондиционирования воздуха при температуре окружающей среды минус 30 — плюс 60 °С.

Кроме перечисленных систем в установки кондиционирования может входить система для регулирования влажности воздуха. Для железнодорожных экипажных частей, эксплуатирующихся на путях МПС, эту систему мало применяют, так как относительная влажность воздуха редко и ненамного выходит за пределы нормы. К тому же она сложная, дорогая и ненадежная в условиях эксплуатации железнодорожного транспорта.

Системы установок кондиционирования воздуха разнообразны и имеют различные принципиальные и конструктивные особенности.

Структурная схема установки кондиционирования воздуха приведена на рис. 153. Атмосферный воздух по каналу 1 через фильтр 2 подается вентилятором 7 в камеру 3, в которой смешивается с рециркуляционным воздухом. После соответствующей обработки смесь нагнетается в кабину машиниста.

Зимний режим. Наружный воздух смешивается с рециркуляционным. Вследствие низкой температуры наружный воздух обладает низким влагосодержанием и повышенной относительной влажностью и недостаточной влагопоглощающей способностью. При смешивании наружного воздуха с рециркуляционным его влагопоглощающая способность повышается, и производится увлажнение воздуха разбрызгиванием воды в камере 3. Излишки влаги отделяются влагоотделителем 4. После подогрева в калорифере 6 воздух нагнетается в кабину машиниста 8.

Летний режим. При невысокой относительной влажности наружного воздуха его смешивают с рециркуляционным, а затем охлаждают в воздухоохладителе 5. При повышенной влажности смеси при ее охлаждении происходит выпадение влаги из воздуха в воздухоохладителе. При необходимости переохлажденный воздух подогревают до требуемой температуры в калорифере 6. Температуру в кабине постоянно контролируют термостатом 9, который регулирует подачу теплоносителя в калорифер 6.

Для расчета установки кондиционирования воздуха необходимо определить расчетные климатические параметры и величины теплопритоков в кабину машиниста. Теплопритоки складываются из теплоты, вносимой в кабину через ограждения, от поступающей с наружным воздухом, от солнечной радиации и выделяемой локомотивной бригадой. Более предпочтительное место расположения установки кондиционирования воздуха — между крышей и потолком кабины или над тамбуром.

§ 37. ПРИВОД ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Расход мощности на привод вспомогательных агрегатов и механизмов локомотива (вентиляторы, компрессор, вспомогательный генератор, насосы и т. д.) составляет 9—12% и более общей мощности локомотива. Наблюдается тенденция к увеличению

этих затрат на мощных тепловозах как в абсолютном, так и в относительном значении (табл. 26).

На локомотиве наибольшая мощность затрачивается для привода вентиляторов холодильной камеры, вентиляторов охлаждения тяговых двигателей и главного генератора (при наличии электрической передачи), компрессора. Снижение непроизводительных затрат мощности на вспомогательные нужды является одним из серьезных резервов повышения экономичности локомотива и его полезной мощности. Это можно получить, если повысить экономичность вспомогательных агрегатов или снизить потери в системе приводов, которая должна с минимальными потерями обеспечивать наиболее экономичный режим работы вспомогательных систем в зависимости от условий работы тяговых агрегатов локомотива.

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования локомотива, существенно зависит от его назначения, типа передачи (электрическая, механическая или гидropередача), наличия на нем некоторых вспомогательных агрегатов (например, генератора для электрического отопления поезда).

Системы охлаждения энергетической установки и тяговых электрических машин локомотива рассчитывают на критический режим, при котором энергетическая установка и передача работают с полной отдачей мощности, а температура наружного воздуха максимальна (40—50 °С). Однако такие режимы в процессе эксплуатации локомотива встречаются крайне редко, поэтому с целью повышения экономичности работы охлаждающих устройств на промежуточных режимах их оборудуют системами регулирования температуры, обычно системами автоматического регулирования температуры (САРТ). Эти системы обеспечивают управление угловой скоростью вращения рабочего колеса вентилятора, изменяя величину мощности, потребляемой им и (в системах охлаждения энергетической установки) открытием-закрытием жалюзи холодильной камеры.

Характерной особенностью работы вентиляторов является их малая экономичность при периодическом включении. Это вызвано резким увеличением потребляемой мощности при росте частоты вращения рабочего колеса, так как мощность, потребляемая вентилятором, зависит от частоты вращения его рабочего колеса в третьей степени, в то время как производительность пропорциональна угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора. Поэтому суммарный расход энергии вентилятором в единицу времени при регулировании периодическим включением всегда выше расхода мощности за тот же промежуток времени, но при непрерывной работе вентилятора с уменьшенной угловой скоростью.

При снижении температуры окружающего воздуха потребные затраты мощности на привод вентилятора резко уменьшаются (пропорционально кубу снижения температуры).

Мощность, потребляемая вспомогательным оборудованием тепловозов

| Мощность, кВт | 2ТЭ10Д | ТЭЗ | ТЭП60 | ТЭП70 | ТЭМ1 | ТЭМ2 | ТГМЗА | ТЭМ7 | ТЭ109 | 2ТЭ116 |
|---|--------|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|--------|
| На привод вентиляторов холодильника | 121,4 | 58,9 | 132,5 | 166,9 | 22,8 | 37,5 | 13,9 | 70 | 107,5 | 183,2 |
| Вентиляторов тяговых двигателей | 22,0 | 8,8 | 22,1 | — | 8,8 | 8,8 | — | 77 | 25,0 | 47,3 |
| Вентилятора главного генератора | 18,4 | — | 18,1 | 74,1 | — | — | — | — | 22,8 | 34,5 |
| Компрессора | 44,2 | 44,2 | 37,5 | — | 36,8 | 36,8 | 22,8 | 33 | 46,4 | — |
| Двухмашинного агрегата | 27,2 | 18,8 | 32,6 | 43,3 | 8,8 | 11,4 | 8,1 | 13 | 33,9 | 50 |
| Прочего оборудования | 5,5 | 0,7 | 1,3 | — | — | — | — | 19 | 11,8 | — |
| Суммарная вспомогательная | 261,1 | 139,5 | 266,4 | 284 | 86,1 | 103,4 | 44,2 | 212 | 270,8 | 225,5 |
| Доля вспомогательной мощности от мощности дизеля, % | 11,8 | 9,5 | 12,0 | 9,3 | 11,7 | 11,7 | 8 | 14,4 | 12,3 | 16,9 |

Примечание. Мощность вспомогательных агрегатов отнесена к валу дизеля. Для каждого из агрегатов указаны максимальные значения потребляемой мощности.

Компрессор локомотива должен обеспечивать максимальную подачу после торможения или на стоянке локомотива, когда энергетическая установка его работает при минимальной частоте вращения рабочего колеса. В то же время при работе энергетической установки с максимальной мощностью при максимальной угловой скорости не требуется максимальной подачи от компрессора. Поэтому с целью обеспечения экономичной работы компрессора необходимо регулировать его подачу на всех режимах работы энергетической установки.

Выход из строя вспомогательного оборудования приводит к отказам локомотива. Поэтому при конструировании предъявляют повышенные требования как к вспомогательному оборудованию, так и к его приводу, особенно их надежности.

Учитывая характерные особенности эксплуатации основных потребителей мощности на локомотивах, их приводы должны обладать надежностью в эксплуатации, возможностью регулирования режима работы приводимого вспомогательного агрегата, желательно плавного, высоким коэффициентом полезного действия, малыми эксплуатационными затратами и минимальной потребностью в профилактических осмотрах при эксплуатации, минимальной массой, возможностью хорошей компоновки, низкой стоимостью, неизменностью характеристик в течение всего периода эксплуатации, минимальной передачей повышенных динамических нагрузок от энергетической установки к вспомогательному оборудованию и от вспомогательного оборудования к энергетической установке.

По способу регулирования частоты вращения валов вспомогательных установок и механизмов различают приводы с постоянной частотой вращения вала, с ограниченным (ступенчатым) регулированием, с плавным регулированием. По конструкции приводы вспомогательного оборудования разделяют на механические, гидромеханические, гидростатические и электрические.

В механических приводах частоту вращения вала регулируют ступенчатым изменением передаточного отношения редуктора или клиноремной передачи, включением-выключением фрикционной или электромагнитной поршковой муфты, а также вариатором.

Механический привод с гидродинамической муфтой называется гидромеханическим. Применяют муфты постоянного или переменного наполнения. Последние позволяют осуществлять ступенчатое или плавное изменение частоты вращения вала приводимого агрегата.

В гидростатическом приводе гидростатический насос с приводом от энергетической установки локомотива обеспечивает работу гидродвигателей, которые воздействуют на вспомогательные механизмы.

При наличии электрического привода постоянного или переменного тока работа вспомогательных механизмов обеспечивается соответствующими электродвигателями. Электроэнергию в этом

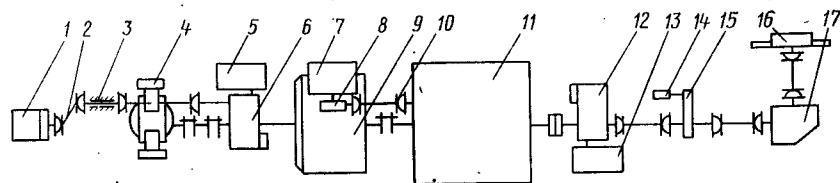


Рис. 154. Схема приводов вспомогательных машин и механизмов тепловоза 2ТЭ10В:

1 — двухмашинный агрегат; 2, 10 — карданные валы; 3 — промежуточная опора; 4 — тормозной компрессор; 5, 13 — вентиляторы охлаждения тяговых электродвигателей; 6 — передний распределительный редуктор с гидромuftой; 7 — вентилятор охлаждения главного генератора; 8 — редуктор вентилятора охлаждения тягового генератора; 9 — тяговый генератор; 11 — дизель; 12 — редуктор распределительный задний; 14 — однокорпусный агрегат; 15 — редуктор привода однокорпусного агрегата; 16 — вентилятор холодильника; 17 — гидроредуктор вентилятора холодильника

случае получают от следующих источников: вспомогательного генератора локомотива, непосредственно от главного генератора, вспомогательных обмоток, смонтированных в главном генераторе, или от аккумуляторных батарей (если энергетическая установка локомотива не работает).

Механический и гидромеханический приводы широко используют на отечественных тепловозах. Применяют как индивидуальный, так и групповой привод. Передачу крутящего момента в последнем случае осуществляют при помощи системы валов и одного или нескольких распределительных редукторов.

На тепловозе 2ТЭ10В отбор мощности от дизеля на привод механических машин и механизмов производится как со стороны генератора, так и со стороны холодильной камеры (рис. 154). На тепловозе имеется три распределительных редуктора 6, 8, 12. Через редуктор 6, расположенный со стороны главного генератора, приводят тормозной компрессор 4, вентилятор 5 охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки и двухмашинный агрегат 1. От редуктора 12 осуществляют привод вентилятора 13 охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки и вентилятора 16 холодильной камеры. От редуктора 8 приводят вентилятор 7 охлаждения главного генератора. Редуктор 15 привода подвозбудителя является одновременно и промежуточной опорой при передаче крутящего момента от заднего распределительного редуктора к редуктору 17 гидродинамического привода вентилятора холодильной камеры. На тепловозах с электропередачей привод компрессора всегда осуществляют со стороны главного генератора, так как последний в силу своей инерционности защищает валопровод дизеля от возбуждения крутильных колебаний.

Механический привод имеет высокий КПД, сравнительно прост и надежен в эксплуатации. Механический привод при наличии двухступенчатых редукторов позволяет в зависимости от температуры окружающей среды изменять режимы работы вентилятора (летний и зимний режимы), резко уменьшая потребляе-

мую мощность при зимнем режиме. Такую конструкцию привода вентилятора холодильной камеры имеют тепловозы ТЭЗ, ТЭМ2. Передачи переключают вручную перестановкой рычага подвижной шестерни редуктора привода. Регулировать режимы работы в зависимости от сезона перспективно и для привода вентиляторов охлаждения тяговых электрических машин, так как это позволяет повысить экономичность локомотива.

Недостатком механического привода является сравнительно большая масса, а главное, усложнение компоновки локомотива, особенно при наличии нескольких вентиляторов холодильной камеры. К тому же большое число вращающихся элементов создает дополнительные вибрации и шум. Серьезную опасность для привода этого типа представляют крутильные колебания, причиной которых являются большая протяженность валопроводов и большие инерционные массы приводимых вспомогательных механизмов и машин, а также изменение частоты вращения вала энергетической установки локомотива и наличие переходных режимов при включении регулирующих муфт.

Для снижения крутильных колебаний в конструкцию привода вводят упругие элементы. Широко используют клиноременные передачи как для привода отдельных агрегатов, так и для привода их групп. Эти передачи имеют хорошие демфирующие свойства. Так, на тепловозах ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, ТЭМ2 и ТЭП10 применяют групповую клиноременную передачу к двухмашинному агрегату и вентиляторам охлаждения электродвигателей. На тепловозе ТГМ3 клиноременная передача приводит в движение двухмашинный агрегат и компрессор, а на тепловозах ТЭ1 и ТГМ1 — вентилятор холодильной камеры.

Клиноременные передачи недостаточно надежны в эксплуатации, необходима их периодическая регулировка. Их можно применять лишь для вспомогательных агрегатов небольшой мощности. Более перспективны как элементы, снижающие крутильные колебания в приводе, гидродинамические муфты. На тепловозе 2ТЭ10Л при помощи гидродинамических муфт осуществляют привод вентиляторов тяговых двигателей.

Гидромеханический привод дает возможность плавно регулировать угловую скорость валов агрегатов и их отключать. Для обеспечения этих функций в обычный механический привод вводят дополнительный элемент — гидромuftу переменного наполнения. Несмотря на значительное снижения КПД при изменении частоты вращения вала, приводы такого типа имеют существенные преимущества: при приводе компрессора осуществляется его периодическое отключение от энергетической установки; минимальная передача крутильных колебаний на энергетическую установку; сохранение постоянной угловой скорости вала на рабочем режиме независимо от угловой скорости вала энергетической установки. Последнее обстоятельство позволяет применять быстроходные компрессоры меньшей подачи.

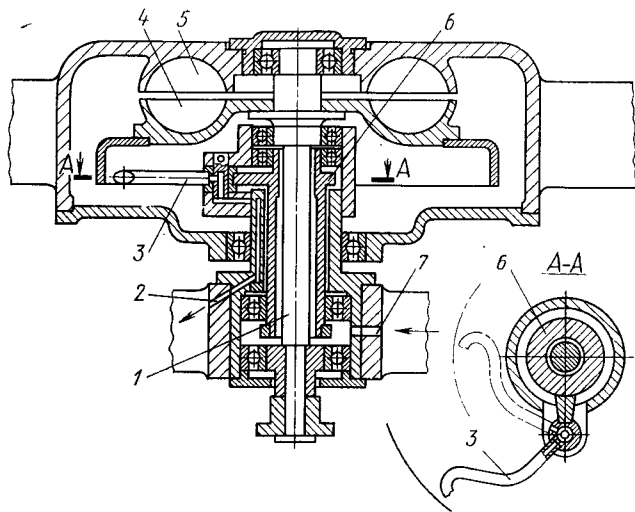


Рис. 155. Гидравлическая муфта переменного наполнения:
1 — ведущий вал; 2 — канал для отвода масла; 3 — черпаковая трубка; 4 — насосное колесо муфты; 5 — турбинное колесо муфты; 6 — устройство для поворота черпаковой трубки; 7 — канал для подачи масла

Анализ работы различных конструкций приводов показывает, что в диапазоне наиболее возможной работы компрессоров локомотивов затраты энергии на гидродинамический привод компрессора существенно меньше, чем на механический, при этом высокооборотный компрессор ПК-3,5 имеет значительно меньшую массу, чем компрессор КТ6.

Гидравлические муфты переменного наполнения (рис. 155) применяют и для изменения частоты вращения рабочего колеса вентилятора. Такая муфта, заполненная маслом, передает наибольший крутящий момент с минимальным скольжением. При уменьшении количества масла в муфте передаваемый крутящий момент уменьшается, скольжение увеличивается, частота вращения турбинного колеса муфты, а следовательно, и рабочего колеса вентилятора уменьшается.

Изменение наполнения муфты маслом можно осуществить при помощи черпаковой трубки. Ось поворота трубки и ось вращения муфты не совпадают, поэтому при повороте черпаковой трубки расстояние между ее свободным концом и осью вращения муфты изменяется. Черпаковая трубка соединена с трубопроводом для слива масла. Если трубку повернуть так, что ее свободный конец будет максимально удален от оси вращения муфты, то при вращении насосного колеса под действием давления, развиваемого в круге циркуляции, масло по черпаковой трубке будет выходить из муфты в систему подачи масла.

Расход через черпаковую трубку и трубопровод для слива масла больше, чем через нагнетательную трубку, по которой масло непрерывно поступает в муфту. Поэтому из муфты выходит масло, вследствие чего колесо турбины и рабочее колесо вентилятора останавливаются. Если черпаковая трубка повернута так, что свободный конец ее выведен из круга циркуляции, то муфта наполняется

маслом и рабочее колесо вентилятора приобретает наибольшую частоту вращения. При перемещении черпаковой трубки частоту вращения рабочего колеса вентилятора можно изменять от нуля до максимума. Перемещением черпаковой трубки управляют автоматически в зависимости от температуры охлаждающей жидкости.

Переменное наполнение гидромуфты можно осуществить также при помощи терморегулятора, который в зависимости от температуры охлаждающей жидкости переводит импульсы давления воздуха в поступательное движение золотника и плунжера регулятора наполнения, изменяя тем самым количество масла, подаваемого в гидромуфту.

Для обеспечения регулирования режима работы приводимого механизма применяют также муфты других типов. Так, муфты сцепления, которые позволяют осуществлять ручное или автоматическое регулирование режима работы приводимого механизма соответственно плавное или ступенчатое (релейное). На ряде тепловозов, например ТЭЗ, в приводе вентилятора холодильной камеры используют фрикционные муфты автомобильного типа, позволяющие кроме всего ограничить предельные нагрузки в приводе при увеличении частоты вращения рабочего колеса вентилятора. Однако практика показывает, что частые включения вентилятора при регулировании частоты вращения его рабочего колеса приводят к быстрому износу дисков фрикционной муфты.

Механический привод агрегата может быть выполнен с автоматическим управлением его работой и без применения быстро изнашивающихся фрикционных муфт. На ряде тепловозов вместо последних используют магнитопорошковые муфты (рис. 156).

Основными элементами муфты являются ведущая и ведомая части, токоподводящее устройство и порошок карбонильного радиотехнического железа, заполняющего внутреннюю полость муфты. Если муфта включена, а дизель работает, то ведущая часть муфты вращается внутри ведомой. Для включения муфты через ее катушку 3 пропускают электрический ток, который создает мощный магнитный поток. Под действием магнитного потока порошок, заполняющий кольцевой зазор между цилиндрическими поверхностями дисков 1 и 2 ведущей и кольцом 4 ведомой части муфты, намагничивается и соединяет ведомую часть муфты с ведущей. При размыкании электри-

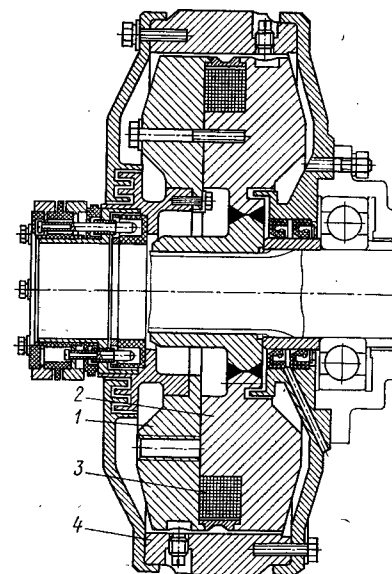


Рис. 156. Электромагнитная порошковая муфта:

1, 2 — диски ведущей части муфты; 3 — электромагнитная катушка; 4 — кольцо ведомой части муфты

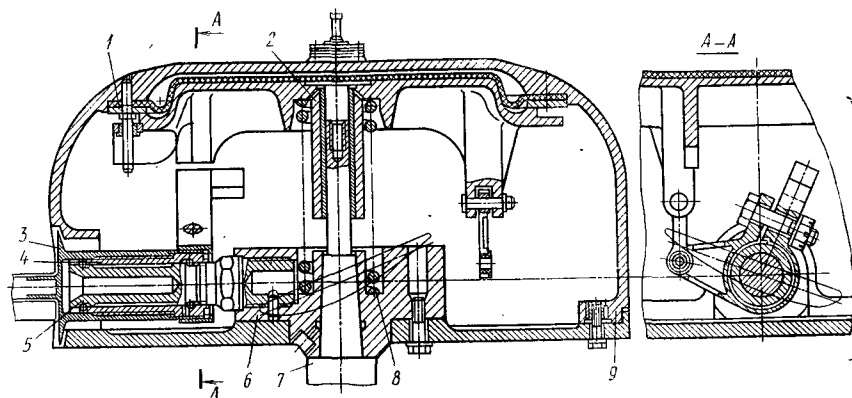


Рис. 157. Вентилятор с поворотными лопатками:

1 — диафрагма; 2 — ползун; 3 — лопатка; 4 — втулка; 5 — ось с шариками; 6 — ступица; 7 — вал; 8 — пружина; 9 — корпус

ческой цепи порошок размагничивается, и связь между частями муфты нарушается.

Преимуществами магнитопорошковой муфты является ее компактность, плавное нарастание частоты вращения вала приводимого агрегата и отсутствие изнашивающихся дисков.

Для изменения скорости в широких пределах на ряде зарубежных локомотивов (тепловозы фирм Альстом, Алко) в механическом приводе вентилятора использованы электромагнитные муфты скольжения, которые позволяют изменять частоту вращения рабочего колеса вентилятора от нуля до максимума. На некоторых локомотивах для повышения компактности привода электромагнитная муфта размещена во втулке вентилятора.

Изменение производительности вентилятора можно обеспечить и без изменения частоты вращения рабочего колеса (при механическом приводе или электрическом) путем регулирования угла установки его лопаток. На рис. 157 приведен вентилятор с поворотными лопатками конструкции ВНИТИ. В колесе вентилятора расположен пневматический сервопривод, действующий следующим образом. Сжатый воздух от терморегулятора подводится в полость между диафрагмой 1 и корпусом 9. При повышении давления воздуха диафрагма 1 прогибается, ползун 2, преодолевая усилие пружины 8, перемещается вниз и поворачивает лопатки на меньший угол. При снижении давления пружина перемещает ползун вверх, увеличивая угол наклона лопаток. При отсутствии давления воздуха над диафрагмой угол наклона лопаток будет максимальным. Давление воздуха, поступающего от терморегулятора, составляет 20—80 кПа, а угол наклона лопаток изменяется от 26 до 1°. Сервопривод вентилятора работает от терморегулятора давления воздуха, обладающего малой инерционностью.

Механический нерегулируемый привод компрессора является самым неэкономичным типом привода, хотя и самым простым и надежным. Следует учитывать, что компрессор служит мощным возбудителем крутильных колебаний, что обуславливает дополнительные трудности при конструировании механического привода.

Вариаторы позволяют поддерживать постоянную угловую скорость вала компрессора и отключать компрессор, а также имеют высокий КПД (до 95%) на всех режимах. Однако ввиду сложности изготовления и эксплуатации вариаторы не нашли пока распространения в локомотивостроении.

Гидростатический привод (объемный гидропривод) обеспечивает свободу компоновки вспомогательных агрегатов, так как элементы гидропривода связаны лишь трубопроводами, и их можно устанавливать в удобных для обслуживания местах; имеет меньшую массу, чем приводы других типов. Привод позволяет плавно регулировать частоту вращения элементов вспомогательных механизмов и машин, обладает большой перегрузочной способностью по мощности и крутящему моменту.

В отечественном локомотивостроении гидростатический привод с использованием аксиально-поршневых машин применяют для привода вентиляторов холодильной камеры тепловозов ТЭП60, ТЭП70, ТГ16 и дизельного поезда ДР1А.

Пуск гидронасоса 1 системы охлаждения масла и гидронасоса охлаждения воды осуществляют через редуктор от вала дизеля (рис. 158). Масло от насоса 1 поступает к терморегулятору 3. В зависимости от температуры терморегулятор может направить часть масла мимо гидромотора 7. Причем за терморегулятором масло разделяется на два потока, один из которых проходит через фильтр 5, а второй через холодильник 4. Из фильтра и холодильника масло сливается в бак 6 и из него вновь поступает к гидронасосу. Слив масла осуществляется через клапан 2.

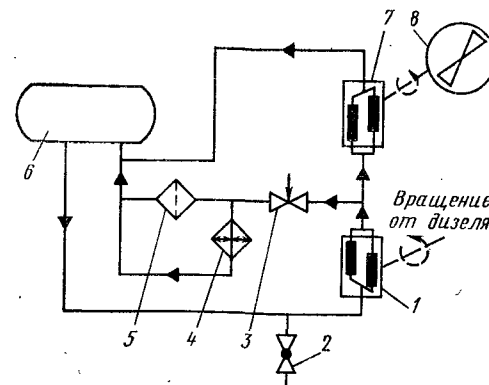
Аналогично устроена и система привода вентилятора холодильника воды.

Особенностью гидростатического привода является то, что гидроагрегаты полностью унифицированы (гидродвигатели и насосы взаимозаменяемы).

Если в системе гидростатического привода заменить насос с постоянной подачей на регулируемый, то его регулирование

Рис. 158. Схема гидростатического привода вентилятора холодильника тепловоза ТЭП60:

1 — гидронасос; 2 — сливной клапан; 3 — терморегулятор; 4 — холодильник; 5 — фильтр; 6 — масляный бак; 7 — гидромотор; 8 — вентилятор



осуществляют подачей, так как отсутствует перепускной клапан, что увеличивает экономичность системы. Такой принцип осуществлен на части тепловозов ТГ102 и является одним из немногих примеров применения на тепловозе объемного гидропривода с регулируемым насосом.

Гидропривод с объемным регулированием экономичнее гидропривода с регулированием перепуском, но имеет большую массу и сложнее в изготовлении. Например, нерегулируемый насос № 20 в 3,5 раза легче, и стоимость его в 2,5 раза меньше такого же по потребляемой мощности регулируемого насоса.

Гидростатический привод компрессора примерно эквивалентен механическому приводу с регулируемой гидродинамической муфтой. В эксплуатации гидростатический привод позволяет экономно расходовать мощность, потребляемую вспомогательными агрегатами, особенно при частичных нагрузках энергетической установки. Недостатки гидростатического привода следующие:

наличие трубопроводов высокого давления (давление масла в нагнетательном трубопроводе между насосом и гидравлическим двигателем достигает 8—10 МПа) и радиатора для охлаждения масла, циркулирующего в системе привода;

необходимость применения более качественного масла.

Электрический привод, так же как и гидростатический, позволяет ликвидировать сложную систему карданных валов, раздаточных редукторов, улучшает компоновку локомотива. Удобство компоновки, надежность работы, большой срок службы, простота обслуживания являются достоинствами этого привода. Однако более сложно по сравнению с гидростатическим приводом плавно регулировать угловую скорость валопроводов вспомогательных агрегатов. Кроме того, специфические условия работы электрических машин на тепловозах (повышенные температурные режимы и вибрация) обуславливают применение специальных конструкций вместо общепромышленных двигателей.

На электровозах постоянного тока для привода вентиляторов охлаждения тяговых двигателей используют электрические двигатели последовательного возбуждения, более простые и надежные по конструкции, обладающие хорошей перегрузочной способностью и меньше реагирующие на колебания напряжения в сети. На электровозах переменного тока устанавливают трехфазные асинхронные двигатели АП или АО.

В качестве привода компрессора применяют только электродвигатели постоянного тока, позволяющие реализовать повышенные крутящие моменты при пуске. В связи с этим такой тип привода более приемлем для локомотивов с гидропередачей или локомотивов с главными генераторами переменного тока с питанием от стартер-генератора (при этом используется избыточная мощность последнего).

Применение электродвигателей постоянного тока для привода вентиляторов, осуществленное на тепловозах ТГМЗА, ТЭП50,

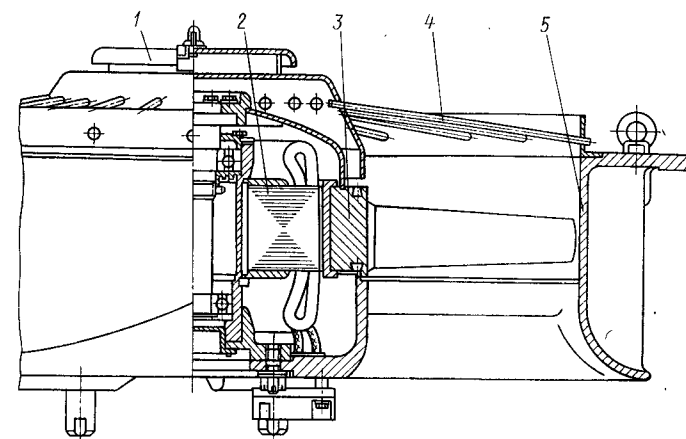


Рис. 159. Мотор-вентилятор холодильной камеры тепловоза ТЭ109:

1 — кожух; 2 — неподвижная часть — статор с обмоткой; 3 — вращающаяся часть — ротор с приваренными лопастями вентилятора; 4 — решетка; 5 — коллектор

нерационально вследствие слишком большой массы электродвигателей.

Конструкция электропривода переменного тока проще, дешевле и надежнее конструкции электропривода постоянного тока, поэтому она шире распространена в локомотивостроении (тепловозы ТЭ109, 2ТЭ116).

Для уменьшения габаритных размеров и массы привод вентиляторов холодильной камеры выполнен в виде мотор-вентилятора. Он представляет собой обращенный короткозамкнутый электродвигатель, встроенный в вентилятор и являющийся его составной частью (рис. 159). Неподвижная часть мотор-вентилятора состоит из втулки с насаженным на нее сердечником статора с обмоткой, вращающаяся часть — из массивного ротора с приваренными к нему лопастями вентилятора. Мощность мотор-вентилятора тепловоза ТЭ109 37 кВт, номинальное напряжение 360 В, номинальная частота 100 Гц, синхронная частота вращения 33,3 с⁻¹, масса 350 кг.

Регулирование режима работы мотор-вентилятора является релейным, что снижает экономические показатели привода. Поэтому рациональным является регулирование производительности мотор-вентиляторов изменением наклона его лопастей.

На тепловозе ТЭ109 электродвигатели, встроенные во втулки вентиляторных колес, получают питание от тягового синхронного генератора. Это дает выигрыш в массе привода примерно на 1200—1300 кг по сравнению с системой, получающей питание от вспомогательного синхронного генератора. Недостаток системы с питанием от тягового генератора состоит в том, что напряжение генератора изменяется в широком диапазоне, например, для

15-й позиции контроллера тепловоза от 560 до 200 В, что влечет за собой снижение экономических показателей привода вентиляторов во всем диапазоне регулирования. Кроме того, достаточно сложны конструктивные мероприятия по защите асинхронных двигателей от опасного для них понижения питающего напряжения.

Поэтому питание мотор-вентиляторов обычно осуществляют от специального вспомогательного генератора. На ряде зарубежных пассажирских тепловозов питание мотор-вентиляторов осуществляют от генератора отопления поезда, располагающегося на локомотиве. Целесообразным является увеличение частоты переменного тока. Так, на газотурбинном вагоне (США) питание ряда электродвигателей вспомогательного оборудования осуществляется с частотой 400 Гц. Это позволило существенно снизить массу электродвигателей.

ГЛАВА VII

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

§ 38. СТАДИИ РАЗРАБОТКИ ПРОЕКТОВ

Для локомотивов ГОСТ 2103—78 определены следующие стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения работ: техническое задание; техническое предложение; эскизный проект; технический проект; рабочая документация опытного образца (опытной партии), установочной серии, серийного или массового производства.

Техническое задание (ГОСТ 15.001—73), разрабатываемое заказчиком или разработчиком, является исходным документом для проектирования локомотива. Оно устанавливает его наименование, область применения и составные части, показатели назначения (технические характеристики), технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемой конструкции; необходимые стадии разработки конструкторской документации и ее состав, а также специальные требования к локомотиву. В показатели назначения входят: род службы, мощность, осевая характеристика, длительная сила тяги на ободах колес, нагрузка от колесной пары на рельсы, конструкционная скорость и др. Технические требования обуславливают следующее: размеры конструктивного устройства (локомотив должен вписываться в габарит подвижного состава, обеспечивать движение по железнодорожному пути заданной ширины и прохождение кривой заданного минимального радиуса; длина локомотива должна быть не более установленной нормы);

надежность (срок службы и средний параметр потока отказов должны соответствовать установленным заказчиком параметрам);

технологичность (относительная трудоемкость не более установленной величины, конструкция сборочных единиц и деталей должна иметь минимальную трудоемкость при обслуживании и ремонте);

уровень унификации и стандартизации (локомотива не менее 50%, экипировочные узлы должны быть полностью унифицированы и др.);

безопасность (аварийно-предупредительная сигнализация должна выполняться по ГОСТ, на локомотиве должны быть устройства, обеспечивающие движение при давлении воздуха в

магистральном трубопроводе не ниже 490 кПа, безопасность локомотивной бригады при ударе в автосцепку со скоростью соударения 20 км/ч и др.);

эстетические и эргономические показатели (удобство обслуживания, безопасность управления, гигиенические условия должны отвечать типовым требованиям; цветовое оформление и качество покрытия, уровень звука не должен превышать норм, указанных в ГОСТ 12.1.003—76, а также санитарно-гигиенические условия работы);

патентную чистоту конструкции локомотива и его отдельных узлов.

В задании также указывают ориентировочную экономическую эффективность, лимитную цену и предлагаемую годовую потребность в локомотивах.

Разработке задания предшествуют научно-исследовательские и поисковые работы по изучению современных достижений отраслевой техники и патентной документации, что обеспечивает высокое качество задания и, следовательно, создание локомотива, наиболее полно удовлетворяющего потребностям народного хозяйства.

Техническое предложение (ГОСТ 2.118—73) — это документ, разрабатываемый заводом-изготовителем с целью уточнения показателей или выявления дополнительных технико-экономических характеристик локомотива, которые не были указаны в техническом задании. Выполняют технические предложения на основании анализа технического задания заказчика, предварительной конструкторской проработки возможных вариантов локомотива, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей существующих локомотивов и патентных материалов. После согласования и утверждения в установленном порядке техническое предложение является основанием для разработки эскизного и технического проекта.

Эскизный проект раскрывает принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы локомотива, а также содержит данные, определяющие его назначение, основные параметры и габаритные размеры (строительное очертание).

При разработке эскизного проекта необходимо:

выполнить конструктивную проработку нескольких вариантов локомотива в достаточном объеме для анализа и сопоставления; изготовить и испытать физические модели и макеты;

оценить локомотив по соответствующим показателям стандартизации и унификации, эргономики и технической эстетики, техники безопасности, производственной санитарии и патентной чистоты;

проработать основные вопросы технологии и оценить технологичность;

составить технические требования на комплектующие изделия и материалы, разрабатываемые другими предприятиями.

Эскизный проект включает чертеж общего вида локомотива и пояснительную записку, выполненную по ГОСТ 904—78. После согласования и утверждения в установленном порядке эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Технический проект, выполняемый в соответствии с ГОСТ 2.120—73, дает полное представление о конструкции локомотива, его составных частях и сборочных единицах. Он может предусматривать разработку вариантов отдельных составных частей локомотива (тележек, кузова, тягового привода и др.) и оптимального варианта по результатам испытаний опытных образцов или моделей. Разработка технического проекта сопровождается выполнением работ, позволяющих убедиться в обеспечении предъявленных к локомотиву требований всех видов (технических, экономических, технологических, эстетических и других, установленных техническим заданием).

Технический проект включает чертежи общего вида, сборочных единиц, отдельных деталей (по необходимости) и пояснительную записку, выполненную по ГОСТ 904—78, в которую включают также разделы, поясняющие разработку вопросов, не предусмотренных эскизным проектом.

Разработка рабочей документации на изготовление опытного образца (опытной партии) осуществляется на основе утвержденного технического проекта. На этой стадии проектирования разрабатывают рабочие чертежи с уточнением конструкций узлов, деталей, с учетом технологии механической обработки и сборки; заканчивают расчеты узлов, соединений и деталей на прочность; составляют ведомости унифицированных, стандартных и нормализованных деталей; формируют перечни необходимых материалов комплектующих изделий, поставляемых смежными предприятиями. Оформляют калькуляцию расходов и определяют полную себестоимость изготовления локомотива. Затем рассчитывают экономическую эффективность от внедрения в эксплуатацию нового локомотива.

Для отработки конструкции и систем нового локомотива изготавливают опытный образец, который подвергают заводским и эксплуатационным испытаниям. На основании материалов испытаний государственная межведомственная комиссия делает заключение о приемке опытного образца и вносит предложение о постройке опытной партии или организации серийного производства нового локомотива.

§ 39. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛОКОМОТИВОВ

К основным параметрам локомотива, характеризующим его как тяговую единицу подвижного состава, относят мощность, силу тяги на ободах колес, служебную массу (массу экипированного локомотива с $\frac{2}{3}$ запаса топлива и песка), сцепной вес, число

колесных пар, нагрузку от колесной пары на рельсы, диаметр колеса, расчетную скорость (установившуюся скорость движения локомотива на расчетном подъеме), линейные, базовые и габаритные размеры и т. д.

При проектировании новых и технико-экономическом анализе эксплуатируемых локомотивов часто используют такие показатели, как удельный показатель массы — отношение массы локомотива к его эффективной или касательной мощности; удельную мощность — отношение касательной мощности локомотива к массе поезда; коэффициент тяги — отношение действительной силы тяги к сцепному весу локомотива и др.

Основные параметры магистральных локомотивов зависят от масс и скоростей движения поездов, обеспечивающих минимальные годовые затраты на освоение заданного объема перевозок. При выборе основных параметров необходимо учитывать несущую способность пути и путевых сооружений, габарит подвижного состава, технический уровень развития локомотивостроения и смежных отраслей. Для реализации основных параметров следует широко использовать стандартизацию и размерные ряды локомотивов по видам тяги и назначению.

Расчетную касательную мощность (в кВт) локомотива, реализуемую на обод его колес при условии установившегося движения, находят из выражения

$$P_k = F_k v_p / 3,6,$$

где F_k — касательная сила тяги на расчетном режиме, равная сопротивлению движения поезда заданной массы, кН; v_p — расчетная скорость движения, км/ч.

Исследования по установлению масс грузовых m_r и пассажирских $m_{п}$ поездов показывают, что экономически целесообразная масса поезда соответствует полному использованию длины станционных путей и их несущей способности. При современных нормах на эти показатели пути и с учетом технической оснащенности и провозной способности железных дорог наибольшая масса пассажирского поезда составляет не более 1200 т, грузового 6000 т (табл. 27). При массе поезда $m_r = 8000$ т наимыгоднейшая расчетная скорость для тепловозов равна 27 км/ч, газотурбовозов 30—40 и электровозов 40—60 км/ч.

Наибольшую касательную мощность маневрового тепловоза, реализуемую при разгоне грузового поезда массой m_r до скорости v_p , находят из уравнения

$$P_k = (m_r / 3600) (\omega_0 + j_{cp} + i_0) v_p,$$

где ω_0 — удельное сопротивление, $\omega_0 = 30$ Н/т; j_{cp} — среднее ускоряющее усилие, $j_{cp} = (50—80)$ Н/т; i_0 — удельное сопротивление от подъема, $i_0 = (0—20)$ Н/т; v_{cp} — средняя скорость при разгоне, $v_{cp} = (7—8,5)$ км/ч.

Таблица 27

Рекомендуемые массы поездов и расчетные скорости движения

| Вид тяги | Масса поезда m , т (не более) | Скорость, км/ч | |
|--|---------------------------------|-----------------|--------------------|
| | | расчетная v_p | максимальная v_k |
| Тепловозная: на однопутных участках с малым грузооборотом на участках с наибольшим грузооборотом в пассажирском движении | 2000 | 23—30 | 85—100 |
| | 5000 | 28—30 | 100 |
| | 800—1200 | 70—100 | 140—200 |
| Газотурбовозная в грузовом движении | 6000 | 30—40 | 100 |
| Электрическая: на постоянном токе в грузовом движении на переменном токе в грузовом движении на переменном токе в пассажирском движении | 6000 | 50 | 100 |
| | 6600 | 60 | 110—120 |
| | 800—1000 | 80—100 | 160—200 |
| | | | |

Приближенно касательную мощность проектного локомотива можно оценить по графику (рис. 160).

Эффективную мощность (в кВт) — основной энергетический параметр автономного локомотива, равный мощности его силовой установки, определяют по выражению

$$P_e = P_k / \eta_{п\beta_c},$$

где $\eta_{п}$ — КПД передачи, $\eta_{п} = 0,77$ для гидропередач, $\eta_{п} = 0,8$ для электрических передач; β_c — коэффициент свободной мощности.

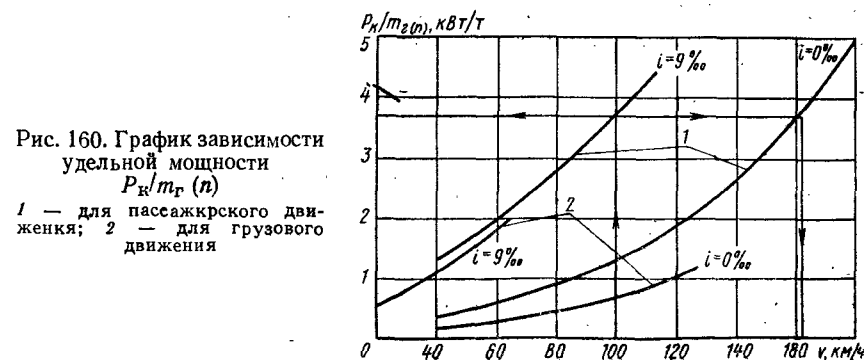


Рис. 160. График зависимости удельной мощности P_k/m_r (н)
1 — для пассажирского движения; 2 — для грузового движения

Коэффициент β_c учитывает на локомотивах расход энергии на привод вентилятора холодильной установки, вспомогательных машин (компрессора, вспомогательного генератора и др.) и аппаратов. Для тепловозов коэффициент $\beta_c = 0,90 \div 0,92$. У газотурбовозов отсутствует мощная холодильная установка, поэтому значение $\beta_c = 0,97$. Для газотурбовозов, оборудованных дизелем для вспомогательных нужд, $\beta_c = 1$.

Мощность электровозов определяют как суммарную мощность на валах тяговых электродвигателей при их работе в часовом и длительном режимах движения. Мощность P_e наряду с другими параметрами используют для выбора энергетической установки проектируемого локомотива. В том случае, когда эффективная мощность установлена техническим заданием или принята по мощности энергетической установки, следует определить массу поезда, при которой локомотив может двигаться со скоростями, рекомендованными ЦНИИ МПС.

Сцепной вес $N_{сч}$ является суммарной нагрузкой на движущие колесные пары локомотива и характеризует его способность развивать необходимую силу тяги без проскальзывания колес по рельсам.

Сцепной вес (в кН) для грузового локомотива вычисляют при условии его движения по расчетному подъему с установившейся скоростью без боксования из соотношения

$$N_{сч, г} \geq 3,6 P_e / \psi_k \eta_v v_p, \quad (39)$$

где ψ_k — коэффициент сцепления при скорости v_p ; η_v — коэффициент использования сцепного веса; для локомотивов с групповым приводом $\eta_v = 1$, с индивидуальным $\eta_v = 0,85 \div 0,92$.

Для получения значений коэффициента η_v , близких к единице, рекомендуют использовать поводковые буксы, рядное расположение тяговых двигателей, низкое размещение шкворня, наклонные поводки тягового устройства, мономоторный привод, догрузатели — устройства, ликвидирующие разгрузку колесных пар тележки.

Сцепной вес пассажирского локомотива из условия обеспечения заданного ускорения при разгоне поезда определяют по формуле

$$N_{сч, п} \geq \frac{m_{п} (\omega_0 + \omega_{тр} + i_0 + \omega_y)}{10^3 \psi_k \eta_v}, \quad (40)$$

где $(\omega_0 + \omega_{тр} + i_0)$ — полное удельное сопротивление движению поезда в момент трогания с условной скоростью 5—8 км/ч на уклоне i (‰), Н/т; ω_y — удельное сопротивление от ускоряющего усилия, Н/т; $\omega_y = a_{п}/\zeta$ ($a_{п}$ — ускорение поезда после трогания с места в зависимости от категории, поезда, равное 1200—1800 км/ч²); ζ — ускорение поезда, км/м², при действии удельной ускоряющей силы 1 Н/т.

Для расчета можно принять $\omega_0 + \omega_{тр} + i_0 = 80$ Н/т. Значения ζ для грузовых и пассажирских поездов равны 12,2 км/ч², электропоездов 12 км/ч², дизель-поездов 11,8 км/ч².

Выбрав значение $N_{сч, п}$, проверяют возможность реализации при этом заданного ускорения разгона по уравнению (40) при $\omega_{тр} = 0$ с более высокими скоростями движения. Если принятое значение $a_{п}$ не выдерживается на участке, равном половине пути разгона, то вес $N_{сч, п}$ увеличивают.

Сцепной вес маневрового локомотива (тепловоза) зависит от характера и условий его работы: сортировочных маневров на горке, вывозных операций на магистральных дорогах и т. д. При горочной работе потребный сцепной вес определяют при трогании поезда с места после остановки у горба горки из соотношения

$$N_{сч, м} \geq \frac{m_{г} (\omega_0 + \omega_{тр} + \omega_{ср})}{10^3 \psi_k \eta_v},$$

где $\omega_0 + \omega_{тр}$ — удельное сопротивление движению, равное для грузовых поездов 70 Н/т; $\omega_{ср}$ — среднее сопротивление при подъеме по надвижной части горки, Н/т.

Сопротивление $\omega_{ср}$ для всех видов подвижного состава численно равно 10-кратной величине подъема, которую находят из выражения

$$i_{ср} = i_1 Z_1 + i_2 Z_2 + \dots + i_n Z_n / Z_c,$$

где i_1, i_2, \dots, i_n — подъемы участков надвижной части горки, ‰; Z_1, Z_2, \dots, Z_n — длины участков надвижной части горки, м; Z_c — длина поезда, м.

В условиях вывозной работы требуемый сцепной вес локомотива находят из уравнения (39) при расчетной скорости $v_p = 10 \div 16$ км/ч.

Служебную массу определяют количеством материалов, вложенных в конструкцию машины. У тележечных локомотивов, у которых все колесные пары движущие, служебная масса (в т) равна $0,1 N_{сч}$. У маневровых локомотивов обычно служебной массы недостаточно для получения расчетного сцепного веса. В этом случае в экипажной части предусматривают дополнительную массу (балласт). Магистральные пассажирские локомотивы, особенно скоростные, имеют служебную массу, которая обеспечивает действительный сцепной вес, превосходящий расчетный. У таких локомотивов можно снизить служебную массу путем уменьшения расхода материалов при их изготовлении. Служебную массу для построенных локомотивов определяют на специальных весах для взвешивания локомотивов. В начальной стадии проектирования служебную массу можно подсчитать по формуле

$$m_{сл} = P_e (m_{сл} / P_e)_0,$$

где $(m_{сл} / P_e)_0$ — удельный показатель служебной массы, рекомендуемый для перспективных локомотивов, кг/кВт. Для электровозов

тровозов в показатель вводится мощность часового режима $P_{\text{ч}}$, кВт. Ниже приведены значения удельного показателя служебной массы для современных локомотивов.

| Тепловозы | ТЭ109 | ТЭП70 | ТЭП75 | Сенчури 855 | ТЭ121 | ТЭМ7 | ТЭМ2 |
|----------------------------------|-------|-------|-------|-------------|-------|------|------|
| $(m_{\text{сл}}/P_e)_0$ | 54 | 44 | 31,4 | 56,2 | 51 | 122 | 135 |
| Электропозы | ВЛ60 | ВЛ60Р | ВЛ80 | ВЛ40 | ЧС4 | | |
| $(m_{\text{сл}}/P_{\text{ч}})_0$ | 33,4 | 29,7 | 29,3 | 26,8 | 26,3 | | |

Число колесных пар зависит от массы локомотива и нагрузки от колесной пары на рельсы. Если в расчете использовать служебную массу, то будет определено полное число колесных пар, если сцепной вес — число движущих колесных пар. Для одной секции локомотива число $n_{\text{кп}}$ может быть равно 2, 3, 4, 6 и 8. Если $n_{\text{кп}}$ больше, то локомотив формируют из двух секций.

Наметив для проектируемого локомотива число колесных пар, необходимо проверить статическую нагрузку на рельсы по выражению

$$2P = 9,8m_{\text{сл}}/n_{\text{кп}} \leq [2P],$$

где $[2P]$ — допускаемая статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН.

Допускаемая нагрузка $[2P]$ зависит от конструкции и состояния верхнего строения пути и устанавливается техническими требованиями МПС. На дорогах с рельсами Р50 и Р65, уложенными на деревянных шпалах и щебеночном балласте, допускаются следующие значения $[2P]$: 226 кН для грузовых локомотивов, 206 кН для пассажирских. На реконструированных участках допускаемая нагрузка от колесной пары на рельс равна 246 кН.

Диаметр движущих колес локомотивов зависит от многих факторов, из которых надежность и минимальная неподрессоренная масса являются основными.

В настоящее время на тяговом подвижном составе железных дорог СССР применяют три типоразмера колес: диаметром 1050 и 1220 мм для тепловозов, 950 мм для дизель-поездов и части электропоездов и 1220 и 1250 мм для электропоездов. Для унификации ходовых частей экипажей тепловозов и электропоездов рекомендуется использовать колеса диаметром 1220 и 1250 мм, что снизит эксплуатационные и ремонтные расходы, увеличит пробег между отбоями бандажей, понизит контактные напряжения в рельсах и т. д. Однако при применении колес с большим диаметром возрастает масса колесной пары и увеличивается эксцентриситет главной рамы относительно автосцепки. Требуемый диаметр колеса (мм) подсчитывают по формуле

$$D_{\text{к}} \geq \frac{2P}{[2p]},$$

где $[2p]$ — допустимая нагрузка на 1 мм диаметра колеса, равная от 0,2—0,22 до 0,27 кН/мм.

При выборе диаметра колес следует руководствоваться стандартными размерами бандажей для подвижного состава широкой колеи и ГОСТ 11018—76 на колесные пары для тепловозов и электропоездов. Бандажи толщиной 75 мм устанавливают на колеса с осевой нагрузкой до 206 кН, толщиной 90 мм — на колеса с осевой нагрузкой более 206 кН.

Длину локомотива по осям автосцепок $L_{\text{л}}$ устанавливают в процессе компоновки оборудования. На начальной стадии проектирования длина, мм, $L_{\text{л}} = P_e(14 - 0,0023P_e)$ для локомотивов мощностью 1470—2300 кВт и $L_{\text{л}} = 8P_e(1 - 0,00008P_e)$ для локомотивов мощностью свыше 2900 кВт. В общем случае ориентировочно

$$L_{\text{л}} = (L/P_e)_0 D_e,$$

где $(L/P_e)_0$ — рекомендуемая длина, приходящаяся на единицу мощности, мм/кВт.

Максимальная длина локомотива ограничена техническими требованиями на ремонтные стойла депо, минимальная $L_{\text{мин}}$ — прочностью путевых сооружений. Для проверки $L_{\text{мин}}$ используют уравнение

$$L_{\text{мин}} \geq 9,8m_{\text{сл}}/[q_{\text{п}}],$$

где $[q_{\text{п}}]$ — допускаемая нагрузка на единицу длины пути, равная 73,5 кН/м для эксплуатируемых и 88,5 кН/м для проектируемых локомотивов.

База локомотива L_6 — это расстояние между шкворнями или геометрическими центрами тележек одной секции. Она определяет условия компоновки экипажной части «по низу» и надежность сцепляемости автосцепки локомотива и вагона. Предварительно база локомотива

$$L_6 = eL_{\text{л}},$$

где e — числовой коэффициент, равный 0,5—0,54 для экипажной части с длиной $L_{\text{л}}$ до 20 м и 0,55—0,6 длиной свыше 20 м.

База тележки $l_{\text{т}}$ зависит от размеров тягового привода, тяговых электродвигателей и других элементов, размещаемых на тележках. Расстояние между смежными колесными парами у современных тележек локомотивов равно 1,85—2,3 м. Меньшие значения относятся к тележкам с групповыми приводами, большие — с индивидуальными приводами. Исходя из этого, можно выбрать базу тележки до разработки конструкции экипажа: в пределах 3,7—4,6 м для трехосных тележек и 5,5—7 м для четырехосных тележек с индивидуальным приводом. Для исключения больших ошибок при оценке линейных размеров L , L_6 , $l_{\text{т}}$ их следует сравнить с аналогичными показателями современных локомотивов (табл. 28).

В процессе проектирования основные параметры локомотивов могут уточняться с учетом требований перспективного развития и возможностей их осуществления (табл. 29, 30).

Основные показатели линейных размеров локомотивов

| Показатель | ТЭМ2 | ТГМ8 | 2ТЭ10Л | ТЭП70 | СС70000 | ВЛ60К |
|---|-------|------|--------|-------|---------|-------|
| Длина: | | | | | | |
| L_d/P_e , мм/кВт | 19,2 | 24,4 | 8,7 | 7,0 | 6 | 4,5 |
| L_d/m_{cl} , мм/т | 141,5 | 180 | 131 | 159 | — | 150 |
| Отношение L_d/L_l | 0,505 | 0,56 | 0,54 | 0,55 | 0,56 | 0,56 |
| Расстояние от шкворня до головки автосцепки | 4200 | 3185 | 4182 | 4610 | 2377 | 5025 |
| База тележки l_T , мм | 4200 | 2100 | 4200 | 4600 | 3216 | 4600 |

Рекомендуемые параметры тепловозов

| Тепловозы мощностью P_e , кВт | Сцепной вес, кН | Сила тяги при V_p , кН | Скорость V_p , км/ч | Нагрузка 2П, кН | Число движущих осей |
|---------------------------------|-----------------|--------------------------|-----------------------|-----------------|---------------------|
| Грузовые: | | | | | |
| 2×2210 | 2×1355 | 2×260 | 26 | 226 | 2×6 |
| 2×2945 | 2×1355 | 2×300 | 29 | 226 | 2×6 |
| 4420 | 1960 | 480 | 27 | 246 | 8 |
| 2×4420 | 2×1960 | 2×480 | 27 | 246 | 2×8 |
| 5890 | 2120 | 500 | 32 | 265 | 8 |
| Пассажирские: | | | | | |
| 2945 | 129 | 170 | 50 | 210 | 6 |
| 4420 | 138 | 177 | 68 | 226 | 6 |
| Маневровые: | | | | | |
| 550 | 705 | 157—143 | 9—9,5 | 177—167 | 4 |
| 885 | 1180 | 196 | 11,0 | 197 | 6 |
| 1470 | 1770 | 345 | 10,5 | 221 | 8 |
| 2210 | 1770 | 395 | 16 | 221 | 8 |

Рекомендуемые параметры электровозов

| Наименование | Переменного тока | | Постоянного тока грузовой |
|--|------------------|--------------|---------------------------|
| | грузовой | пассажирский | |
| Мощность на валу тягового двигателя 1 , кВт | 850—900 | 850—900 | 650—750 |
| Скорость 1 , км/ч | 50—60 | 80—100 | 47—50 |
| Сила тяги 1 , приходящаяся на ось, кН | 54—60 | 32—37 | 50—55 |
| Максимальная скорость, км/ч | 110—120 | 160—180 | 110—120 |
| Нагрузка от колесной пары на рельс, кН | 226 | 197—206 | 226 |

¹ В часовом режиме.

Таблица 28

Таблица 29

Таблица 30

§ 40. СТРОИТЕЛЬНОЕ ОЧЕРТАНИЕ ЛОКОМОТИВА

Строительным очертанием называется замкнутый контур, лежащий в плоскости перпендикулярной оси пути, в пределах которого должны быть размещены все элементы вновь проектируемого локомотива. Этот контур строят по габариту подвижного состава путем уменьшения его размеров на величину максимальных смещений экипажной части, создающихся в результате его конструктивных боковых перемещений, осадки рессор, прогиба рамы и износов ходовой части. Смещения локомотива, вызываемые состоянием отдельных элементов пути и колебаниями на рессорах, не учитывают.

Максимальные вертикальные размеры верхнего строительного очертания (в мм) определяют из выражения (рис. 161)

$$H_B = H_{ов} - \delta_B, \quad (41)$$

где $H_{ов}$ — размер верхнего очертания габарита, ГОСТ 9238—73, мм; δ_B — возможное возвышение кузова, мм. В выражении (42) значение δ_B находят из соотношения

$$\delta_B = 10^4 m_3 \Gamma + \Delta r_k,$$

где m_3 — масса экипировочных материалов, кг; Γ — общая гибкость рессорного подвешивания локомотива, м/Н; Δr_k — увеличение радиуса колеса, предусмотренное последующей реконструкцией локомотива (при переходе подвижного состава на тележки с большим диаметром колес), мм.

Максимальные вертикальные размеры нижнего строительного очертания (рис. 162) определяют для трех элементов экипажной части локомотива: колесных пар и закрепленных на них узлов,

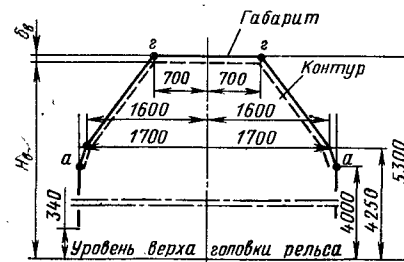
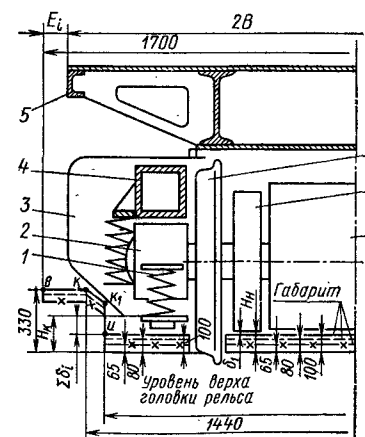


Рис. 161. Верхнее очертание габарита 1Т и строительного контура

Рис. 162. Нижнее очертание габарита 1Т и элементов экипажной части:

1 — концевая пружина; 2 — букса; 3 — топливный бак; 4 — рама тележки; 5 — главная рама; 6 — колесная пара; 7 — редуктор привода; 8 — тяговый электродвигатель



обрессоренных частей тележки и обрессоренных частей кузова, из выражений

$$H_n = H_{он} + \delta_1;$$

$$H_t = H_{от} + \delta_1 + \delta_2;$$

$$H_k = H_{ок} + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3,$$

где H_n , H_t и H_k — минимальные вертикальные размеры нижнего очертания соответственно необрессоренных и обрессоренных частей тележки, обрессоренных частей кузова, мм; $H_{он}$, $H_{от}$ и $H_{ок}$ — размеры нижнего очертания габарита соответственно для необрессоренных и обрессоренных частей тележки, обрессоренных частей кузова (ГОСТ 9238—73), мм; δ_1 , δ_2 , δ_3 — параллельные статические понижения соответственно необрессоренных и обрессоренных частей тележки, обрессоренных частей кузова, мм.

Значение δ_1 складывается из износа колесной пары по кругу катания, уменьшения радиуса колесного центра. Оно составляет 42 мм при толщине бандажа 75 мм и 53 мм при толщине 90 мм.

Значение δ_2 определяют из выражения

$$\delta_2 = 2n_6 + 10^2 G_6 N_{рб},$$

где n_6 — число последовательного расположенных шарниров и опорных поверхностей надбуксового подвешивания; G_6 — гибкость буксового подвешивания, м/Н; $N_{рб}$ — нагрузка на буксовое рессорное подвешивание, Н.

Величину понижения обрессоренных частей кузова δ_3 находят из формулы

$$\delta_3 = 6 + 2n_k + 10^2 G_k N_{рк},$$

где n_k — число последовательно расположенных шарниров или опорных поверхностей подвески кузова; G_k — гибкость рессор подвешивания кузова, м/Н; $N_{рк}$ — нагрузка на буксовое подвешивание, Н.

Ниже приведены величины возможных понижений (в мм) по элементам экипажной части.

Понижение вследствие:

| | |
|---|----|
| износа колесной пары по кругам катания при толщине бандажа: | |
| 75 мм | 39 |
| 90 мм | 50 |
| уменьшения радиуса колесного центра при обточке | 3 |
| износа шарнира и опорной поверхности | 2 |
| статического прогиба кузова | 6 |

Максимальные горизонтальные размеры строительного сечения на заданной высоте над уровнем верха головки рельса определяют из выражения

$$2B_n = 2(B_0 - E_i),$$

где B_n — полуширина строительного очертания на заданной высоте, мм; B_0 — полуширина соответствующего габарита подвиж-

ного состава на рассматриваемой высоте, мм; E_i — ограничение полуширины в любом поперечном сечении по длине локомотива, вычисляемое по формулам, приведенным в ГОСТ 9238—73.

Вычисление E_i связано с оценкой возможных поперечных смещений в направляющем сечении рамы тележки относительно колесной пары q и кузова относительно рамы тележки w .

Ниже приведены величины q и w (в мм), применяемые для вычисления E_i .

Смещение по элементам экипажной части:

| | |
|---|-------|
| буксы относительно колесной пары без упругого осевого упора * | 1,5 * |
| буксы относительно колесной пары при упругом осевом упоре | 12 |
| рамы тележки относительно челюстной буксы | 3 |
| то же относительно поводковой буксы | 6 |
| кузова относительно рамы тележки при жестком шкворне (w) | 2 |
| то же при упругом шкворне или маятниковой подвеске | 35 ** |

Суммарные смещения:

| | |
|--|--------|
| рамы тележки с челюстной буксой без упругого осевого упора (q) | 4,5 |
| рамы тележки с поводковой буксой и упругим осевым упором (q) | 18 |
| кузова ($q + w$) | 6,5—53 |

* Технологическое смещение.

** Возможно смещение до 45—60 мм.

Максимальную ширину локомотива по кузову устанавливают по наименьшему горизонтальному размеру $2B_n$ строительного очертания, чаще всего по торцовым стенкам кузова. Для использования максимального горизонтального размера $2B_n$ на односекционных локомотивах с двумя кабинами целесообразно в концевых частях кузова иметь скосы.

§ 41. ВОПРОСЫ ОХРАНЫ ТРУДА НА ЛОКОМОТИВАХ

Локомотивы должны иметь не только наилучшие технико-экономические показатели, но и удовлетворять требованиям по технике безопасности и производственной санитарии, направленным на исключение преждевременного утомления и профессионального заболевания локомотивных бригад, на обеспечение высокой производительности труда и безопасности движения поездов.

Типовые требования по технике безопасности и производственной санитарии распространяются на проектируемые магистральные и маневровые тепловозы и электровозы, предназначенные для эксплуатации на сети железных дорог Советского Союза. Эти требования, наряду с нормированием окраски экипажной части и оборудования, безопасности движения и обслуживания, микроклимата в кабине и кузове, уровня звука, освещенности приборов и помещений, установки санитарно-бытовых устройств и др., в значительной степени влияют на конструкцию и компоновку локомотива, его составных частей и в особенности кабины машиниста.

Согласно санитарно-гигиеническим и эргономическим требованиям площадь кабины должна быть не менее 5,5 м², высота кабины от уровня пола до потолка — не менее 2000 мм, длина по продольной оси — не менее 1700 мм, свободная площадь — не менее 1,8 м². Ширина проходов к креслам должна быть не менее 300 мм, к двери — не менее 500 мм. Для обеспечения хорошей видимости впередилежащего участка пути, контактного провода, поездных и маневровых сигналов в кабине предусматривают размер окон не менее 2,2 м² с расположением нижней кромки оконных стекол не выше 900—1100 мм, а верхней — не ниже 1800 мм от пола кабины. Это создает также достаточный обзор внешних объектов из положения сидя и стоя и позволяет машинисту менять позы во время работы.

По всей ширине передних окон кабины необходимо устанавливать откидные регулируемые по высоте светофильтры (теневые щитки), обеспечивающие надежную защиту глаз от солнечных лучей, снега и слепящего действия прожектора встречного поезда. Боковые окна кабины должны быть выдвижными или опускающимися с шириной проема не менее 500 мм. Перед ними (по ходу движения) на магистральных локомотивах, а у маневровых — с двух сторон необходимо размещать поворотные щитки (караваны) по всей высоте окна из безосколочного или органического стекла в рамках шириной 100—150 мм. По нижнему краю боковых окон должны быть сделаны мягкие подлокотники. Над окнами и наружными входными дверями монтируют желобки для стока дождевой воды.

Панель с контрольно-измерительными приборами на пульте управления должна быть расположена на высоте не менее 600 мм от пола кабин и соответствовать требованиям эргономики. Ручка или штурвал управления контроллером должны быть размещены слева впереди машиниста на высоте 750—900 мм от пола кабины.

На магистральных тепловозах кабину машиниста рекомендуют отделять от машинного отделения тамбуром, что устраняет проникновение теплого загрязненного воздуха в кабину и способствует уменьшению шума и безопасной эвакуации локомотивной бригады при пожаре.

Кресла для поездной бригады должны быть удобными при любом рабочем положении, регулируемые по высоте в пределах 450—600 мм от уровня пола и передвижными на 150—200 мм по горизонтали в двух направлениях, а также отвечать санитарным требованиям по воздухопроницаемости и виброизоляции.

Запрещается устанавливать в кабине:

агрегаты и аппараты, создающие в процессе работы шум; огнеопасное и взрывоопасное оборудование (в том числе и под полом кабины);

приборы со светящимся составом постоянного действия; внутреннюю отделку из металлических листов.

В машинном отделении площадь окон должна быть не менее 12—15% площади пола. Для безопасного передвижения обслуживающего персонала в кузове магистральных тепловозов необходимо, чтобы ширина проходов была не менее 500 мм. Для отвода газов и избыточного тепла из машинного помещения следует устанавливать вентилятор, обеспечивающий 10—15-кратный обмен воздуха в час, а также устраивать открывающиеся окна или люки. Для исключения выхода люков в открытом положении за габарит подвижного состава люки должны иметь ограничители. Наружные двери кузова должны открываться внутрь и иметь ручки замкнутого контура, исключающие соскальзывание руки при открытии двери.

На локомотивах с капотными кузовами боковые и торцовые открытые площадки ограждаются поручнями — барьерами высотой 800—900 мм. Выход на площадку осуществляется по ступенькам шириной 100 мм с шагом 240—300 мм. Нижняя ступенька устанавливается на расстоянии 400 мм от верха головки рельса.

Для выхода на крышу локомотива предусматриваются установка наружной лестницы или скоб. Разрешается выход на крышу из тамбура, машинного отделения или высоковольтной камеры (для электровозов) через люк размером 500×500 мм. Блокировочные устройства не должны допускать подъема людей на крышу электровоза при поднятом токосъемнике (пантографе).

§ 42. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТИРУЕМОГО ЛОКОМОТИВА

Экономическую эффективность внедрения нового локомотива на стадии проектирования оценивают по техническому уровню нового локомотива, себестоимости и трудоемкости его изготовления, капитальным затратам в сфере производства и эксплуатации, суммарной экономии от внедрения и сроку окупаемости затрат.

Эффективность от внедрения нового локомотива определяют, сравнивая его с серийным локомотивом при следующих условиях: наличие на серийный локомотив в прейскуранте оптовой цены; одинаковая программа годового выпуска обоих локомотивов; одни и те же режимы эксплуатации и равноценная перевозочная работа. Экономическая эффективность важна как в сфере производства, так и в сфере эксплуатации. Окончательное решение об эффективности локомотива определяется экономической эффективностью в масштабе народного хозяйства. В тех случаях, когда экономия эксплуатационных расходов может быть получена за счет большего объема капитальных вложений в производство, критерием экономической эффективности должен быть срок окупаемости дополнительных капитальных затрат.

При расчетах определения эффективности локомотивов используют отраслевые методики, руководящие технические мате-

риалы и инструкции по определению экономического эффекта новой техники в тяжелом и транспортном машиностроении. Ниже приведены упрощенная методика оценки экономической эффективности внедрения проектируемого локомотива.

Полную себестоимость проектируемого локомотива определяют по калькуляции себестоимости. При отсутствии необходимых данных для составления калькуляции себестоимость может быть найдена ориентировочно через удельную себестоимость ($C/m_{сл}$) серийного локомотива по формуле

$$C_{п} = (C/m_{сл})_0 m_{сл},$$

где C — полная себестоимость серийного локомотива, руб.

Трудоемкость изготовления локомотива новой конструкции

$$T_{п} = T_y m_{сл},$$

где T_y — удельная трудоемкость серийного выпускаемого локомотива, нормо-ч/т.

Отпускная цена локомотива (руб.)

$$Ц_{п} = C_{п} (1 + 0,01\chi),$$

где χ — отраслевой коэффициент рентабельности, %.

Капитальные затраты (руб.) при организации производства новых типов локомотивов

$$K_{пр} = K_{изг} + K_{ни} + K_{см},$$

где $K_{изг}$ — капитальные вложения на оборудование, оснастку, сооружения и т. д. на предприятии-изготовителе, руб.; $K_{ни}$ — вложения на научно-исследовательские работы, руб.; $K_{см}$ — капитальные вложения в смежные предприятия, руб.

Капитальные вложения на предприятии-изготовителе ($K_{изг}$) рассчитывают по нормативам удельных капитальных затрат. Общая сумма капитальных затрат на научно-исследовательские работы регламентируется планом по новой технике.

Экономическая эффективность (руб/год) на предприятии-изготовителе в виде прибыли может быть подсчитана из выражения

$$П_{пр} = B_r \{ [Ц_{п} - (C_{п} + E_{ф} K_{н})] - [Ц_0 - (C_0 + E_{ф} K_с)] \},$$

где B_r — программа годового выпуска, шт.; $E_{ф}$ — норматив платы за производственные фонды; $K_{н}$, $K_с$ — стоимость производственных фондов соответственно для новой и старой модели локомотивов, руб.

Расчет эффективности внедрения в эксплуатацию проектируемых локомотивов основан на использовании среднесетевых показателей работы железных дорог.

Капитальные вложения, связанные с внедрением на железнодорожном транспорте проектируемых локомотивов, зависят от

затрат на локомотивный парк, реконструкцию и технологическое оснащение депо. Их подсчитывают по выражению

$$K_3 = B_r T_b K_T,$$

где T_b — предполагаемое время выпуска новых локомотивов, год; K_T — дополнительные затраты в эксплуатации на один локомотив в год

$$K_T = (Ц_{п} - Ц_0) + 4 \cdot 10^{-3} \sum Ц_{ну};$$

$Ц_0$ — цена серийной машины, руб.; $\sum Ц_{ну}$ — сумма стоимости новых узлов проектируемого локомотива, руб.

Суммарные дополнительные капитальные затраты на организацию производства и внедрение проектируемых локомотивов за время выпуска T_b находят из выражения

$$K_3 = K_{пр} + K_3. \quad (42)$$

Себестоимость перевозочной работы при внедрении проектируемого локомотива коп/ткм (или пассажиро-км)

$$S_{п} = S_0 \left[100 - \sum_1^3 v_1 \right] 10^{-2},$$

где S_0 — среднесетевая себестоимость перевозочной работы; v_1 — уменьшение себестоимости перевозочной работы, обусловленное изменением параметра проектируемого локомотива, %. Если изменение характеристики влечет за собой повышение себестоимости перевозочной работы, например увеличение расхода топлива, то v берут со знаком минус.

Значения v_1 определяют из выражения

$$v_1 = a_x \kappa / 100,$$

где a_x — изменение характеристики проектируемого локомотива по сравнению с серийно выпускаемыми, % (увеличение массы состава, скорости движения на руководящем подъеме, снижение массы локомотива, расхода топлива и т. д.); κ — коэффициент влияния рассматриваемого показателя на себестоимость перевозок, %.

Годовая экономия (руб.), приходящаяся на один локомотив,

$$\mathcal{E}_л = A (S_0 - S_{п}) 10^{-2},$$

где A — работа, выполняемая одним локомотивом в год, ткм (пассажиро-км).

Суммарная экономия в результате работы новых локомотивов за время эксплуатации T (год.).

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_л B_r \sum_{t=1}^{t=T} (T + 1 - t), \quad (43)$$

где t — время, в течение которого выпускается локомотив. Если $T \leq T_b$, то $T_t = T$; если $T > T_b$, то $T_t = T_b$.

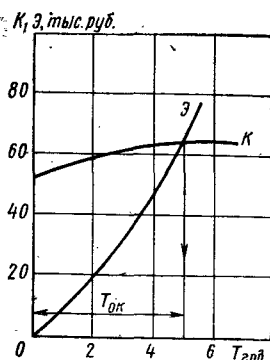


Рис. 163. График для определения срока окупаемости дополнительных капитальных затрат

Народнохозяйственный экономический эффект от внедрения локомотивов за время T

$$\mathcal{E}_H = \mathcal{E} - K_3.$$

По уравнению (42) строят кривую $K_3 = f(T)$, а по уравнению (43) кривую $\mathcal{E} = f(T)$ (рис. 163). По точке пересечения этих кривых определяют срок окупаемости $T_{ок}$ дополнительных капитальных затрат, который должен быть меньше нормативного.

§ 43. ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Наибольшую скорость движения проектируемого локомотива устанавливают в зависимости от прочности его узлов, железнодорожного пути и с учетом обеспечения безопасности его работы. При движении могут возникать не только повышенные динамические напряжения в пути и деталях локомотива, но и явления, опасные для движения: разгрузка колес, всползание направляющего колеса на головку рельса с последующим сходом с рельсов, расшивка пути, резонансные колебания и др.

Работа локомотива должна быть безопасной при конструкционной скорости на прямых участках пути. В кривых, на стрелках скорость движения ограничивается.

В процессе проектирования широко применяются методы математического и физического моделирования динамики экипажной части, позволяющие решать задачи оптимального выбора параметров механической части локомотивов. Для предварительной оценки динамических качеств могут быть также использованы приближенные аналитические и эмпирические методы. Окончательная оценка динамических качеств и безопасности движения локомотива может быть дана после проведения комплексных натурных испытаний. Рассмотрим некоторые приближенные методы оценки безопасности движения локомотива.

При движении локомотива в кривых участках пути гребень направляющей колесной пары набегае на наружный рельс, и между гребнем колеса и головкой рельса действует направляющая сила Y_H . При больших значениях этой силы колесо может приподняться над головкой рельса и будет касаться рельса в одной точке. При этом направляющая сила будет равна боковому давлению $Y_6 = Y_p \pm H$ (где Y_p — рамное давление, создаваемое рамой экипажной части (тележки), на ось колесной пары в горизонтальном направлении; H — сила трения между колесом и рельсом).

Знак $+$ берется при сбегании набегающего колеса с рельса и знак $-$ при набегании. Отрыву колеса (рис. 164, а) препятствует

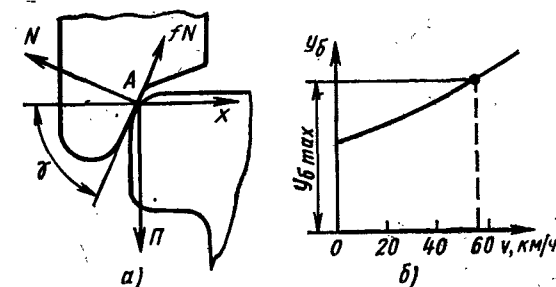


Рис. 164. Схема для определения параметров безопасности движения в кривых:

а — сил, возникающих при всползании гребня колеса на рельс; б — боковых сил от скорости движения локомотива

вертикальная нагрузка P колеса на рельс, соскальзыванию колеса вниз — сила трения fP (f — коэффициент трения).

Безопасность движения будет обеспечена, если

$$Y_6/P \leq (\operatorname{tg} \gamma - f)/(1 + f \operatorname{tg} \gamma).$$

При угле наклона гребня локомотивных колес $\gamma = 70^\circ$ и коэффициенте трения гребня о головку рельса $f = 0,25$ отношение $Y_6/P \leq 1,48$. Данный критерий безопасности по всползанию не учитывает влияние таких факторов, как угол набегания, возможная разгрузка колес, скорость движения и т. д. С учетом необходимого запаса обычно принимают $Y_6/P \leq 1,2$.

Располагая графиками зависимости боковых сил от скорости движения для различных радиусов кривых, полученными, например, в результате расчета динамического вписывания, и принимая $Y_{6 \max} = 1,2P$, можно определить допускаемую скорость движения по условию отсутствия всползания.

На практике более опасным является боковое отжатие рельса \bar{y} , возникающее под действием бокового давления. При больших значениях отжатия появляются остаточные боковые сдвиги рельса, которые постепенно могут увеличить ширину колеи до недопустимых размеров. Отжатие может быть определено по эмпирической формуле, предложенной проф. К. П. Королевым,

$$\bar{y} = k_{гд} \left(\alpha Y_6 + \frac{Y_6 - f_n P}{\beta} \right), \quad (44)$$

где $k_{гд}$ — коэффициент горизонтальной динамики, характеризующий тип экипажной части и скорости движения; α и β — коэффициенты, обусловленные типом рельса; f_n — коэффициент трения между подкладкой и шпалой, принимаемый равным 0,15.

Ориентировочные значения коэффициентов α и β приведены ниже.

| Рельсы | P38 | P43 | P50 | P65 | P75 |
|------------------------|------|------|-----|------|------|
| $\alpha \cdot 10^{-4}$ | 0,28 | 0,24 | 0,1 | 0,07 | 0,08 |
| $\beta \cdot 10^3$ | 10 | 10,5 | 12 | 15 | 17 |

Значения Y_6 и P в формулу (44) подставляют в ньютонах при данных значениях α и β . Коэффициент $k_{гд}$ определяют по эмпири-

ческим формулам. При отсутствии поперечной упругости в связи колесной пары и рамы для передней (направляющей) оси тележки $k_{гд} = 1 + 0,006v$, где v — скорость движения локомотива. При наличии поперечной упругости (упругие осевые упоры или поводковые буксы) $k_{гд} = 1 + 0,002v$.

Движение в кривой считают удовлетворительным при следующих значениях отжатия.

| | | | | | |
|------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Рельсы | P38 | P43 | P50 | P65 | P75 |
| Отжатие, мм (не более) | 8 | 7,5 | 6,5 | 6,0 | 5,0 |

Зная зависимость $Y_6 = f(v)$, по формуле (44) находят отжатие и строят график $y = f(v)$. Затем, откладывая на оси ординат допустимые значения отжатия рельса, определяют возможные скорости движения в кривых различных радиусов.

На практике иногда раньше происходит ограничение движения локомотива в кривой не по всползанию и отжатию, а по так называемому непогашенному ускорению a_n . Это ускорение, приложенное радиально к грузу или пассажиру, возникает вследствие действия силы, равной разности центробежной силы и составляющей силы тяжести (из-за возвышения наружного рельса).

Для локомотивов определяют также максимально допустимые скорости движения при условии обеспечения нормальной работы локомотивных бригад в случае воздействия на экипажной части непогашенного ускорения. Максимальная скорость движения локомотива в кривой

$$v = \sqrt{R(0,08h + 13a_n)},$$

где R — радиус кривой, м; h — возвышение наружного рельса, мм; a_n — допускаемое значение непогашенного ускорения, м/с^2 .

Допускаемое значение непогашенного ускорения принимают на отечественных железных дорогах равным $0,7 \text{ м/с}^2$.

При движении локомотива на прямых участках пути в основу метода оценки безопасности движения положен вероятностный подход к определению максимальной вертикальной расчетной нагрузки движущегося колеса локомотива. Предполагая, что распределение случайных вертикальных динамических нагрузок подчиняется нормальному закону, максимальную вероятную расчетную нагрузку вычисляют как совокупность средних значений случайных нагрузок $P_{i \text{ ср}}$ и их дисперсий $\sum S_i$, т. е.

$$P_{\Sigma \text{ max}} = P_{i \text{ ср}} + 2,5 \sqrt{\sum S_i^2}.$$

При статистической обработке опытных данных по воздействию локомотивных колес на рельсы находят средние значения и средние квадратичные отклонения составляющих динамической нагрузки (в Н):

1) от колебаний наддрессорного строения

$$P_p = k_d (P - q_1)$$

или

$$P_p = \text{ж} z_{\text{max}},$$

где k_d — коэффициент вертикальной динамики; q_1 — вес необдрессоренных частей колесной пары, отнесенные к одному колесу; ж — расчетная жесткость рессорного подвешивания; z_{max} — наибольший прогиб подвешивания под действием динамической нагрузки.

Для новых или проектируемых локомотивов $k_d = 0,1 + 0,2 (v/\Delta_{\text{ст} \Sigma})$, где $\Delta_{\text{ст} \Sigma}$ — суммарный статический прогиб рессорного подвешивания.

Для существующих тепловозов коэффициент k_d может быть принят по результатам динамических испытаний, а наибольший динамический прогиб (в м) определен по эмпирической формуле $z_{\text{max}} = 7,9 \cdot 10^{-3} + 8 \cdot 10^{-7} v^2$. Среднее значение нагрузки от колебаний $P_{p \text{ ср}} = 0,75 P_p$, а среднее квадратичное отклонение $S_p = 0,08 P_p$.

2) при движении по плавным изолированным неровностям пути среднее значение нагрузки $P_{\text{нп} \text{ ср}} = 0$, а среднее квадратичное отклонение

$$S_{\text{нп}} = 0,565 \cdot 10^{-8} \beta_1 \gamma_6 l P_{\text{ср}} v \sqrt{(U/k_{\text{ж}}) q_1},$$

где β_1 — коэффициент, равный 1 для рельсов P50 и P65 и 1,15 для рельса P43; γ_6 — коэффициент, зависящий от типа балласта (для щебня $\gamma_6 = 1,0$; для гравия $\gamma_6 = 1,1$; для песка $\gamma_6 = 1,5$); l — расстояние между осями шпал, м; $P_{\text{ср}}$ — средняя нагрузка от колеса на рельс, равная сумме статической нагрузки и средней нагрузки от колебания рессор, $P_{\text{ср}} = P + P_{p \text{ ср}}$; U — модуль упругости рельсового основания, представляющий собой нагрузку, возникающую при осадке рельса на единицу глубины, Па; $k_{\text{ж}}$ — коэффициент относительной жесткости рельсового основания и рельсов, м^{-1} .

Параметры верхнего строения пути приведены в табл. 31;

3) от действия плавной изолированной неровности на бандаже $P_{\text{ннк}}$. Под такой неровностью понимают закатанную выбоину глубиной $a = 0,00047$ м. Предполагают, что такие неровности имеются у 5% локомотивных колес.

Среднее значение указанной нагрузки $P_{\text{ннк} \text{ ср}} = 0$, среднее квадратичное отклонение

$$S_{\text{ннк}} = 0,25a (2U/k_{\text{ж}}) y_{\text{max}},$$

где y_{max} — отношение наибольшего дополнительного прогиба рельса к глубине неровности колеса. При скорости движения 20 км/ч и более принимают $y_{\text{max}} = 1,47$;

Таблица 31

Основные расчетные параметры пути

| Характеристика конструкции пути | U, МПа | $k_{ж}$, М ⁻¹ | l, м | W , 10 ⁻³ М ³ | ω , М ² | Ω , М ² |
|---------------------------------|--------|---------------------------|------|---------------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| P75 (6) 1840 (ЖБ) Ш | 100 | 1,3 | 0,55 | 0,492 | — | 0,2975 |
| P65 (6) 1840 (ЖБ) Ш | 100 | 1,34 | 0,55 | 0,417 | — | 0,2975 |
| P50 (6) 1840 (ЖБ) Ш | 100 | 1,6 | 0,55 | 0,273 | — | 0,2975 |
| P75 (6) 1840 (I) Ш | 27 | 0,94 | 0,55 | 0,492 | 0,0549 | 0,2835 |
| P65 (6) 1840 (II) Ш | 26 | 1 | 0,55 | 0,417 | 0,0549 | 0,2735 |
| P50 (6) 1840 (II) Ш | 26 | 1,14 | 0,55 | 0,273 | 0,0495 | 0,2734 |
| P43 (6) 1840 (II) Ш | 26 | 1,24 | 0,55 | 0,204 | 0,0464 | 0,2734 |
| P65 (6) 1840 (II) Гр | 21 | 0,94 | 0,55 | 0,417 | 0,0549 | 0,2734 |
| P50 (6) 1840 (II) Гр | 21 | 1,08 | 0,55 | 0,273 | 0,0496 | 0,2734 |
| P43 (6) 1840 (II) Гр | 21 | 1,17 | 0,55 | 0,204 | 0,0464 | 0,2734 |
| P50 (6) 1840 (II) П | 21 | 1,08 | 0,55 | 0,273 | 0,0496 | 0,2734 |
| P43 (6) 1840 (II) П | 21 | 1,17 | 0,55 | 0,204 | 0,0464 | 0,2734 |

Примечание. ЖБ — железобетонные шпалы; I и II — тип деревянных шпал; Ш — щебеночный балласт; Гр — гравийный балласт; П — песочный.

4) от действия непрерывных плавных неровностей на бандаже $P_{ннк}$. Под такими неровностями понимаются прокат, неравномерно распределенный по окружности бандажа. Предполагают, что такой прокат наблюдается у 95% локомотивных колес. Среднее значение нагрузки $P_{ннк.ср} = 0$, среднее квадратичное отклонение

$$S_{ннк} = 0,112 \cdot 10^{-11} q_1 (v^2/D_k^2) (U/k_{ж}),$$

где D_k — диаметр колеса, м.

Наибольшую вертикальную расчетную нагрузку движущегося колеса тепловоза на рельс с учетом изложенного подсчитывают по формуле

$$P_{\Sigma \max} = P + P_{р.ср} + 2,5 \sqrt{S_p^2 + S_{нп}^2 + 0,05 S_{ннк}^2 + 0,95 S_{ннк}^2}.$$

Максимальные напряжения в сечении рельса, находящегося под движущимся колесом, с учетом влияния соседних колес

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{P_{\Sigma \max} + \sum_{i=1}^3 P_{ср} \mu_i(x)}{4k_{ж}W},$$

где $P_{ср}$ — среднее значение нагрузок соседних колес, равное $P + P_{р.ср}$; $\mu_i(x)$ — эпюра функции изгибающего момента от действия вертикальной нагрузки на рельс; W — момент сопротивления сечения рельса, м³ (см. табл. 31); i — число соседних колес.

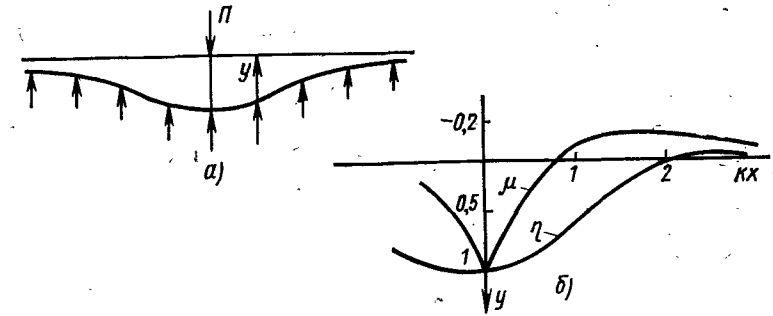


Рис. 165. Схема изгиба рельса, находящегося на сплошном упругом основании, под действием вертикальной нагрузки (а) и эпюры функций $\mu(x)$ и $\eta(x)$

Напряжения смятия шпалы подкладкой

$$\sigma_{ш} = k_{ж}l/2\omega [P_{\Sigma \max} + \sum P_{ср} \eta_i(x)],$$

где ω — площадь рельсовой подкладки, м² (см. табл. 31); $\eta_i(x)$ — функция упругой линии рельса.

Напряжения в балластном слое

$$\sigma_6 = k_{ж}l/2\Omega [P_{\Sigma \max} + \sum_{i=1} P_{ср} \eta_i(x)],$$

где Ω — половина опорной площади шпалы с поправкой на ее изгиб, м².

Функции $\mu_i(x)$ и $\eta_i(x)$ получены в результате решения следующего дифференциального уравнения изогнутой упругой линии рельса, рассчитываемого как балка, лежащая на сплошном упругом основании (рис. 165):

$$d^4y/dx^4 + 4k_{ж}y = 0.$$

Ниже приведены численные значения указанных функций с учетом коэффициента $k_{ж}$.

| | | | | | |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $k_{ж}x$ | 0 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 |
| $\eta(x)$ | 1 | 0,635 | 0,508 | 0,39 | 0,285 |
| $\mu(x)$ | 1 | -0,009 | -0,111 | -0,172 | -0,201 |
| $k_{ж}(x)$ | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3,0 | |
| $\eta(x)$ | -0,006 | -0,025 | -0,037 | -0,042 | |
| $\mu(x)$ | -0,128 | -0,102 | -0,078 | -0,056 | |
| $k_{ж}x$ | 1,6 | 1,8 | 2,0 | 2,2 | |
| $\eta(x)$ | 0,196 | 0,123 | 0,037 | 0,024 | |
| $\mu(x)$ | -0,208 | -0,198 | -0,179 | -0,155 | |
| $k_{ж}(x)$ | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,8 | |
| $\eta(x)$ | -0,043 | -0,041 | -0,037 | -0,031 | |
| $\mu(x)$ | -0,038 | -0,024 | -0,012 | -0,004 | |

Допускаемые напряжения в кромках подошвы рельса

$$\sigma_p = \sigma_t/n - \sigma_t,$$

где σ_t — условный предел текучести рельсовой стали; для рельсов Р43, Р50, Р65 $\sigma_t = 350$ МПа; n — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,3; σ_t — температурные напряжения, возникающие в результате действия продольных сил при изменении температуры.

Значения напряжений (МПа) для рельсов Р43, Р50, Р65 приведены ниже.

| | | |
|------------------|------|-----|
| Длина рельсов, м | 12,5 | 25 |
| σ_t | 35 | 70 |
| σ_p | 240 | 205 |

Допускаемые напряжения смятия шпал под подкладками составляют от 2,2 МПа для шпал из хвойных пород до 4,4 МПа для дубовых шпал. Допускаемые напряжения в балласте под шпалой принимают равными для щебня 0,5, для гравия 0,3 и для песка 0,275 МПа.

Пример расчета напряжений в рельсе. Исходные данные: тепловоз 2ТЭ10В со статической нагрузкой от колеса на рельс $P = 10650$ Н; весом необрессоренных частей $q_1 = 22300$ Н; жесткостью рессор, отнесенных к одному колесу, $\kappa = 1,19 \cdot 10^6$ Н/м; рельсы Р50; длина рельса 25 м, число шпал на 1 км пути 1840, балласт щебеночный; $U = 26$ МПа, $k_{ж} = 1,14$ м⁻¹; $W = 0,273 \cdot 10^{-3}$ м³. При расстоянии между соседними колесами тележки 2,1 м $k_{жx} = 1,14 \cdot 2,1 = 2,4$, тогда $\mu(x) = -0,128$.

Определяем составляющие суммарной нагрузки от колеса на рельс при максимальной скорости $v = 100$ км/ч:

$$P_p = \kappa z_{\max} = 1,19 \cdot 10^6 (7,9 \cdot 10^3 + 8 \cdot 10^{-7} \cdot 100^3) = 19 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{p, \text{ср}} = 0,75 P_p = 14,2 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad P_{\text{ср}} = P + P_{p, \text{ср}} =$$

$$= 106,5 \cdot 10^3 + 14,2 \cdot 10^3 = 120,7 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$S_p = 0,08 P_p = 0,08 \cdot 19 \cdot 10^3 = 1,52 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$S_{\text{кр}} = 0,565 \cdot 10^{-3} \beta_1 \gamma_0 l P_{\text{ср}} v \sqrt{U q_1 / k_{ж}} = 0,565 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,543 \cdot 120,7 \cdot 10^3 \times$$

$$\times 100 \sqrt{\frac{26 \cdot 10^6}{1,14}} 22,3 \cdot 10^3 = 28,1 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$S_{\text{ннк}} = 0,25 a \frac{2U}{k_{ж}} y_{\max} = 0,25 \cdot 0,00047 \frac{2 \cdot 26 \cdot 10^6}{1,14} 1,47 = 7,56 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$S_{\text{ннк}} = 0,112 \cdot 10^{-11} q_1 v^2 U / D_k^2 k_{ж} = 0,112 \cdot 10^{-11} \cdot 22,3 \cdot 10^3 \times$$

$$\times \frac{100^3 \cdot 26 \cdot 10^6}{1,05^3 \cdot 1,14} = 5 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{\Sigma \max} = P + P_{p, \text{ср}} + 2,5 \sqrt{S_p^2 + S_{\text{нп}}^2 + 0,05 S_{\text{ннк}}^2 + 0,95 S_{\text{ннк}}^2} =$$

$$= 106,5 \cdot 10^3 + 14,2 \cdot 10^3 +$$

$$+ 2,5 \sqrt{1140^3 + 28100^3 + 0,05 \cdot 7500^3 + 0,95 \cdot 5000^3} = 192,7 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

$$\text{При } v = 0 \quad P_{\Sigma \max} = 114,8 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Находим напряжение в рельсе под передним колесом в прямом участке пути: при $v = 0$

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{P_{\Sigma \max} + \sum P_{\text{ср}} \mu(x)}{4 k_{ж} W} = \frac{114,8 \cdot 10^3 - 0,128 \cdot 10,650 \cdot 10^3}{4 \cdot 1,14 \cdot 0,273 \cdot 10^{-3}} = 90 \text{ МПа};$$

при $v = 100$ км/ч

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{192,7 \cdot 10^3 - 0,128 \cdot 10,65 \cdot 10^3}{4 \cdot 1,14 \cdot 0,273} = 153 \text{ МПа}.$$

Для рельсов длиной 25 м $\sigma_p = 240$ МПа.

Таким образом, тепловоз 2ТЭ10В не имеет ограничения скорости по воздействию на путь в прямой до максимальной скорости $v = 100$ км/ч.

Определение собственных частот вертикальных колебаний и критических скоростей движения локомотива. Рессоры поглощают энергию толчков от неровностей, превращая ее в колебания наддрессорного строения. Как упругообрессоренная система, локомотив может иметь частоты собственных колебаний нескольких видов. Стыковой путь создает мощные периодические составляющие возмущения, частота которых обусловлена длиной рельса и скоростью движения.

При совпадении частот собственных колебаний наддрессорного строения локомотива с частотой периодических колебаний пути возможны резонансные явления, особенно при недостаточном трении гасителей колебаний. С практической точки зрения важно определить скорости движения локомотива, при которых возможны резонансные колебания. В дальнейшем будем называть эти скорости критическими. Если критические скорости лежат в рабочем диапазоне скоростей, то необходимо принимать меры по эффективному гашению резонансных колебаний.

Для локомотива с одноступенчатым подвешиванием возможны два вида вертикальных колебаний наддрессорного строения — подпрыгивание и галопирование (рис. 166, а).

Частота собственных колебаний подпрыгивания (Гц)

$$f_{\text{п}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\sum \kappa_i / m_{\text{н}}},$$

где $\sum \kappa_i$ — суммарная жесткость рессорного подвешивания; $m_{\text{н}}$ — масса наддрессорного строения.

При известном статическом прогибе подвешивания частота собственных колебаний подпрыгивания

$$f_{\text{п}} = 5 \sqrt{\Delta_{\text{ст}}},$$

где $\Delta_{\text{ст}}$ — статический прогиб подвешивания, см.

Частота собственных колебаний галопирования

$$f_{\text{г}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum \kappa_i x_i^2 - N h_{\text{г}}}{J_y}},$$

где N — сила тяжести наддрессорного строения; J_y — момент инерции наддрессорного строения относительно оси y ; $J_y = J_{y\text{с}} +$

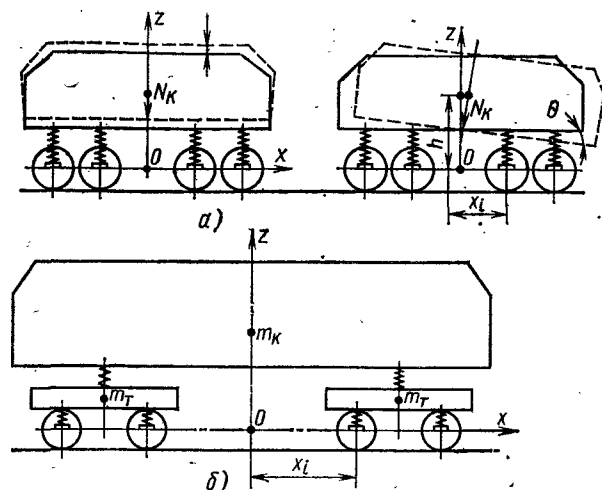


Рис. 166. Схемы для расчета колебаний экипажной части локомотива при подвешивании:
а — одноступенчатом; б — двухступенчатом

+ $m_k h^2$ (J_{yc} — собственный момент инерции кузова); h_r — расстояние от плоскости рессорного подвешивания до плоскости, проходящей через центр тяжести надрессорного строения.

Для тележечного локомотива с двухступенчатым рессорным подвешиванием определить собственные частоты более сложно. Так, для экипажной части с тремя подрессорными массами (рис. 166, б) существует шесть частот собственных колебаний. Определение их представляет собой задачу отыскания собственных значений корней системы дифференциальных уравнений, описывающих свободные колебания экипажной части.

Если рассматривать только колебания подпрыгивания, то

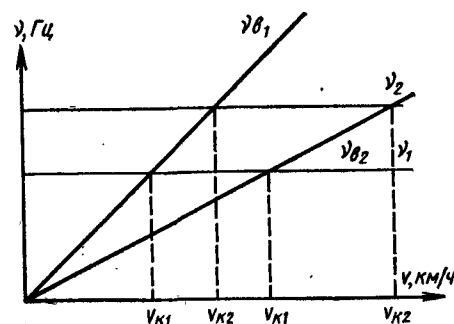


Рис. 167. Графики для определения критических скоростей движения при резонансных колебаниях надрессорного строения локомотива

(колебание в противофазе). В общем случае оба главных колебания протекают совместно, создавая сложные колебания надрессорного строения.

Зная частоты собственных колебаний, можно определить скорости движения локомотива, при которых возможны резонансы по отдельным видам колебаний, если считать, что возмущающая сила создается периодически повторяющимися неровностями рельсового звена. При известной длине рельса L_p возмущающая частота пропорциональна скорости движения $f_b = v/L_p$. При резонансе частоты вынужденных колебаний f_b равны частоте собственных колебаний f_c . Тогда резонансная (критическая) скорость $v = f_c L_p$. Если имеется несколько частот собственных колебаний, то им соответствуют несколько резонансных скоростей (рис. 167). Приведенные на рис. 167 резонансные скорости соответствуют двум частотам возмущающего воздействия f_{b1} и f_{b2} для длин рельсового звена $L_p = 12,5$ и 25 м.

при одинаковых массе и жесткости рессорного подвешивания каждой тележки задачу сводят к нахождению двух частот, рассчитываемых по формуле (15). Меньшая из них представляет собой частоту первого главного колебания системы, она соответствует синхронному движению кузова и тележек (синфазное колебание); большая соответствует второму главному колебанию, когда кузов и тележки движутся навстречу один другому

ГЛАВА VIII **ВЫБОР ТЯГОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И РАСЧЕТ ТЯГОВЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

§ 44. ТИПЫ ПЕРВИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

В современных тепловозах преимущественно применяют двухтактные и четырехтактные дизели с наддувом. Двигатели внутреннего сгорания других типов используют редко и в основном в мотовозах и маломощных промышленных тепловозах. Дизель обладает относительно высокими экономичностью и эксплуатационной надежностью, большой удельной мощностью, прост в обслуживании. Основные технические данные дизелей тепловозов приведены в табл. 32. К основным техническим показателям дизелей относят тактность, агрегатную и цилиндровую мощность, номинальную и минимальную угловую скорость коленчатого вала, удельный расход топлива и масла, массу, приходящуюся на единицу мощности, моторесурс, габаритные размеры.

На эксплуатируемых тепловозах в равной степени применяют двухтактные и четырехтактные дизели. Однако в настоящее время выпускаются тепловозы новых серий с четырехтактными дизелями, поскольку они создают большие возможности для форсирования их по среднему эффективному давлению p_e и угловой скорости ω и для повышения их надежности.

При работе двухтактного дизеля по сравнению с четырехтактным на всех режимах расходуется больше воздуха на продувку цилиндров, на что затрачивается дополнительная мощность и расходуется топливо. Кроме того, у двухтактного двигателя (из-за необходимости лучшего охлаждения цилиндро-поршневой группы) с водой и маслом отводится относительно большее количество тепла. Это приводит к необходимости увеличения поверхности охлаждения и массы охлаждающих устройств и к повышению затрат мощности на охлаждение. В результате возрастает общая масса силовой установки и уменьшается ее экономичность. По данным исследований, масса на единицу мощности силовой установки в случае двухтактного дизеля возрастает на 0,37 кг/кВт, а ее общий КПД снижается на 1,4%. Поэтому применять двухтактные дизели на перспективных тепловозах целесообразно без значительного увеличения их экономичности и надежности.

В соответствии с тенденциями развития тепловозной тяги возникает необходимость непрерывного увеличения агрегатной мощности дизелей. Наибольшая мощность находящихся в эксплуа-

Таблица 32

Основные технические данные тепловозных дизелей

| Наименование | 2Д100 | 10Д100 | 11Д45 | 11Д40 | 2Д70 | 5Д49 | 2В-5Д49 | ПДГ-1М | 2Д50 |
|--|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Обозначение по ГОСТ | 10ДН 23,7 25,4×2 | 23,7 25,4×2 | 16ДН 23 30 | 12ДН 23 30 | 16ЧН 23 27 | 16ЧН 23 30 | 26 16ЧН 26 | 64Н 31,8 33 | Рядный |
| Тип дизеля | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями | Сó встречно движущимися поршнями |
| Номинальная мощность, кВт | 1470 | 2210 | 2210 | 1470 | 2210 | 2210 | 2940 | 885 | 736 |
| Угловая скорость (рад/с) номинальная/минимальная на холостом ходу | 89,0 41,8 | 89,0 41,8 | 78,4 41,8 | 78,4 41,8 | 104,5 36,6 | 104,5 36,6 | 204±5% | 78,4 31,4 | 77,3 28,2 |
| Удельный номинальный расход топлива г/(кВт·ч): | 240 5,45 | 218±5% 4,1 | 231±5% 4,1 | 218±5% 6,1 | 204±5% 4,8 | 204±5% 3,8 | 214±5% 3,8 | 224±5% 5,45 | 248 8,15 |
| Количество теплоты, отводимой при номинальном режиме, 10 ⁶ × кДж/ч: | 24,3 | 34,4 13,4 | 35,2 8,8 | 25,1 | 25,5 7,1 | 23,5 12,6 | 41,8 21,0 | 15,4 1,73 | 14,7 |
| Масса на единицу мощности, кг/кВт | 13,8 13,2 | 21,4 8,8 | 15,5 6,2 | 14,2 8,5 | 15,1 7,9 | 12,6 7,25 | 16,8 5,44 | 2,72 19,4 | 2,52 23,4 |
| Габаритные размеры, мм: | 6815 1730 3350 | 6705 2610 3265 | 6444 1950 2600 | 5607 1818 2508 | 6465 1930 2960 | 6187 2090 2972 | 6213 1932 2972 | 5257 1585 2479 | 5069 1467 2478 |

| Наименование | M756 A, B | M756 Б | M753 | 1Д12 | FDL-16 | 16LVA24 | AGO230 V16ESHR | V8V 23 | 23 TL A2316SSF |
|--|-----------|----------|-------|--------------|--------|---------|-------------------|---------------|-------------------|
| Страна | СССР | | | | | | | | |
| Обозначение по ГОСТ | 12ЧН | 18 20 | | 15 124 20 | | | | 23 16ЧН 23 | 23 16ЧН 23 |
| Номинальная мощность, кВт | 604 | 736 | 553 | 220 | 2650 | 2940 | 2650 | 2460 | 2200 |
| Номинальная угловая скорость, рад/с | 146,5 | 157,0 | 146,5 | 157,0 | 110,0 | 115,0 | 141,2 | 157,0 | 110,0 |
| Удельный номинальный расход топлива, г/(кВт·ч) | 211+5% | 218+5% | 245 | 245—272 | — | — | — | — | — |
| То же, масла | 5,45 | 5,45 | 5,45 | 10,9 | — | — | — | — | — |
| Масса на единицу мощностн, кг/кВт | 2,99 | 2,44 | 2,99 | 8,35 | 7,92 | 6,3 | 5,65 | 4,27 | 7,1 |
| Габаритные размеры, мм: | | | | | | | | | |
| длина | 2420 | 2420 | 2270 | 1852 | 4902 | 4143 | 4200 | 3424 | 5100 |
| ширина | 1220 | 1220 | 1210 | 1085 | 1727 | 1800 | 1750 | 2450 | 1700 |
| высота | 1480 | 1480 | 1200 | 1275 | 2235 | 2482 | 2120 | 2535 | 2240 |

Примечание. Все приведенные дизели V-образные. Минимальная угловая скорость холостого хода отечественных дизелей, указанных в таблице, составляет 52,3 рад/с.

тации отечественных тепловозных дизелей составляет 2940 кВт в 16-цилиндровом исполнении. Созданы образцы дизелей агрегатной мощностью 4400 кВт в 20-цилиндровом исполнении.

Анализ путей повышения агрегатной мощности тепловозных дизелей показывает, что основным направлением является повышение среднего эффективного давления посредством увеличения давления наддувочного воздуха и его промежуточного охлаждения, увеличение в некоторых допускаемых пределах суммарного объема цилиндров и в отдельных случаях угловой скорости коленчатого вала.

Среднее эффективное давление при номинальном режиме работы: для четырехтактных тепловозных дизелей $p_e = 16,0 \div 18,5$ МН/м² и для двухтактных $p_e = 9 \div 10$ МН/м². Возможно повышение среднего эффективного давления у четырехтактных дизелей до 25—28 МН/м² и у двухтактных до 12,0—14,0 МН/м².

Увеличение давления p_e в результате применения высокого наддува и промежуточного охлаждения наддувочного воздуха сопровождается значительным уменьшением габаритных размеров и удельной массы дизеля, а также повышением его топливной экономичности в номинальном режиме. Однако следует учитывать, что тепловозные дизели большую часть времени работают при частичных нагрузках и в режиме переходных процессов. В этих случаях значительно ухудшается рабочий процесс двигателей с высоким газотурбинным наддувом (повышение температуры, дымление, увеличение удельного расхода топлива); это обусловлено несоответствием воздухопобоя подаче топлива и соответственно уменьшением коэффициента избытка воздуха. Кроме того, с повышением давления p_e возрастает тепловая и механическая напряженность деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Поэтому увеличение агрегатной мощности тепловозных дизелей в результате возрастания давления p_e должно сопровождаться разработкой систем автоматического согласования воздухо- и топливоподачи и мер, повышающих надежность агрегата.

В ограниченных пределах агрегатную мощность тепловозных дизелей можно повысить увеличением суммарного объема цилиндров, т. е. увеличением диаметра цилиндров и их числа.

Диаметр серийно выпускаемых мощных тепловозных дизелей не превышает 260 мм. Разработаны дизели с диаметром цилиндра 300—320 мм. При прочих равных условиях увеличение диаметра цилиндров дизеля ограничено механической прочностью деталей кривошипно-шатунного механизма, увеличением температуры в центре днища поршня, а также массы и габаритных размеров дизеля.

Номинальная угловая скорость коленчатого вала тепловозных дизелей ω_n составляет 63—157 рад/с. Вопрос о выборе оптимального значения ω_n является дискуссионным, что объясняется значительными трудностями при сравнительной технико-экономиче-

ской оценке дизелей с различными значениями ω_n . При увеличении ω_n уменьшается масса на единицу мощности как дизеля, так и приводимого им преобразователя энергии (например, тягового генератора). С другой стороны, с увеличением частоты ω_n возрастают эксплуатационные расходы из-за повышения удельного расхода масла и значительно снижаются моторесурс двигателя и соответственно расходы на ремонт. Таким образом, для тепловозных дизелей следует выбирать минимальную частоту ω_n , сохранив необходимые габаритные размеры и массу дизеля.

В отечественном тепловозостроении преимущественно применяются дизели средней быстроходности. В европейских странах (ФРГ, Франция) широко используют быстроходные дизели, что объясняется необходимостью получения достаточно большой секционной мощности тепловоза при ограниченной нагрузке на ось, а также применением гидропередачи (ФРГ).

Габариты подвижного состава ограничивают линейные размеры дизеля. При заданной длине локомотива длина дизеля обусловлена возможностью размещения вспомогательного оборудования, высота и ширина — размещением дизеля в габарит подвижного состава. При большой ширине уменьшаются проходы в машинном помещении и затрудняется выполнение ремонтных работ.

Специфическими условиями работы дизеля на тепловозе являются переменный режим работы по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала, значительная доля работы на холостом ходу и широкий диапазон изменения атмосферных условий.

Режим работы дизеля меняется в результате изменения нагрузки или положения регулирующего органа дизеля. Режим работы, устанавливающийся после каждого такого изменения, определяется характеристиками дизеля и потребителя.

К основным рабочим характеристикам дизеля относят кривые зависимости эффективной мощности P_e , крутящего момента M_e , эффективного КПД η_e и удельного расхода топлива g_e от угловой скорости ω коленчатого вала. Названные характеристики получают при различных неизменных положениях регулирующего органа (реек топливного насоса). Если характеристики получены при том положении регулирующего органа, которое соответствует номинальному режиму (P_{en} и ω_n), то их называют *внешними*. При других положениях регулирующего органа (меньших номинального), характеристики называют *частичными*. На рис. 168 приведены внешние характеристики некоторых тепловозных дизелей. Не для всех дизелей допускается продолжительная работа по внешней характеристике. При высокой степени наддува снижение частоты вращения коленчатого вала приводит к понижению подачи нагнетателя и уменьшению давления наддувочного воздуха. В этом случае при неизменной цикловой подаче топлива уменьшается коэффициент избытка воздуха и ухудшается рабочий процесс в цилиндрах дизеля. Поэтому цикловую подачу топлива для таких дизелей необходимо снижать при уменьшении частоты ω .

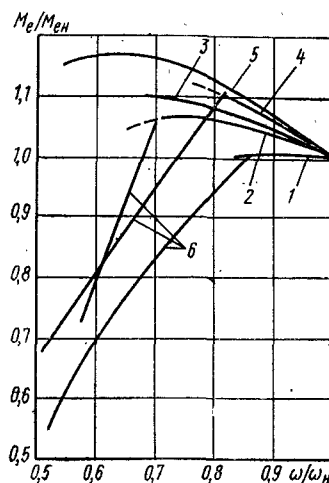


Рис. 168. Внешние характеристики тепловозных дизелей:
1 — 11Д45; 2 — 6Д70; 3 — М756АВ; 4 — ПД;
5 — 2Д100; 6 — ограничительные

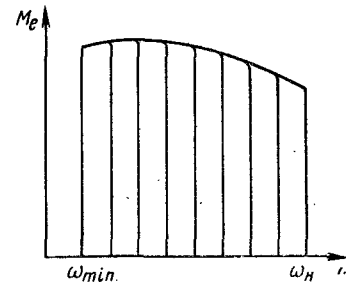


Рис. 169. Зависимость крутящего момента дизеля от угловой скорости коленчатого вала дизеля с изодромным многорежимным регулятором

При этом наибольшее значение M_e соответствует кривым 6. Режимы работы дизеля ограничены также максимальной и минимальной угловой скоростью его коленчатого вала. В первом случае ограничение обусловлено механической прочностью и износом узлов дизеля, во втором — ухудшением рабочего процесса.

Тепловозные дизели отечественного производства снабжены всережимными изодромными регуляторами, которые в установленных режимах при заданной настройке позволяют поддерживать постоянную частоту вращения коленчатого вала при изменении нагрузки от нуля до максимума. Дизель в этом случае работает по нагрузочной характеристике, совпадающей с регуляторной. Настройка таких регуляторов (изменение натяжения режимной пружины) меняется ступенчато в зависимости от положения главной рукоятки контроллера машиниста. Общий вид регуляторных характеристик дизеля с изодромным регулятором показан на рис. 169. При каждой настройке регулятора частота вращения вала дизеля поддерживается практически постоянной, поэтому регуляторные характеристики представляют собой прямые. Мощность и крутящий момент изменяются в зависимости от нагрузки в пределах от нуля до значения, соответствующего работе по внешней характеристике. Количество регуляторных характеристик соответствует числу позиций управления.

Эффективный удельный расход топлива и КПД дизеля зависят от параметров и режима его работы. Наиболее полное представление об экономичности дизеля при переменных режимах работы дают кривые зависимости $P_e(\omega)$ при $g_e = \text{const}$ (рис. 170), называемые универсальной характеристикой. Из графиков (рис. 170) видно, что заданную мощность дизеля можно реализовать при различных значениях ω и g_e . Очевидно, целесообразно выбирать для каждого значения мощности такую частоту вращения, при

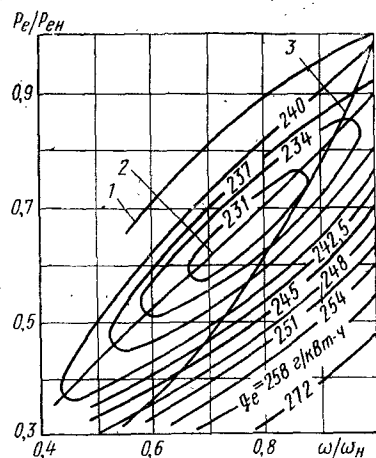


Рис. 170. Универсальная характеристика дизеля 2Д100:
1 — внешняя; 2 — экономичная; 3 — тепловозная при электрической передаче

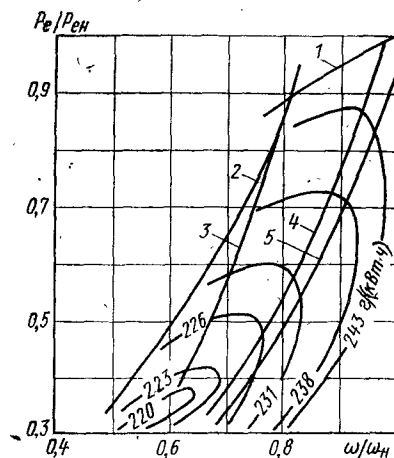


Рис. 171. Совмещенные характеристики дизеля ПДМ1 и гидропередачи:
1, 2 — соответственно внешняя и ограничительная характеристики дизеля;
3, 4 — границы зоны совместной работы дизеля и гидротрансформатора;
5, 6 — границы зоны совместной работы дизеля и гидромукты

которой удельный расход топлива будет минимальным. В этом случае дизель будет работать по экономичной характеристике (кривая 2 на рис. 170).

Работа тепловозных дизелей в широком диапазоне мощностей и частот вращения вала вызвана необходимостью обеспечения достаточно плавного изменения силы тяги от наименьшего ее значения до наибольшего при различных условиях движения тепловоза. Вследствие этого работа дизеля происходит по тепловозной характеристике, положение которой в координатах мощность—частота вращения определяется типом передачи мощности. В свою очередь от вида тепловозной характеристики зависят экономичность и надежность дизеля.

При электрической передаче нагрузкой дизеля является электрический генератор. Систему автоматического регулирования (САР) дизель-генератора настраивают таким образом, что на каждой позиции контроллера машиниста поддерживается заданная постоянная мощность дизеля независимо от режима движения тепловоза. Поэтому тепловозная характеристика дизеля (кривая 3, рис. 170) не является однозначной и может быть выбрана оптимальной или близкой к ней по условиям наибольшей экономичности дизеля.

В случае работы дизеля с гидропередачей его нагрузкой является гидротрансформатор или гидромукта. Мощность, потребляемая этими агрегатами, пропорциональна кубу угловой скорости входного вала, поэтому мощность дизеля в зависимости от

угловой скорости коленчатого вала изменяется по закону кубической параболы. На рис. 171 показаны совмещенные безразмерные характеристики дизеля и гидропередачи. С учетом расхода мощности на собственные нужды область совместной работы дизеля и гидротрансформатора расположена между параболлами 5 и 4, а с гидромуктой между параболлами 3 и 4 (при различных значениях отношения частоты вращения турбинного колеса к частоте вращения насосного колеса).

Из рис. 170 и 171 видно, что по условиям наиболее экономичной работы дизеля на переменных режимах при эксплуатации целесообразно выполнить ряд требований. Система автоматического регулирования энергетической цепи тепловоза должна обеспечить стабильный закон изменения мощности дизеля от частоты вращения коленчатого вала независимо от режима движения тепловоза, требуемые значения КПД передачи и вспомогательной нагрузки дизеля (подключения вентилятора, компрессора), а также и других факторов. Наибольший удельный расход топлива для каждой заданной частоты вращения вала должен соответствовать мощности на тепловозной характеристике, т. е. экономичная характеристика дизеля должна по возможности совпадать с тепловозной в наиболее широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала. При электрической передаче эта задача решается относительно просто (применением системы объединенного регулирования дизель-генератора). В случае работы дизеля с гидропередачей при решении задачи получения требуемой стабильной тепловозной характеристики дизеля встречаются со значительными трудностями.

Опыт эксплуатации автономных локомотивов, а также анализ условий и режимов работы их силовых установок показывают, что первичные двигатели этих локомотивов должны удовлетворять разнообразным (в отдельных случаях противоречивым) требованиям. Важнейшие из них:

1. Необходимая эффективная мощность при приемлемых для проектируемого локомотива габаритных размерах и массе.
2. Высокая экономичность по расходу топлива и смазочных материалов в широком диапазоне рабочих режимов и холостого хода, и в особенности режимов, осуществляемых преимущественно в эксплуатации.
3. Низкая теплоотдача воде и маслу, включая теплоотдачу теплообменнику наддувочного воздуха.
4. Минимальные масса и габаритные размеры вспомогательных устройств и систем, а также минимальный расход мощности на их функционирование.
5. Возможность работы на низкосортных топливах.
6. Безотказность пуска при минимальном расходе энергии.
7. Технологичность и простота конструкции, обеспечивающая низкую стоимость изготовления, удобство монтажа и демонтажа, ремонта и обслуживания в эксплуатации.

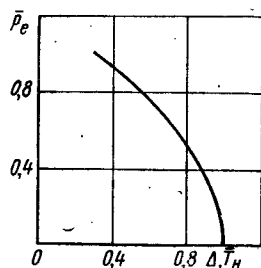


Рис. 172. Обобщенная статистическая зависимость мощности дизеля от времени работы под нагрузкой для грузовых тепловозов

8. Наиболее полная автоматизация работы, обеспечивающая минимальный уход и исключающая возникновение аварийных режимов.

9. Наиболее полное уравнивание центробежных сил и минимальная передача динамических сил и вибраций на раму локомотива.

10. Безопасность работы локомотивной бригады в процессе обслуживания.

11. Возможность быстрого изменения режима работы.

12. Достаточный моторесурс. Срок службы до первого капитального ремонта для дизелей средней быстроходности должен быть не менее 20 000 ч, а новой — 12 000 ч.

13. Максимальная унификация и стандартизация как дизелей, так и их агрегатов, узлов и деталей.

Показатель по расходу топлива в точке номинального режима не полностью характеризует топливную экономичность тепловозного дизеля в эксплуатации. Для дизеля, работающего на переменных режимах, характерным показателем является среднее эксплуатационный удельный эффективный расход топлива g_{e3} , величину которого определяют по формуле

$$g_{e3} = \frac{P_{eH} \sum \bar{P}_e g_e \Delta T_H + \sum b_x \Delta T_x / T_H}{P_{eH} \sum \bar{P}_e \Delta T_H},$$

где \bar{P}_e — относительная мощность дизеля, реализуемая в течение времени ΔT_H и соответствующая заданной угловой скорости коленчатого вала ω ; g_e — удельный эффективный расход топлива при соответствующих \bar{P}_e и ω , кг/(кВт·ч); b_x — расход топлива на холостом ходу при заданной скорости ω , кг/ч; ΔT_H — время работы дизеля под нагрузкой при соответствующих \bar{P}_e и ω , отнесенное ко всему времени работы под нагрузкой T_H ; ΔT_x — время работы дизеля на холостом ходу при расходе топлива b_x .

Значения \bar{P}_e и ΔT_H для магистральных тепловозов определяют по графикам (рис. 172), а значения g_e — по совмещенным универсальной и тепловозной характеристикам дизеля. Время работы дизеля на холостом ходу $\Delta T_x = (0,3 \div 0,4) T_H$.

Важное значение имеет положение точки, соответствующей минимальному удельному расходу топлива, на тепловозной характеристике. Мощность и частота вращения, для которых должен быть наименьший расход топлива, зависят от назначения тепловоза и эксплуатационных режимов работы дизеля. Для дизеля магистрального тепловоза точка наименьшего удельного расхода

топлива должна находиться в зоне 0,7—1,0 номинальной частоты вращения, поскольку эти режимы являются преимущественными в эксплуатации магистральных тепловозов; для дизеля маневрового тепловоза — дальше от точки номинального режима.

Важным экономическим показателем, характеризующим эксплуатационные качества двигателя, является также стоимость единицы работы, которая складывается из затрат на топливо, возмещение расходов на производство дизеля, ремонты всех видов и эксплуатацию. Каждая из этих составляющих зависит от основных показателей двигателя. Затраты на топливо зависят от КПД двигателя, рода топлива и продолжительности работы на различных режимах; затраты на возмещение расходов по производству определяются интенсивностью эксплуатации, характером производства, размерами и конструкцией дизеля. Затраты на ремонт зависят от моторесурса и сложности конструкции. Стоимость единицы работы (1 руб/кВт·ч) может быть определена по формуле

$$c = c_m g_{e3} + \frac{1}{P_e} \left(\frac{c_d + c_p + c_3}{T_d} \right),$$

где c_m — стоимость единицы топлива; c_d — стоимость дизеля; c_p — стоимость ремонтов двигателя (капитальных, средних, текущих) за весь срок службы; c_3 — стоимость эксплуатации (смазочные и другие материалы) за весь срок службы; P_e — средняя эксплуатационная мощность, кВт; T_d — срок службы, ч.

Средняя эксплуатационная мощность

$$P_e = k_n P_{eH},$$

где k_n — коэффициент использования номинальной мощности дизеля в эксплуатации.

Статистическое изучение режимов работы тепловозных дизелей в эксплуатации показало, что для магистральных тепловозов (грузовых и пассажирских) среднее значение коэффициента k_n колеблется в узких пределах (0,55—0,70).

Тип дизеля для проектируемого тепловоза выбирают с учетом перечисленных выше требований, при этом оценивают, наиболее полно ли соответствуют характеристики дизеля типу передачи и назначению тепловоза. Такое соответствие устанавливают на основании анализа совмещенных универсальной и тепловозной характеристик дизеля. Различные дизели при прочих равных условиях (одинаковый тип передачи, равные условия эксплуатации) сравнивают путем определения среднеексплуатационного удельного расхода топлива и стоимости единицы работы.

§ 45. ТИПЫ ПЕРЕДАЧ МОЩНОСТИ

Передачей мощности называют устройство или систему устройств, образующих цепь, по которой мощность первичного двигателя передается к движущим осям локомотива. Основными тяговыми параметрами локомотива являются длительная сила тяги

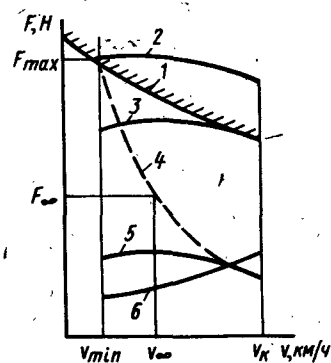


Рис. 173. Примерные тяговые характеристики тепловоза с непосредственным приводом: 1 — ограничение по сцеплению; 2, 3, 5 — внешние характеристики дизеля различной мощности; 4 — линия постоянной мощности; 6 — сопротивление движению

$F_{к\infty}$, длительная скорость v_{∞} при движении на руководящем подъеме и максимальная (конструкционная) скорость локомотива v_k , которая в большинстве случаев соответствует движению на горизонтальном участке или спуске.

При постоянном передаточном числе между валом дизеля и осями колесных пар (непосредственная передача) сила тяги и скорость движения локомотива обусловлены крутящим моментом M_e и частотой вращения ω коленчатого вала дизеля. Законы изменения M_e (ω) и F_k (v) одинаковы. На рис. 173 показаны примерные тяговые характеристики тепловоза с непосредственным приводом. Скорость v_k соответствует номинальной, а v_{min} — минимальной устойчивой частоте вращения вала дизеля. Если на тепловозе установить дизель мощностью, соответствующей характеристике 5, то он сможет обеспечить движение поезда только на легком участке пути. В случае применения дизеля с характеристикой 3 будет обеспечено движение поезда на тяжелых участках пути; однако при низких скоростях не полностью будет использована сцепная масса локомотива. Для полного использования сцепной массы необходим дизель с характеристикой 2 и номинальной мощностью (в кВт)

$$P_{e\phi} = F_{k\max} v_k / 3600 \eta_{п\beta_c}, \quad (45)$$

где $F_{k\max}$ — максимальная по сцеплению сила тяги тепловоза, Н; v_k — конструкционная скорость движения, км/ч; $\eta_{п}$ — КПД передачи.

Соответственно при движении на руководящем подъеме мощность дизеля

$$P_{e\infty} = F_{к\infty} v_{\infty} / 3600 \eta_{п\beta_c}. \quad (46)$$

При $\eta_{п} \approx \text{const}$ и $\beta_c \approx \text{const}$, поделив равенство (45) на равенство (46), получим

$$P_{e\phi} / P_{e\infty} = (F_{k\max} / F_{к\infty}) (v_k / v_{\infty}).$$

Для современных магистральных локомотивов отношение $F_{k\max} / F_{к\infty} = 2 \div 2,5$ и $v_k / v_{\infty} = 2 \div 4$, поэтому для тепловозов с непосредственным приводом $P_{e\phi} / P_{e\infty} = 8 \div 10$. Следовательно, для создания тепловоза с непосредственным приводом потребовался бы дизель мощностью, в 8—10 раз превышающей номиналь-

ную мощность локомотива. Разместить такой дизель на тепловозе невозможно. Если бы даже это удалось, то он всегда работал бы при малой нагрузке и с низким КПД. Кроме того, на тепловозе с непосредственным приводом необходимо было бы решать проблему разгона поезда со стоянки до минимальной скорости v_{min} .

Использование на тепловозе передачи с переменным передаточным числом позволяет устранить указанные выше недостатки. Изменение передаточного числа дает возможность увеличить силу тяги по сравнению с силой тяги тепловоза с непосредственным приводом без увеличения мощности дизеля. Для этого передаточное число между валом дизеля и колесами локомотива должно быть увеличено до значения, при котором может быть получена максимальная сила тяги $F_{k\max}$, ограничиваемая по сцеплению. Если во время движения поезда передаточное число изменять плавно от значения u_2 , соответствующего максимальной силе тяги, до значения u_1 при движении с максимальной скоростью, то при любой скорости движения может быть реализована полная мощность дизеля. При этом

$$F_k v = 3600 P_{e\phi} \eta_{п\beta_c} = \text{const}.$$

Если принять $\eta_{п} \approx \text{const}$ и $\beta_c \approx \text{const}$, то тяговую характеристику локомотива можно представить равнобочной гиперболой, ограниченной максимальной силой тяги по сцеплению и максимальной скоростью движения.

Таким образом, основная роль передачи мощности состоит в преобразовании заданных постоянных крутящего момента и угловой скорости вала первичного двигателя в переменный момент вращения и угловую скорость движущих колесных пар локомотива. Чем больше мощность, развиваемая дизелем и соответственно локомотивом в эксплуатации, тем выше его производительность и тем меньше требуется локомотивов для выполнения одного и того же объема работы.

Различают следующие основные типы передач мощности: механическую, гидравлическую, электрическую и комбинированную (гидромеханическую, электромеханическую и электрогидравлическую).

Электрическая передача. В электрической передаче преобразование заданных крутящего момента и угловой скорости коленчатого вала дизеля в изменяемые в широких пределах крутящий момент и частоту вращения движущих колес тепловоза осуществляется путем превращения сначала механической энергии в электрическую, а затем электрической в механическую. Поэтому всякая электрическая передача мощности включает соединенный механически с валом дизеля тяговый (главный) генератор и связанные с осями колесных пар локомотива тяговые электродвигатели. В зависимости от типа тяговых электрических машин различают системы электрической передачи постоянного, переменного постоянного и переменного тока.

В передаче постоянного тока в качестве тяговых машин используют коллекторные электрические машины постоянного тока: тяговый генератор с независимым возбуждением и тяговый электродвигатель последовательного возбуждения. Данный тип передачи ранее был основным. Это объяснялось тем, что в электродвигателях постоянного тока магнитный поток можно изменять независимо от напряжения, приложенного к машинам. Поэтому между величинами, характеризующими режим работы электродвигателя (крутящий момент, угловая скорость и мощность), отсутствует жесткая связь и их можно изменять одну независимо от другой по заданному закону.

Однако по допустимым значениям электромагнитных, тепловых и механических нагрузок тяговых электрических машин мощность электрической передачи постоянного тока ограничена. Наибольшая мощность тепловозных тяговых машин постоянного тока ограничена предельными значениями их коммутационных параметров, оцениваемых по величине произведения расчетной мощности машины на ее наибольшую угловую скорость. Исследованиями установлено, что для главного генератора постоянного тока по условиям коммутации

$$P_{г.р}\omega_n = P_{г.с}k_r\omega_n < 3 \cdot 10^7 \text{ кВ} \cdot \text{А} \cdot \text{рад/с},$$

где $P_{г.с}$ и $P_{г.р}$ — длительная и расчетная мощность генератора, кВ·А; ω_n — номинальная угловая скорость якоря машины; $k_r = U_{г.с}/U_{г.р}$ — коэффициент регулирования напряжения генератора ($U_{г.с}$ и $U_{г.р}$ — соответственно длительное и максимальное напряжение генератора). При $\omega_n = 104,5$ рад/с и $k_r = 1,5$ предельная мощность генератора составляет 2000 кВт, что соответствует секционной мощности тепловоза по дизелю 2210 кВт. Таким образом, применение генератора постоянного тока на тепловозах мощностью более 2210 кВт в секции вызывает серьезные затруднения. Для тягового электродвигателя предельное значение произведения $P_{1\infty}\omega_{2\max}$ составляет $(1,1-1,4) 10^7$ кВ·А·рад/с. Если принять $\omega_{2\max} = 240-260$ рад/с, то при обычной опорно-осевой подвеске можно разместить электродвигатель мощностью 500—600 кВт.

Передача переменного-постоянного тока включает синхронный генератор, статический преобразователь (выпрямитель) переменного тока в постоянный и тяговые электродвигатели постоянного тока последовательного возбуждения. Поскольку у синхронного генератора обмотка возбуждения размещена на роторе, а рабочая обмотка — на статоре, то при использовании этого типа генератора в качестве тягового исключается проблема коммутации при любой практически осуществимой секционной мощности тепловоза. Кроме того, преимуществами машин переменного тока по сравнению с машинами постоянного тока являются:

1) уменьшение массы машины при увеличении ее надежности из-за отсутствия коллектора и щеточного аппарата;

2) понижение эксплуатационных расходов вследствие уменьшения расходов на уход за машинами и их ремонт;

3) сокращение расхода дорогостоящих материалов — меди и электротехнической стали и соответственно уменьшение стоимости машины.

Синхронный генератор работает вместе с выпрямительной установкой, от которой получают питание тяговые электродвигатели. Для уменьшения пульсации выпрямленного напряжения генератор снабжен двумя самостоятельными статорными обмотками, одна из которых смещена относительно другой на 30° (электрических). Каждую обмотку присоединяют к отдельному трехфазному выпрямительному мосту. Выпрямители на стороне постоянного тока соединяют параллельно. Возможно и последовательное соединение выпрямителей.

В электрических передачах постоянного и переменного-постоянного тока в качестве тяговых применяют электродвигатели с последовательным возбуждением (серийные). Ведутся работы по использованию электродвигателей независимого и смешанного возбуждения. Исключительное применение на тепловозах тяговых электродвигателей последовательного возбуждения объясняется тем, что их характеристики в наибольшей степени соответствуют условиям тяги поездов, а именно:

1) при одном и том же значении тока якоря начальный (пусковой) момент у них больше;

2) более равномерно распределена нагрузка между параллельно работающими электродвигателями и лучше использована сцепная масса локомотива;

3) более высокая степень электрической и механической устойчивости, так как эти машины менее чувствительны к колебаниям подводимого напряжения и нагрузки.

Возможны три схемы соединения электродвигателей: последовательное, смешанное и параллельное. Схему соединения следует выбирать из следующих условий:

1) достижения оптимальных значений напряжения и тока генератора и электродвигателей;

2) получения наибольшего коэффициента использования сцепной массы;

3) повышения эксплуатационной надежности тепловоза;

4) уменьшения количества коммутирующей аппаратуры;

5) достижения максимальной простоты монтажа.

При прочих равных условиях размеры и масса электрической машины зависят от соотношения между ее током и напряжением. Практика проектирования и строительства тепловозных тяговых электрических машин показывает, что минимальные размеры и массу генераторов мощностью до 2000 кВт можно получить, если максимальное напряжение на коллекторе не превышает 850—950 В. Для тяговых электродвигателей мощностью до 150 кВт оптимальное значение максимального напряжения меньше 850—

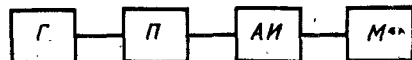


Рис. 174. Структурная схема электрической передачи переменного тока:
Г — синхронный генератор; П — выпрямитель; АИ — автономный инвертор; М — асинхронный короткозамкнутый электродвигатель

950 В. Поэтому для тепловозов небольшой мощности целесообразно выбирать смешанное соединение. В существующих габаритах выполнить электродвигатель на длительный ток более 900 А затруднительно. Вследствие этого с увеличением

мощности тепловоза необходимо повышать напряжение электродвигателя, и для обеспечения оптимальных параметров тяговых машин целесообразно применять параллельное соединение электродвигателей.

По условию лучшего использования сцепной массы и эксплуатационной надежности тепловоза параллельное соединение электродвигателей является наиболее благоприятным. С другой стороны, с увеличением числа параллельных цепей увеличивается число коммутирующей аппаратуры (поездных контакторов и силовых контактов реверсора). Однако этот фактор не является решающим при выборе схемы соединения электродвигателей.

Электрическая передача переменного тока является перспективной, но изучена еще недостаточно. Предложен ряд схемных решений такой передачи. Наиболее перспективной считают передачу (рис. 174), включающую синхронный генератор, статический преобразователь частоты с явно выраженным звеном постоянного тока и асинхронные тяговые электродвигатели. Переменный ток постоянной частоты, вырабатываемый синхронным генератором Г, с помощью выпрямителя В преобразуется в постоянный, а затем постоянный ток в автономном инверторе АИ преобразуется в переменный регулируемой частоты. Передачей переменного тока оборудованы только опытные тепловозы.

Выше указывалось, что одно из основных требований, предъявляемых к силовой установке тепловозов, состоит в обеспечении возможности полного использования мощности дизеля при различных условиях движения тепловоза. В случае использования электрической передачи эта задача решена регулированием напряжения главного генератора приблизительно обратно пропорционально силе тока нагрузки, т. е. внешняя характеристика генератора должна быть близкой к гиперболе. Однако ток и напряжение генератора нельзя увеличивать беспрестанно. Величина максимального напряжения $U_{г\max}$ ограничена насыщением магнитной цепи, температурой нагрева обмоток возбуждения, прочностью изоляции и другими факторами. Наибольшая сила тока генератора $I_{г\max}$ ограничена температурой нагрева элементов силовой цепи и условиями коммутации. С учетом названных ограничений требуемая внешняя характеристика генератора (рис. 175) имеет три зоны: 1 — ограничение по напряжению; 2 — ограничение по мощности тягового двигателя; 3 — ограничение по току. Из рис. 175 видно, что полная мощность дизеля

используется в пределах токов нагрузки генератора от $I_{г\min}$ до $I_{г\max}$. При остальных нагрузках мощность дизеля должна быть уменьшена.

Гидропередачи. Силовая передача тепловоза с гидропередачей включает гидравлическую коробку передач (ГКП) с реверсом, карданный валопровод и раздаточные и осевые редукторы. ГКП формирует тяговую характеристику тепловоза и вместе с дизелем определяет его тяговые и экономические качества. По принципу работы гидропередачи делят на гидродинамические и гидростатические. В силовой передаче тепловозов наиболее часто применяются гидродинамические передачи. Основными их агрегатами являются гидротрансформаторы и гидромуфты. Рабочей жидкостью гидротрансформаторов и гидромуфт служит веретенное масло АУ (ГОСТ 1642—75).

Гидротрансформатор (рис. 176, а) состоит из насосного колеса 1, турбинного колеса 3 и направляющего аппарата 2. Насосное колесо связано с коленчатым валом дизеля, турбинное — через систему зубчатых колес и карданных валов с ведущими колесами локомотива. Характерным для гидротрансформатора является то, что передача момента с вала насосного колеса на вал турбинного колеса сопровождается его преобразованием. Момент на турбинном колесе M_T может быть большим, равным или меньшим момента M_H , подводимого к насосному колесу:

$$M_T = k_T M_H,$$

где k_T — коэффициент трансформации момента.

Внешними характеристиками гидромашин называются зависимости крутящих моментов насосного колеса M_H , турбинного колеса M_T и КПД гидромашин от отношения $i = \omega_T / \omega_H$ при $\omega_H = \text{const}$ (рис. 177), где ω_H, ω_T — угловые скорости соответственно насосного и турбинного колеса. Если $M_H = \text{const}$ при $\omega_T = \text{var}$ и $M_T = \text{var}$, то трансформатор называют непрозрачным. Если при изменении значений ω_T и M_T меняется момент M_H , то трансформа-

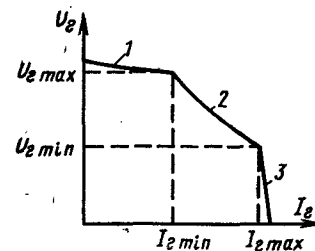


Рис. 175. Предельная внешняя характеристика тягового генератора тепловоза:
1 — ограничение по напряжению; 2 — ограничение по мощности дизеля; 3 — ограничение по току

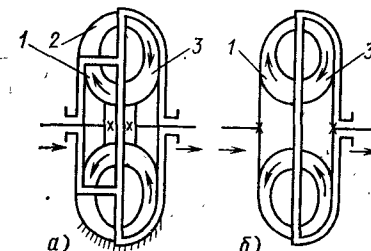


Рис. 176. Принципиальные схемы гидромашин:

а — гидротрансформатора; б — гидромуфты; 1 — насосное колесо; 2 — направляющий аппарат; 3 — турбинное колесо

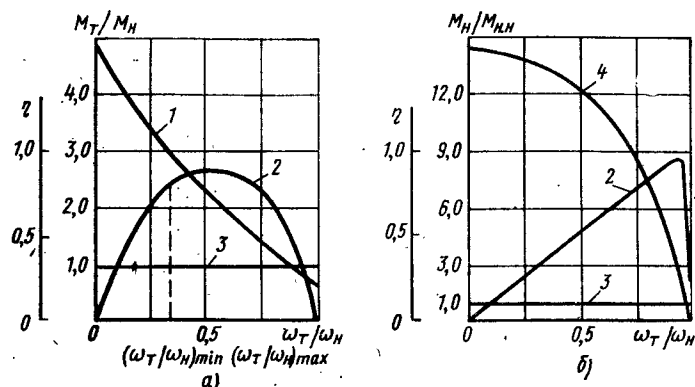


Рис. 177. Характеристики гидромашин:
а — гидротрансформатора; б — гидромукты; 1 — $M_T/M_H(\omega_T/\omega_H)$; 2 — $\eta(\omega_T/\omega_H)$; 3 — $M_H(\omega_T/\omega_H)$; 4 — $M_H/M_{H.H}(\omega_T/\omega_H)$

тор называют прозрачным. Непрозрачный трансформатор обеспечивает постоянство режима работы дизеля при переменном режиме движения тепловоза. КПД гидротрансформатора с увеличением передаточного отношения сначала возрастает от нуля до наивысшего значения ($\eta_{\text{max}} = 0,85 \div 0,92$), а затем снова уменьшается до нуля.

У гидромукты (рис. 177, б) направляющий аппарат отсутствует, поэтому $M_T = M_H$ и $k = 1$. Момент, подводимый к насосному колесу гидромукты, при уменьшении ω_T и $\omega_H = \text{const}$ возрастает и достигает наибольшего значения при $\omega_T = 0$. КПД гидромукты $\eta_m = i_m$. При передаче номинального момента $\eta_m = 0,96 \div 0,97$ с понижением частоты $\omega_T \eta_m$ уменьшается по линейной зависимости.

По условиям наибольшей экономичности тепловоза гидромашин должны работать с высоким КПД ($\eta = 0,8 \div 0,82$). Интервал экономичной работы гидромашин ограничен передаточными отношениями i_{max} и i_{min} (рис. 177, а). Отношение $i_{\text{max}}/i_{\text{min}}$ называют диапазоном передач гидромашин. Для выполненных гидромашин диапазон передач равен $1,9 \div 2,4$. Диапазон скоростей тепловоза (отношение конструктивной скорости v_k к длительной v_∞) значительно больше диапазона передач. Этим обусловлена необходимость применения в гидропередаче нескольких гидромашин (многоциркуляционные передачи) или одной гидромашин в сочетании с механической коробкой передач (гидромеханические передачи). Гидропередачи могут быть однопоточными, двухпоточными и смешанными.

В однопоточных передачах весь поток мощности от дизеля к колесам локомотива проходит через гидротрансформатор или гидромукту. Эти передачи выполняют с двумя гидротрансформаторами (рис. 178, а, г), с тремя гидротрансформаторами

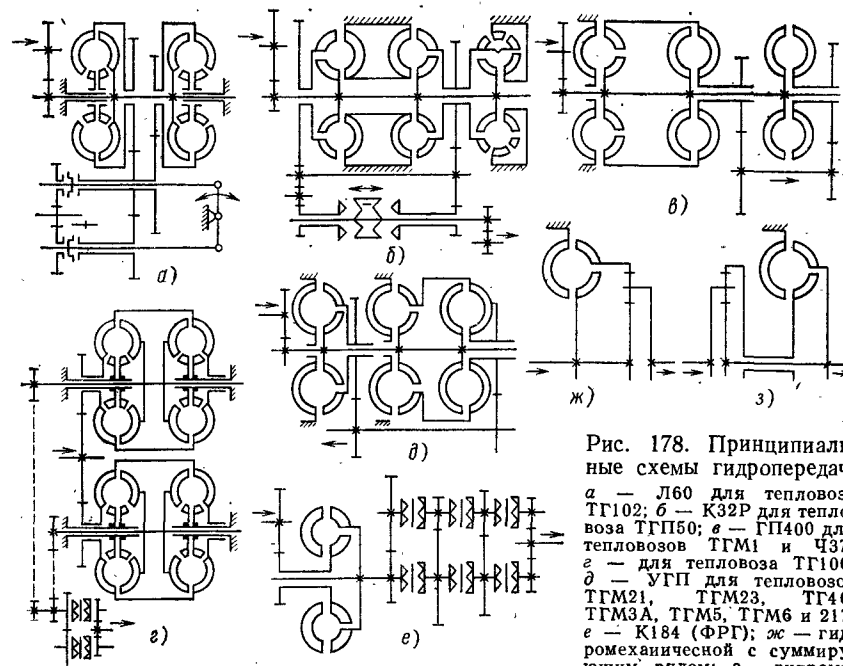


Рис. 178. Принципиальные схемы гидропередач:
а — Л60 для тепловоза ТГ102; б — К32Р для тепловоза ТГП50; в — ГП400 для тепловозов ТГМ1 и Ч37; г — для тепловоза ТГ106; д — УГП для тепловозов ТГМ21, ТГМ23, ТГ46, ТГМ3А, ТГМ5, ТГМ6 и 217; е — К184 (ФРГ); ж — гидромеханической с суммирующим рядом; з — гидромеханической с раздельным рядом

(рис. 178, б), с одним трансформатором и двумя гидромуктами (рис. 178, в), с двумя гидротрансформаторами и одной гидромуктой (рис. 178, д), с одним гидротрансформатором и механической коробкой передач (рис. 178, е).

Двухпоточными (гидромеханическими) называют передачи, в которых одна часть мощности передается от ведущего вала на ведомый вал гидравлическим путем, а другая часть — механическим. Обычно двухпоточные передачи выполняют с суммирующим (рис. 178, ж) или раздельным (рис. 178, з) планетарным механизмом.

Смешанными передачами называют такие, в которых при пуске, разгоне и движении локомотива с небольшими скоростями энергия передается через гидропередачу, а при движении с большими скоростями — через механическую передачу. Двухпоточные и смешанные передачи не получили распространения на тепловозах.

§ 46. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Гидропередачи должны обеспечивать:
автоматическое переключение скоростей в зависимости от скорости движения тепловоза и угловой скорости вала дизеля;

при переключении передач и работе дизеля по внешней характеристике снижение силы тяги не более чем на 40%;
принудительную смазку вращающихся частей;
нормальную и безаварийную эксплуатацию при температурах от -50 до $+40$ °C;

время реверсирования передачи не более 2 с с момента мгновенного уменьшения нагрузки двигателей при заторможенном тепловозе;

отношение скорости движения на горизонтальном участке пути к скорости на руководящем подъеме, равное 5 для магистральных и 10—12 для маневровых тепловозов;

широкую унификацию узлов и деталей.

Применяют гидропередачи следующей мощности: до 230, 230—370, 550—880 и 1000—1470 кВт. Для выбора и расчета гидропередачи проектируемого тепловоза исходными данными являются номинальная мощность дизеля $P_{\text{ен}}$, коэффициент β_c свободной мощности дизеля, номинальная угловая скорость ω_n коленчатого вала дизеля, минимальная угловая скорость вала дизеля ω_{min} , при которой допускается его работа по внешней характеристике, длительная v_∞ и конструкционная v_k скорости движения тепловоза, безразмерные характеристики гидромашины.

Выбор тягового оборудования гидропередачи заключается в определении ее кинематической схемы, основных параметров и характеристик гидромашин. Кинематическую схему выбирают в зависимости от мощности и назначения тепловоза.

Для автомотрис и промышленных локомотивов малой мощности можно применять гидромеханическую передачу, включающую гидромуфту или гидротрансформатор в сочетании с механической коробкой передач.

Для тепловозов мощностью до 370 кВт целесообразно использовать один пусковой гидротрансформатор и две гидромуфты. Диапазон регулирования скорости у такой передачи не превышает 4,5. Однако применение режимного устройства, переключаемого на стоянке, позволяет в 2 раза увеличить максимальную скорость движения тепловоза.

Тепловозы средней мощности (550—880 кВт) в основном выполняют маневровую работу, но в некоторых случаях их используют для передвижения местных грузовых и пригородных пассажирских поездов. Тяговая характеристика таких тепловозов должна обладать большей универсальностью, и коэффициент регулирования скорости (при $v_\infty = 13\div 15$ км/ч) не должен быть меньше 6—7. Этим требованиям удовлетворяют передачи, состоящие из двух гидротрансформаторов и одной гидромуфты.

Для магистральных тепловозов с дизелями мощностью 1400—2200 кВт значения длительной и конструкционной скорости выравниваются, поэтому требуемый диапазон регулирования скорости не превышает 3,5. Такой диапазон обеспечивается при гидропередаче с одним гидротрансформатором и двумя гидромуфтами.

Однако использовать гидропередачу с диапазоном регулирования скоростей меньше 5 в этом случае нецелесообразно, так как уменьшается экономичность ее работы в зоне высоких скоростей при частичных нагрузках дизеля.

Окончательно кинематическую схему уточняют на основании сопоставления предельной и частичных тягово-экономических характеристик локомотива при различных вариантах кинематической схемы гидропередачи.

К основным параметрам гидромашины относятся мощность, поглощаемая насосным колесом P_n , угловая скорость ω_n входного вала и активный диаметр (наибольший диаметр по кругу циркуляции) D_a . При определении основных размеров гидропередачи и других расчетах широко используют теорию подобия и приведенные характеристики гидромашин.

Приведенными характеристиками гидротрансформаторов и гидромуфт называются характеристики, соответствующие подобным гидромашинам и зависящие от их размеров и угловых скоростей ведущего вала. В этом случае моменты насоса и турбины выражаются формулами

$$M_n = A_{n\rho} D_a^5 \omega_n^2;$$

$$M_t = A_{t\rho} D_a^5 \omega_n^2 = k A_{n\rho} D_a^5 \omega_n^2,$$

где $A_{n\rho}$ и $A_{t\rho}$ — коэффициент момента соответственно насосного и турбинного колеса; ρ — плотность жидкости.

На рис. 179 показаны приведенные характеристики некоторых гидромашин, применяемых в гидропередачах отечественных локомотивов.

Мощность, поглощаемая насосным колесом гидромашины, пропорциональна кубу угловой скорости насосного колеса ω_n . При заданной величине P_n целесообразно увеличивать ω_n . Это приводит к уменьшению диаметра D_a , а следовательно, размеров передачи и объема рабочей жидкости. Наибольшее значение ω_n ограничено прочностью колеса (предельной окружной скоростью) и затруднениями, возникающими при отводе тепла от рабочей жидкости при малых размерах гидромашин больших мощностей. В современных конструкциях гидротрансформаторов угловая скорость насосных колес составляет не более 370 рад/с. Поскольку угловая скорость вала тепловозных дизелей не превышает 150—160 рад/с, то между валом дизеля и валом насосного колеса устанавливают повышающий редуктор.

При использовании в передаче имеющихся гидроаппаратов передаточное число $u_{\text{пр}}$ повышающего редуктора определяют из условия равенства моментов: подводимого от дизеля к насосному колесу $M_n = M_e u_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}} \beta_c$ и воспринимаемого гидромашиной $A_{n\rho} D_a^5 \omega_n^2$, т. е.

$$M_e u_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}} \beta_c = A_{n\rho} D_a^5 \omega_n^2, \quad (47)$$

где $A_{нр}$ — коэффициент момента гидромашины, определяемый по приведенной характеристике при $\eta_T = \eta_{T \max}$ для гидротрансформатора и при $\eta_m = 0,97 \div 0,98$ для гидромукты.

При подстановке в уравнение (47) $\omega_n^2 = \omega^2 / u_{пр}^2$ имеем

$$u_{пр} = \sqrt[3]{\frac{A_{нр} \omega_n^2 D_a^2}{M_{ен} \beta_c \eta_{пр}}}, \quad (48)$$

где $M_{ен}$ и ω_n — номинальные значения соответственно момента и угловой скорости вала дизеля; $\eta_{пр} = 0,98 \div 0,99$ — КПД пары зубчатых колес повышающего редуктора.

В передаче проектируемого тепловоза не всегда можно использовать имеющиеся гидромашины. В этом случае активный диаметр гидромашины находят из равенства

$$M_{ен} \omega_n \eta_{пр} \beta_c = M_{н} \omega_{н \max} = A_{нр} D_a^5 \omega_{н \max}^3. \quad (49)$$

Подставив в уравнение (49) $\omega_{н \max} = 2v_{\max} / D_a$, получим

$$D_a = \sqrt[3]{\frac{M_{ен} \omega_n \eta_{пр} \beta_c}{4 A_{нр} \rho v_{\max}^3}},$$

где v_{\max} — допускаемая по прочности колес гидромашины линейная скорость по максимальному диаметру насосного колеса.

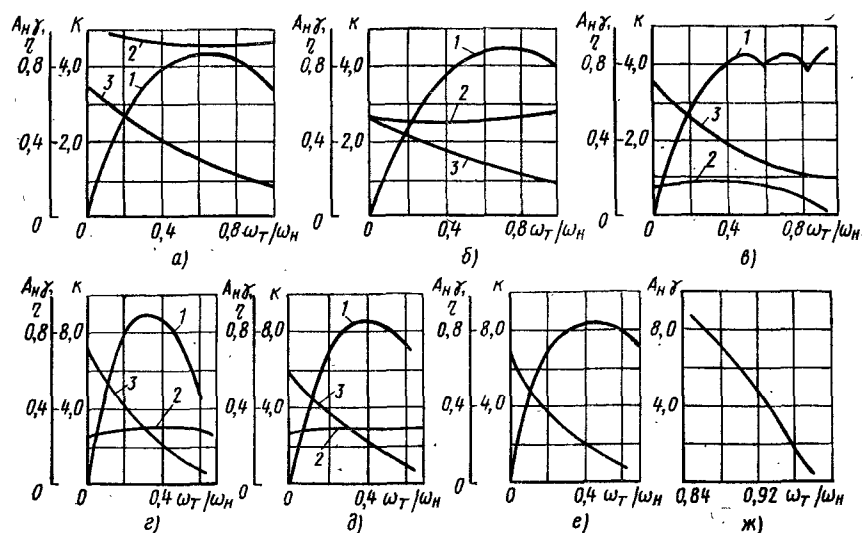


Рис. 179. Приведенные характеристики отечественных гидромашин:

а — гидротрансформатора Т06 тепловоза ТП100; б — гидротрансформатора ГПС6; в — комплексного гидротрансформатора ГТК-П; г — е — гидротрансформаторов ГПС5, ГПС3 и Т04 соответственно; ж — гидромукты М58; 1 — КПД гидротрансформатора η ; 2 — коэффициент момента $A_{нр}$; 3 — коэффициент трансформации момента k

Наибольшая угловая скорость насосного колеса

$$\omega_{н \max} = 2v_{\max} / D_a,$$

передаточное число повышающего редуктора

$$u_{пр} = \omega_n / \omega_{н \max}.$$

§ 47. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА С ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ

Для того чтобы рассчитать тягово-экономические характеристики локомотива с гидропередачей, необходимо построить совмещенные характеристики дизеля и гидромашин, определить передаточные числа осевого и раздаточного редуктора, а в случае гидромеханической передачи — число передач коробки передач и передаточные числа на каждой передаче.

Если вал дизеля соединен непосредственно с валом насосного колеса, то $\omega = \omega_n$ и $M_n = A_{нр} D_a^5 \omega^2$. При установке между дизелем и гидромашинной повышающего редуктора приведенный к валу дизеля момент насосного колеса

$$M_{нд} = A_{нр} \frac{\omega^2}{u_{пр} \eta_{пр}}. \quad (50)$$

Задаваясь значениями ω , по формуле (50) определяют соответствующие им значения $M_{нд}$ и строят кривые зависимости $M_{нд}(\omega)$. Коэффициент $A_{нр}$ находят по приведенной характеристике гидромашин для принятых значений передаточного отношения i_1, i_2, \dots, i_n в диапазоне $i_{\min} \leq i \leq i_{\max}$.

При совместной работе дизеля и гидропередачи соблюдается условие

$$\beta_c M_e = M_{нд}.$$

Совмещая кривые $\beta_c M_e(\omega)$ и $M_{нд}(\omega)$, получают искомую совмещенную характеристику дизеля и гидромашин. Точки пересечения кривых определяют момент M_e и угловую скорость ω дизеля при заданном передаточном отношении гидромашин.

Дальнейшие расчеты выполняют по-разному для различных схем гидропередачи.

а) *Гидромеханическая передача с гидротрансформатором и коробкой передач.* В этой гидропередаче на I передаче используют гидротрансформатор в диапазоне передаточных отношений от $i_{тр} = 0$ до $i_{тр} = i_{тр \max}$. Повышение скорости движения от $v = 0$ до $v = v_{\infty}$ соответствует возрастанию передаточного отношения гидротрансформатора от $i_{тр} = 0$ до $i_{тр} = i_{тр \min}$ (см. рис. 177, а). Поскольку на последующих передачах диапазон используемых передаточных отношений выбирают в пределах от $i_{тр \min}$ до $i_{тр \max}$, то

$$\frac{v_{\infty}}{v_0} = \left(\frac{i_{тр \max}}{i_{тр \min}} \right)_1 \left(\frac{i_{тр \max}}{i_{тр \min}} \right)_2 \dots \left(\frac{i_{тр \max}}{i_{тр \min}} \right)_n = \left(\frac{i_{тр \max}}{i_{тр \min}} \right)^z,$$

откуда число ступеней коробки передач

$$z = \frac{\lg(v_k/v_\infty)}{\lg(i_{\text{тр max}}/i_{\text{тр min}})} \quad (51)$$

Полученное по формуле (51) число передач коробки округляют до ближайшего наибольшего целого числа.

Общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза

$$u_0 = \omega/\omega_k = u_{\text{пр}} u_{\text{кп}} u_{\text{рр}} u_{\text{ор}} u_{\text{тр}}, \quad (52)$$

где ω_k — угловая скорость колеса тепловоза, рад/с; $u_{\text{кп}}$ — передаточное число коробки передач; $u_{\text{тр}} = 1/i_{\text{тр}}$ — передаточное число гидротрансформатора; $u_{\text{рр}}$, $u_{\text{ор}}$ — передаточное число соответственно раздаточного и осевого редуктора.

Передаточные числа механической части силовой передачи $u_{\text{кп}}$, $u_{\text{рр}}$, $u_{\text{ор}}$ определяют следующим образом.

1. Рассчитывают наибольшую угловую скорость ведущего колеса тепловоза (рад/с) по формуле

$$\omega_{k \text{ max}} = v_k / 1,8 D_k,$$

где D_k — диаметр ведущего колеса по кругу катания, м.

2. Определяют общее передаточное число на последней передаче коробки

$$u_{\text{оп}} = \omega_n / \omega_{k \text{ max}} = 1,8 \omega_n D_k / v_k. \quad (53)$$

3. Находят общее передаточное число раздаточного и осевого редукторов. Обычно коробку передач конструируют таким образом, что на высшей передаче ее передаточное число $u_{\text{кп}} = 1$. При этом условии из уравнения (52) получают

$$u_{\text{рр}} u_{\text{ор}} = u_0 / u_{\text{пр}} u_{\text{тр min}}, \quad (54)$$

где $u_{\text{тр min}} = 1/i_{\text{тр max}}$ — минимальное значение передаточного числа гидротрансформатора.

4. Рассчитывают скорости движения тепловоза при переходе с одной передачи на другую: v_1, v_2, \dots, v_n . При $v_1 = v_\infty$ и равных диапазонах передачи $v_1/v_2 = v_3/v_2 = \dots = v_{n+1}/v_n$ справедливо соотношение

$$v_k/v_\infty = v_2/v_1 v_3/v_2 \dots v_n/v_{n-1} = (v_{n+1}/v_n)^z.$$

Отсюда диапазон передач

$$v_{n+1}/v_n = \sqrt[z]{v_k/v_\infty}$$

и скорости движения при переключении передач

$$v_2 = v_\infty v_{n+1}/v_n; \quad v_3 = v_2 v_{n+1}/v_n \text{ и т. д.} \quad (55)$$

5. Определяют передаточные числа передач коробки. Передаточное число n -й передачи коробки

$$u_{\text{кп } n} = 1,8 \omega_n D_k / v_n u_{\text{пр}} u_{\text{рр}} u_{\text{ор}} u_{\text{тр max}}, \quad (56)$$

где $u_{\text{тр max}} = 1/i_{\text{тр min}}$.

Значения передаточных чисел $u_{\text{кп}}$, $u_{\text{рр}}$ и $u_{\text{ор}}$ уточняют при компоновке раздаточного и осевого редукторов и коробки передач. По уточненным значениям передаточных чисел подсчитывают действительные скорости движения тепловоза при переходе с одной ступени на другую и строят тяговую характеристику тепловоза.

Расчет гидропередачи из нескольких гидротрансформаторов аналогичен расчету передачи, состоящей из гидротрансформатора и коробки передач.

б) *Гидропередача, состоящая из гидротрансформаторов и гидромуфт.* В практике применяют две схемы такой передачи: с одним пусковым гидротрансформатором и двумя гидромуфтами (гидропередачи УГП350-500 и ГП400); с двумя гидротрансформаторами и одной гидромуфтой (гидропередачи УГП750-1200). В первом случае при низких скоростях используют гидротрансформатор, при средних скоростях — первую гидромуфту, при высоких скоростях — вторую гидромуфту. Во втором случае при низких скоростях включают пусковой гидротрансформатор, при средних — маршевый, а при высоких — гидромуфту. Если обеспечить скорость тепловоза $v_{\text{п1}}$ при переходе с I передачи на II, а скорость тепловоза $v_{\text{п2}}$ при переходе со II передачи на III, то обычно принимают

$$v_k/v_{\text{п2}} = v_{\text{п2}}/v_{\text{п1}} = v_{\text{п1}}/v_\infty = 1,45 \div 1,6. \quad (57)$$

Значение 1,45 берут для пассажирских тепловозов, а 1,6 — для грузовых и маневровых.

По соотношению (57) определяют скорости при переходе с одной передачи на другую, а по формулам (52) и (54) — передаточные числа u_0 и $u_{\text{рр}} u_{\text{ор}}$.

Тяговую характеристику локомотива строят следующим образом:

для ряда значений передаточного отношения гидромашины, взятых в рабочей зоне ($i_{\text{min}} < i < i_{\text{max}}$), строят совмещенные характеристики первичного двигателя и гидромашины;

по точкам пересечения кривых $\beta_c M_e(\omega)$ и $M_{\text{нд}}(\omega)$ определяют момент M_e и угловую скорость ω первичного двигателя;

по известным для каждой передачи значениям $i = \omega_{\text{т}}/\omega_n$, M_e и ω подсчитывают силу тяги

$$F_k = M_e i u_{\text{мх}} \eta_{\text{мх}} / 0,5 D_k; \quad (58)$$

скорость движения тепловоза

$$v = 1,8 D_k \omega / u_{\text{мх}}. \quad (59)$$

Мощность первичного двигателя, передаваемую гидропередаче,

$$P_e = M_e \omega$$

и КПД передачи

$$\eta_{\text{п}} = \eta \eta_{\text{мх}}. \quad (60)$$

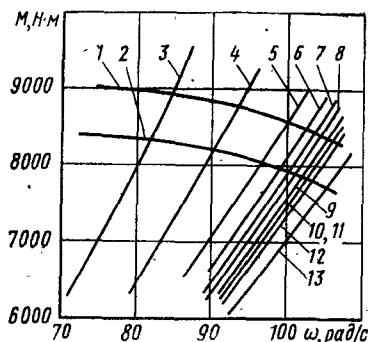


Рис. 180. Совмещенные характеристики дизеля и гидромашин:

1, 2 — соответственно внешняя $M_e(\omega)$ и частичная $\beta_c M_e(\omega)$; 3—5 и 13 — параболы нагружения для гидромуфты при передаточном отношении соответственно 0,95; 0,955; 0,96 и 0,965; 6—12 — параболы нагружения для гидротрансформатора при передаточном отношении соответственно 0,2; 0,3; 0,4; 0,48; 0,6; 0,82 и 0,7.

Здесь η — КПД гидромашин; $\eta_{мх}$ — КПД механической части гидропередачи; $u = 1/i$ — передаточное число гидромашин; $u_{мх}$ — передаточное число механической

передачи. Для гидромеханических передач $u_{мх} = u_{пр} u_{кп} u_{рр} u_{ор}$; для многоциркуляционных $u_{мх} = u_{пр} u_{рр} u_{ор}$.

КПД $\eta_{мх}$ определяют как произведение КПД находящихся одновременно в зацеплении всех пар зубчатых колес (включая повышающий редуктор) и КПД карданной (или спарниковой) передачи. Рекомендуется принимать для одной пары цилиндрических зубчатых колес $\eta_{ц} = 0,98 \div 0,995$; для одной пары конических зубчатых колес $\eta_{к} = 0,95 \div 0,98$ и для спарниковой или карданной передачи $\eta_{сп} = 0,98 \div 0,99$. Взяв таким образом несколько значений для каждой передачи гидропередачи и нанося их в координатах F_k и v , строят графики силы тяги $F_k(v)$ в зоне ограничения по мощности дизеля.

Пример. Определить основные параметры и рассчитать тяговую характеристику гидропередачи.

Исходные данные: мощность дизеля $P_{ен} = 885$ кВт; коэффициент свободной мощности дизеля $\beta_c = 0,92$; угловая скорость вала дизеля $\omega_n = 104,5$ рад/с; диаметр ведущих колес $D_k = 1,05$ м; режим работы тепловоза — маневровый; наибольшая скорость движения $v_k = 40$ км/ч.

Используем трехциркуляционную унифицированную гидропередачу УГП1200 (см. рис. 178, д), состоящую из двух гидротрансформаторов Т06 ($D_a = 0,642$ м) и одной гидромуфты М58 ($D_a = 0,58$ м). Передаточные отношения гидромашин $i_{тр max} = 0,85$; $i_{тр min} = 0,44$; $i_{м max} = 0,965$.

Примем диапазон регулирования передачи 1,6 и по формуле (55) определим скорости движения тепловоза, при которых переключают передачи. Скорость при переходе от гидромуфты на второй (маршевый) гидротрансформатор

$$v_2 = v_k / 1,6 = 40 / 1,6 = 25 \text{ км/ч.}$$

Скорость при переходе с маршевого гидротрансформатора на пусковой

$$v_1 = v_2 / 1,6 = 25 / 1,6 = 15,6 \text{ км/ч.}$$

Передаточное число повышающего редуктора по формуле (48)

$$u_{пр} = \sqrt{\frac{0,88 \cdot 104,5^2 \cdot 0,642^5}{8450 \cdot 0,92 \cdot 0,98}} = 0,514.$$

Совмещенные характеристики дизеля и гидромашин (рис. 180) строим по формуле (50). Значения коэффициента момента $A_{нр}$ для гидротрансформатора берем из графика (см. рис. 179, а), для гидромуфты — из графика (см. рис. 179, ж).

Таблица 33

Результаты расчета тяговой характеристики тепловоза с гидропередачей

| Передача | i | $A_{нр}$ | η | $M_e, \text{Н} \cdot \text{м}$ | $\omega, \text{рад/с}$ | $\eta_{п}$ | $F_k, \text{кН}$ | $v, \text{км/ч}$ |
|----------|-------|----------|--------|--------------------------------|------------------------|------------|------------------|------------------|
| I | 0,2 | 0,97 | 0,53 | 8100 | 100,0 | 0,49 | 392,0 | 3,7 |
| | 0,3 | 0,94 | 0,67 | 8000 | 100,7 | 0,62 | 325,0 | 5,9 |
| | 0,4 | 0,92 | 0,77 | 7970 | 101,7 | 0,715 | 280,0 | 7,45 |
| | 0,48 | 0,90 | 0,82 | 7900 | 102,6 | 0,76 | 247,0 | 9,5 |
| | 0,6 | 0,89 | 0,86 | 7870 | 103,0 | 0,80 | 206,0 | 11,4 |
| | 0,7 | 0,88 | 0,85 | 7850 | 103,5 | 0,79 | 176,0 | 13,3 |
| | 0,82 | 0,89 | 0,82 | 7870 | 103,0 | 0,76 | 143,5 | 15,5 |
| II | 0,48 | 0,90 | 0,82 | 7900 | 102,6 | 0,76 | 110,5 | 20,5 |
| | 0,6 | 0,89 | 0,86 | 7870 | 103,0 | 0,80 | 95,5 | 24,5 |
| | 0,7 | 0,88 | 0,85 | 7850 | 103,5 | 0,79 | 81,5 | 28,6 |
| | 0,82 | 0,89 | 0,82 | 7870 | 103,0 | 0,76 | 66,5 | 33,5 |
| III | 0,955 | | 0,955 | 8200 | 90,0 | 0,885 | 69,0 | 34,0 |
| | 0,96 | | 0,96 | 8050 | 97,0 | 0,89 | 68,0 | 36,9 |
| | 0,965 | | 0,965 | 7750 | 104,5 | 0,895 | 64,5 | 39,8 |

Общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза при работе с гидромуфтой и $v = v_k$ из формулы (53)

$$u_{о2} = 1,8 \frac{104,5 \cdot 1,05}{40} = 4,93.$$

Общее передаточное число механической части гидропередачи при работе на II и III передачах по формуле (53)

$$u_{2мх} = 4,93 / 1,03 = 4,78.$$

Общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза при работе с пусковым гидротрансформатором и $v = v_1$

$$u_{о1} = 1,8 \frac{104,5 \cdot 1,05}{15,6} = 12,6.$$

Общее передаточное число механической части гидропередачи при работе на I передаче

$$u_{1мх} = 12,6 / 1,22 = 10,3.$$

Результаты расчета тяговой характеристики тепловоза приведены в табл. 33. Силу тяги рассчитывают по формуле (58), скорость движения по формуле (59), КПД передачи по формуле (60). При определении КПД механической части передачи принимаем $\eta_{ц} = 0,985$, $\eta_{к} = 0,975$ и КПД карданной передачи 0,99. Значения M_e и ω определяем по графикам (рис. 180).

§ 48. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Условия работы тяговых электрических машин локомотивов характеризуются следующими особенностями:

машины размещены на ограниченных по размерам площадях и при движении локомотива испытывают вибрацию и значительные динамические нагрузки;

машины работают при переменных электрических и механических нагрузках и в различных климатических условиях. Окружающая среда содержит значительное количество пыли и влаги; колебания температуры окружающей среды могут составить от -50 до $+50$ °C.

Тяговые машины локомотивов должны обладать:

минимальной массой, размерами, а также небольшой стоимостью при высокой эксплуатационной надежности;

высокой устойчивостью к динамическим нагрузкам и способностью к резким изменениям тока при коммутации;

высокой термостойкостью и влагостойкостью изоляции;

эффективной вентиляцией с защитой от проникновения грязи, пыли, влаги;

возможно большим числом унифицированных узлов и деталей; высокой экономичностью.

Все элементы передачи выбирают и рассчитывают на наибольшую передаваемую мощность по длительному режиму (F_{∞} и v_{∞}), который является наиболее тяжелым по нагреванию. Кроме того, расчет ведут по режимам максимальной силы тяги и минимальной скорости (F_{max} , v_{min}) и минимальной силы тяги и максимальной скорости (F_{min} , v_{max}) при номинальной мощности дизеля.

Мощность тягового генератора выбирают такой, чтобы в заданном диапазоне изменения тока генератора $I_{\text{min}} \leq I \leq I_{\text{max}}$ (см. рис. 175) и при наименьшей нагрузке вспомогательных машин и механизмов вся свободная мощность первичного двигателя поглощалась генератором. Свободная мощность первичного двигателя, передаваемая электропередаче,

$$P_{\text{еп}} = P_{\text{еб}}.$$

Номинальная мощность на зажимах генератора постоянного тока или активная мощность синхронного генератора на выходе звена постоянного тока (в кВт)

$$P_{\text{г}\infty} = P_{\text{еб}} \beta_{\text{с}} \eta_{\text{г}\infty} = U_{\text{г}\infty} I_{\text{г}\infty} \cdot 10^{-3}, \quad (61)$$

где $U_{\text{г}\infty}$, $I_{\text{г}\infty}$ и $\eta_{\text{г}\infty}$ — соответственно напряжение, ток и КПД генератора в длительном режиме.

В случае электропередачи переменного-постоянного или переменного тока берут значения $U_{\text{г}\infty}$ и $I_{\text{г}\infty}$ на выходе выпрямителя, а величину $\eta_{\text{г}\infty}$ с учетом его КПД. В зависимости от режима движения тепловоза ток генератора может изменяться от $I_{\text{г}} = 0$

до $I_{\text{г}} = I_{\text{г}\text{max}}$ (см. рис. 171). При этом в диапазоне от $I_{\text{г}} = 0$ до $I_{\text{г}} = I_{\text{г}\text{min}}$ (зона ограничения по напряжению генератора) мощность $P_{\text{еп}}$ меняется от нуля до $P_{\text{еп}} = P_{\text{еб}} \beta_{\text{с}}$. В диапазоне от $I_{\text{г}} = I_{\text{г}\text{min}}$ до $I_{\text{г}} = I_{\text{г}\text{max}}$ $P_{\text{еп}} = P_{\text{еб}} \beta_{\text{с}} = \text{const}$, а напряжение генератора изменяется примерно обратно пропорционально току нагрузки от $U_{\text{г}\text{max}}$ до $U_{\text{г}\text{min}}$. Магнитную систему генератора рассчитывают на максимальное напряжение $U_{\text{г}\text{max}} = k_{\text{г}} U_{\text{г}\infty}$, поэтому расчетная мощность генератора

$$P_{\text{гр}} = k_{\text{г}} P_{\text{г}\infty}.$$

Таким образом, чем больше коэффициент $k_{\text{г}}$, тем больше величина $P_{\text{гр}}$ и соответственно размеры и масса генератора. В табл. 34 приведены основные технические данные тяговых генераторов постоянного и переменного тока.

При оценке совершенства конструкции электрических машин используют два показателя массы: $C_{\text{р}}$ — масса машины, приходящаяся на единицу номинальной (длительной) мощности, и $C_{\text{м}}$ — масса машины, приходящаяся на единицу номинального (длительного) момента. Для тяговых генераторов тепловозов более характерным является показатель $C_{\text{м}}$, поскольку он учитывает влияние угловой скорости якоря на массу машины. Кроме того, при определении показателя $C_{\text{м}}$ учитывают влияние диапазона регулирования напряжения генератора. В этом случае

$$C_{\text{м}} = m_{\text{г}} / k_{\text{г}} M_{\text{г}\infty} = m_{\text{г}} \omega_{\infty} / k_{\text{г}} P_{\text{г}\infty}, \quad (62)$$

где $m_{\text{г}}$ — масса генератора, кг; $M_{\text{г}\infty}$ — момент в длительном режиме, Н·м.

У генераторов постоянного тока $C_{\text{м}} = 0,260 \div 0,275$ кг/(Н·м), а для синхронных генераторов $C_{\text{м}} = 0,160 \div 0,165$ кг/(Н·м).

Мощность тягового электродвигателя постоянного тока

$$P_{1\infty} = P_{\text{г}\infty} / n, \quad (63)$$

где n — число тяговых электродвигателей.

Размеры тягового электродвигателя главным образом зависят от передаваемого им момента, т. е. от силы тяги. Вал электродвигателя соединен с осью колесной пары через постоянную зубчатую передачу. При заданных силе тяги и мощности с увеличением передаточного числа зубчатой пары уменьшается требуемый момент электродвигателя и увеличивается его угловая скорость. Масса и размеры машины также уменьшаются. Передаточное число зубчатой передачи находят по формуле

$$u_{\text{мх}} = 1,8 D_{\text{к}} \omega_{2\text{max}} / v_{\text{к}}, \quad (64)$$

где $\omega_{2\text{max}}$ — наибольшая угловая скорость вала электродвигателя, рад/с.

Величина $\omega_{2\text{max}}$ ограничена прочностью вращающихся деталей, условиями коммутации и другими факторами. При предварительных расчетах принимают $\omega_{2\text{max}} = 230 \div 250$ рад/с для электродвигателей.

Основные технические данные тяговых генераторов

| Показатели | ГП-311 (ТЭ10, ТЭП10) | ГП-311Б (ТЭП10Л, 2ТЭП10Л) | ГП-311В (ТЭП60) | МПГ-99/47А (ТЭЗ, ТЭТ) | МПГ-120/55А (ТЭП60) | МПГ-120/49 (ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ10Л) | ГП-300Б (ТЭМ2) |
|--|----------------------------|---------------------------------|--------------------|--------------------------|------------------------|---|-------------------|
| Мощность, кВт | 2000 | 2000 | 2000 | 1350 | 2000 | 2000 | 780 |
| Напряжение, В: | | | | | | | |
| длительное | 465 | 465 | 465 | 550 | 470 | 470 | 645 |
| максимальное | 700 | 700 | 700 | 820 | 700 | 700 | 870 |
| Сила длительного тока, А | 4320 | 4320 | 4320 | 2455 | 4260 | 4260 | 1210 |
| Угловая скорость, рад/с | 89,0 | 89,0 | 78,4 | 89,0 | 78,4 | 89,0 | 78,4 |
| КПД, % | 93,8 | 93,8 | 93,8 | 94,5 | 95,4 | 95,7 | 94,0 |
| Масса, кг | 9200 | 8700 | 9000 | 7600 | 9650 | 9200 | 4800 |
| Крутящий момент, $10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ | 224 | 224 | 224 | 151 | 254 | 224 | 99 |
| Показатель массы: | | | | | | | |
| C_m , кг/(Н·м) | 0,274 | 0,258 | 0,274 | 0,337 | 0,255 | 0,276 | 0,360 |
| C_p , кг/кВт | 4,60 | 4,34 | 4,50 | 5,62 | 4,82 | 4,60 | 6,15 |

Продолжение табл. 34

| Показатели | ГТ-581А (DL-701) | ГТ-598 (DL-855) | GP-838 (060DA) | GEC-164 (Серия 67000) | GEM-994 (Серия 68000) | ГС-501А* (ТЭ109, 2ТЭ116) | ГС-504А (ТЭП70) |
|--|---------------------|--------------------|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|--------------------------------|--------------------|
| Мощность, кВт | 1250 | 2060 | 1260 | 1570 | 1875 | 2160 | 2750 |
| Напряжение, В: | | | | | | | |
| длительное | 570 | 570 | — | 683 | 710 | 360 | 360 |
| максимальное | 860 | 860 | — | 840 | 965 | 535 | 580 |
| Ток длительный, А | 2200 | 3610 | — | 2300 | 2640 | 2×2440 | 2×2400 |
| Угловая скорость, рад/с | 104,5 | 110,0 | 107,0 | 157,0 | 115,0 | 104,5 | 104,5 |
| КПД, % | — | — | — | — | — | 93,8 | 94,0 |
| Масса, кг | 4500 | 6300 | 3400 | — | 6800 | 6000 | 6500 |
| Крутящий момент, $10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ | 119 | 187 | 118 | 100 | 162 | 208,5 | 262 |
| Показатель массы: | | | | | | | |
| C_m , кг/(Н·м) | 0,250 | 0,223 | — | — | 0,308 | 0,164 | 0,160 |
| C_p , кг/кВт | 3,60 | 3,06 | 2,70 | — | 3,63 | 2,74 | 2,36 |

Примечание. Тепловозы DL-701 и DL-855, изготовлены в США, 060DA, серии 67000 и 68000 — во Франции, остальные — в СССР.

* Генераторы типа ГС — синхронные с двумя трехфазными обмотками статора.

Основные технические данные тяговых электродвигателей

| Показатели | ЭД-119 (ТЭП70) | ЭД-118А (2ТЭ170, М62С, ТЭП16, ТЭМ2) | ЭД-107А (2ТЭ10Л, ТЭП16, М62С, ТЭМ2, ТЭМ7) | ЭД-107 (ТЭ10, М62С, ТЭП10, ТЭМ2) | ЭД-108А | ЭД-108 (ТЭП60) | ЭД-105А |
|-------------------------------------|-------------------|---|---|---|---------|-------------------|---------|
| Мощность, кВт | 411 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 307 |
| Напряжение, В: | | | | | | | |
| длительное | 500 | 463 | 463 | 463 | 475 | 475 | 470 |
| максимальное | 750 | 700 | 700 | 700 | 635 | 635 | 700 |
| Сила длительного тока, А | 900 | 720 | 720 | 720 | 700 | 700 | 710 |
| Угловая скорость якоря, рад/с: | | | | | | | |
| максимальная | 243,0 | 612,0 | 612,0 | 607,0 | 629,0 | 629,0 | 628,0 |
| номинальная | 73,7 | 240,0 | 240,0 | 240,0 | 196,0 | 196,0 | 196,0 |
| КПД, % | 91,0 | 91,5 | 91,5 | 91,5 | 91,5 | 91,5 | 91,7 |
| Передаточное число | | 4,53 | 4,53 | 4,53 | 2,32 | 2,32 | 2,32 |
| Масса двигателя, кг | 3250 | 3100 | 3100 | 3100 | 3350 | 3350 | 3200 |
| Длительный момент, 10^2 Н·м | 52 | 49,7 | 49,7 | 50,1 | 47,7 | 47,7 | 48,8 |
| Показатель массы: | | | | | | | |
| Ср, кг/кВт | 2,4 | 2,6 | 2,6 | 2,57 | 3,58 | 3,58 | 3,33 |
| См, кг/(Н·м) | 0,625 | 0,624 | 0,624 | 0,617 | 0,702 | 0,702 | 0,655 |
| Минимальный коэффициент возбуждения | 0,38 | 0,36 | 0,36 | 0,36 | 0,36 | 0,36 | 0,295 |

Продолжение табл. 35

| Показатели | ЭД-104А (ТЭ10, ТЭП10) | ЭДТ-200Б (ТЭ3, ТЭМ1) | W-370DL | GL-752E | W-370F | ЕЕ-538 | GEM-544 |
|-------------------------------------|-----------------------------|-------------------------|---------|---------|--------|--------|---------|
| Мощность, кВт | 307 | 206 | 240 | 268 | 478 | 367 | 450 |
| Напряжение, В: | | | | | | | |
| длительное | 470 | 275 | 270 | 285 | 560 | 600 | 710 |
| максимальное | 700 | 410 | — | 860 | — | — | 965 |
| Сила длительного тока, А | 710 | 820 | 1040 | 1100 | 930 | 660 | 660 |
| Угловая скорость якоря, рад/с: | | | | | | | |
| номинальная | 63,4 | 52,4 | 34,0 | 36,2 | 78,5 | 69,5 | 69,5 |
| максимальная | 260,0 | 230,0 | 245,0 | 239,0 | 245,0 | 278,0 | 263 |
| КПД, % | 91,7 | 91,6 | — | — | — | — | — |
| Передаточное число | 4,93 | 4,41 | 4,53 | 4,11 | — | 4,34 | 4,41 |
| Масса двигателя, кг | 2850 | 3370 | 3030 | 3550 | 3030 | 2220 | 2800 |
| Длительный момент, Н·м | 4850 | 3930 | 7050 | 7500 | 6080 | 5260 | 6450 |
| Показатель массы: | | | | | | | |
| Ср, кг/кВт | 2,26 | 3,71 | 1,76 | 2,01 | 2,04 | 1,52 | 1,65 |
| См, кг/(Н·м) | 0,587 | 0,855 | 0,430 | 0,473 | 0,468 | 0,421 | 0,434 |
| Минимальный коэффициент возбуждения | 0,295 | 0,25 | — | — | — | — | — |

Примечание. Электродвигатели W-370 и GL-752E выпускают в США, ЕЕ-538 — в Англии, GEM-544 — во Франции.

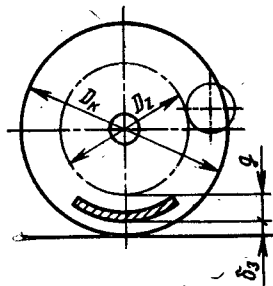


Рис. 181. Схема зубчатой передачи тягового электродвигателя

рельса до кожуха передачи (рис. 181); $\delta_3 \geq 120$ мм; g — расстояние от низшей точки кожуха редуктора до делительной окружности, $g = 15-19$ мм.

В табл. 35 приведены основные технические данные тяговых электродвигателей постоянного тока тепловозов. При оценке совершенства конструкции электродвигателя используют показатель, характеризующий диапазон изменения угловой скорости якоря, т. е. условия работы электродвигателя на локомотиве

$$C_p = m_d \omega_{2\infty} / P_{1\infty} \omega_{2\max}. \quad (65)$$

Для тяговых электродвигателей магистральных тепловозов $C_p = 2,4-2,6$ кг/кВт. Ориентировочно массу генератора и массу электродвигателя находят из выражений (62) и (65)

$$m_r = C_m k_T P_{r\infty} / \omega_{\infty}; \quad (66)$$

$$m_d = C_p P_{1\infty} \omega_{2\max} / \omega_{2\infty}. \quad (67)$$

§ 49. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ПОСТОЯННОГО И ПЕРЕМЕННО-ПОСТОЯННОГО ТОКА

Тяговую и экономические характеристики тепловоза с электропередачей рассчитывают и строят по рабочим характеристикам тяговых электрических машин, которые могут быть получены путем полного электромагнитного и электромеханического расчета машин или на основании их универсальных характеристик. При предэскизном и эскизном проектировании локомотивов используют второй способ.

У электрических машин одного и того же назначения с одинаковой системой возбуждения и выполненных из одних и тех же магнитных и электрических материалов безразмерные характеристики близки. Универсальные характеристики (характеристики намагничивания, внешние характеристики генераторов, электромеханические характеристики электродвигателей) соответствуют

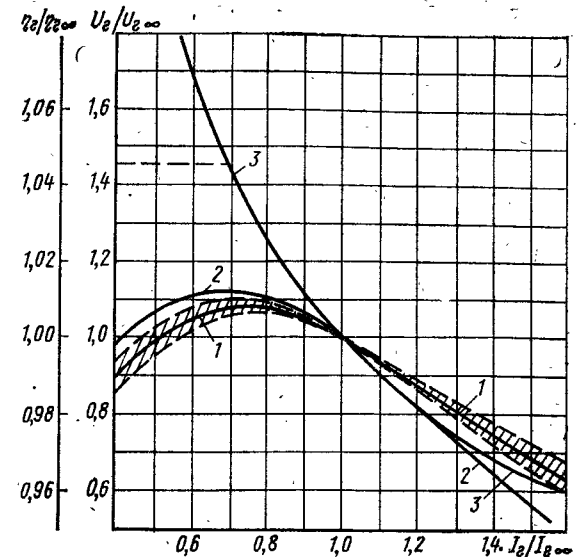
троедвигателя постоянного тока и $\omega_{2\max} = 250-300$ рад/с для асинхронного тягового электродвигателя.

Полученное по уравнению (64) передаточное число уточняют, приняв целые числа зубьев зубчатых колес, и проверяют по наибольшему допустимому значению диаметра делительной окружности D_2 большого зубчатого колеса

$$D_2 = m z_2 \leq D_k - 2(\delta_3 - g),$$

где m — модуль зацепления, $m = 10-13$ мм; z — число зубьев большого зубчатого колеса; δ_3 — расстояние от головки

Рис. 182. Универсальные характеристики тягового генератора тепловоза: 1 и 2 — КПД генератора соответственно постоянного тока и синхронного; 3 — напряжение генератора



характеристикам подобных машин и представляют собой зависимости между величинами, отнесенными к их базовым значениям. Обычно в качестве базовых выбирают номинальные значения величин. Кроме того, из теории подобия известно, что электрические, магнитные, механические потери мощности в машине-модели должны составлять такую же долю от ее полной мощности, какую они составляют в машине-оригинале. Это условие не является определяющим, но из него следует, что для подобных машин зависимость $\eta_r/\eta_{r\infty}$ ($I_r/I_{r\infty}$) также близко совпадает. Справедливость этого положения подтверждают графики (рис. 182). Заштрихованная площадь — зона расположения графиков зависимости $\eta_r/\eta_{r\infty}$ ($I_r/I_{r\infty}$), характеризующей тяговые генераторы тепловозов постоянного тока мощностью 700—2200 кВт. С незначительной погрешностью указанную зону можно заменить некоторой средней кривой 1. Кривая 2 представляет собой ту же зависимость для синхронных тяговых генераторов тепловозов с учетом звена постоянного тока.

При изменении тока генератора от $I_{r\min}$ до $I_{r\max}$ мощность генератора (в кВт)

$$P_r = U_r I_r \cdot 10^{-3}. \quad (68)$$

Разделив равенство (68) на равенство (61) и учитывая, что $P_{en} = \text{const}$ и $\beta_c = \text{const}$, получим

$$\eta_r/\eta_{r\infty} = (U_r/U_{r\infty}) \cdot (I_r/I_{r\infty})$$

или

$$\bar{U}_r = (\eta_r/\eta_{r\infty})/\bar{I}_r, \quad (69)$$

где $\bar{U}_r = U_r/U_{r\infty}$ и $\bar{I}_r = I_r/I_{r\infty}$ — относительные значения напряжения и тока генератора.

Используя выражение (69), строят безразмерную требуемую внешнюю характеристику генератора (кривая 3, рис. 182) в зоне ограничения по мощности первичного двигателя. Для подобных машин зависимости $\eta_r/\eta_{r\infty}(\bar{I}_r)$ идентичны, следовательно, идентичны и зависимости $\bar{U}_r(\bar{I}_r)$. На этом основании требуемую безразмерную внешнюю характеристику тяговых генераторов тепловозов в зоне ограничения по мощности первичного двигателя относят к универсальным характеристикам.

Напряжения на зажимах электродвигателя изменяется в соответствии с внешней характеристикой генератора. Кроме того, для расширения диапазона изменения силы тяги F_k и скорости движения v , в котором используется полная мощность дизеля, или для уменьшения массы генератора при заданном диапазоне изменения F_k и v осуществляют регулирование магнитного потока тяговых электродвигателей.

Универсальными характеристиками тягового электродвигателя тепловоза (рис. 183) принято считать зависимости $\bar{M}(\bar{I})$ и $\bar{\omega}_2(\bar{I})$ при постоянном коэффициенте возбуждения ($\alpha_b = \text{const}$) и при регулировании напряжения на зажимах электродвигателя обратно пропорционально току нагрузки (в соответствии с требуемой внешней характеристикой генератора, кривая 3 на рис. 182).

Эти характеристики имеют вид

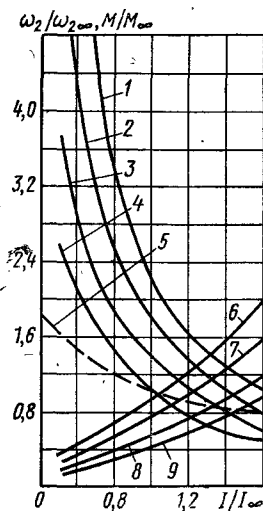
$$\bar{M} = M/M_{\infty}, \quad \bar{\omega}_2 = \omega_2/\omega_{2\infty}, \quad \alpha_b = I_b/I,$$

где M и M_{∞} — текущее и длительное значения момента электродвигателя; ω_2 и $\omega_{2\infty}$ — текущее и длительное значения угловой скорости якоря электродвигателя; I и I_{∞} — текущее и длительное значения тока электродвигателя; I_b — ток возбуждения электродвигателя.

В предварительных расчетах универсальные характеристики тяговых электрических машин используют для построения их действительных характеристик. Расчет требуемых характеристик тяговых электрических машин выполняют следующим образом.

Рис. 183. Универсальные характеристики тягового электродвигателя:

1—4 — угловая скорость при коэффициенте возбуждения α_b , равном соответственно 0,25; 0,38; 0,60 и 1,0; 5 — скорость движения при $U_r/U_{r\infty} = 1,0$ и $\alpha_b = 1,0$; 6—9 — крутящий момент при α_b , равном соответственно 1,0; 0,6; 0,38 и 0,25



1. Выбирают схему соединения тяговых электродвигателей и наибольшее значение напряжения генератора $U_{r\max}$. Практикой проектирования тяговых генераторов для подвижного состава установлено, что наивыгоднейшее $U_{r\max} = 850 \div 950$ В получают при смешанном соединении тяговых электродвигателей, $U_{r\max} = 650 \div 750$ В при параллельном. В этих случаях масса передачи, приходящаяся на единицу мощности, наименьшая.

2. Выбирают наибольшую угловую скорость $\omega_{2\max}$ якоря электродвигателя и по формуле (64) определяют передаточное число зубчатой пары, соединяющей вал электродвигателя с колесами локомотива.

3. Определяют коэффициент α_b возбуждения тягового электродвигателя. По условиям коммутации значение α_b должно быть не менее 0,3—0,38. Если $\alpha_b < 0,5$, то необходимо выбрать промежуточную ступень регулирования.

4. Находят относительное значение максимальной скорости движения тепловоза и соответственно относительное значение максимальной угловой скорости якоря электродвигателя, при которой используется полная мощность дизеля:

$$\bar{v}_{\max} = \bar{\omega}_{2\max} = \omega_{2\max}/\omega_{2\infty} = v_{\max}/v_{\infty}, \quad (70)$$

где v_{\max} — максимальная скорость движения, при которой используется полная мощность дизеля. Для магистральных тепловозов $v_{\max} = v_k$, для маневровых $v_{\max} = (0,6 \div 0,8) v_k$.

5. По универсальной характеристике тягового электродвигателя (см. рис. 183) находят для известных значений α_b и $\omega_{2\max}$ относительные значения минимального тока электродвигателя и генератора \bar{I}_{\min} при полном использовании мощности дизеля.

6. По универсальной характеристике главного генератора (см. рис. 182, кривая 3) для определенного значения \bar{I}_{\min} находят относительную величину максимального напряжения генератора $\bar{U}_{r\max}$.

7. Определяют значения напряжения и тока тяговых электрических машин в длительном режиме

$$U_{r\max} = U_{r\max}/\bar{U}_{r\max}; \quad (71)$$

$$I_{r\infty} = P_{r\infty} \cdot 10^3 / U_{r\infty}. \quad (72)$$

Пользуясь полученными $U_{r\infty}$ и $I_{r\infty}$, на основании безразмерной характеристики строят внешнюю характеристику главного генератора. Силу тока I и напряжение U тяговых электродвигателей находят по напряжению и току генератора в соответствии с принятой схемой их соединения.

8. Вычисляют момент M_{∞} и угловую скорость $\omega_{2\infty}$ электродвигателя в длительном режиме

$$\omega_2 = \omega_{2k} v_{\infty} / v_k; \quad (73)$$

$$M_{\infty} = P_{1\infty} \eta_{\infty} / \omega_{2\infty}, \quad (74)$$

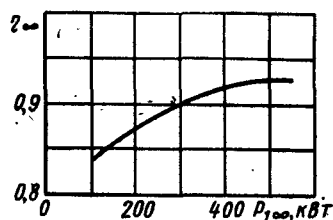


Рис. 184. Зависимость КПД тягового электродвигателя от мощности при длительном режиме

где η_{∞} — КПД электродвигателя в длительном режиме, выбираемый по графику (рис. 184).

По найденным значениям $\omega_{2\infty}$, M_{∞} и I_{∞} на основании универсальных характеристик тягового электродвигателя (см. рис. 183) строят его действительные электро-механические характеристики.

Характеристику силы тяги автономного локомотива с электрической передачей строят по электро-механическим характеристикам тяговых электродвигателей.

Задавая угловой скоростью электродвигателя ω_2 , по электро-механическим характеристикам находят соответствующий этой скорости момент M . Затем по известным ω_2 и M определяют скорость движения

$$v = 1,8 D_R \omega_2 / u_{\text{мх}} \quad (75)$$

и силу тяги локомотива

$$F_R = n 2 M u_{\text{мх}} \eta_{\text{мх}} / D_R \quad (76)$$

Определив таким образом значения v и F_R для каждого режима работы электродвигателей, строят характеристику силы тяги $F_R(v)$ в зоне ограничения по мощности дизеля.

Пример. Рассчитать основные параметры электрической передачи переменного тока и построить характеристики тяговых электрических машин.

Исходные данные: номинальная мощность дизеля $P_{\text{дн}} = 2940$ кВт; угловая скорость вала дизеля $\omega_{\text{д}} = 104,5$ рад/с; скорость тепловоза в длительном режиме $v_{\infty} = 50$ км/ч; конструкционная скорость тепловоза $v_R = 160$ км/ч; число тяговых электродвигателей $n = 6$; диаметр ведущих колес локомотива $D_R = 1,05$ м; коэффициент свободной мощности дизеля $\beta_{\text{с}} = 0,94$.

Принимаем параллельное соединение тяговых электродвигателей, максимальное напряжение генератора на выходе звена постоянного тока $U_{\text{Г max}} = 750$ В, максимальную угловую скорость вала электродвигателя $\omega_{2 \text{ max}} = 228$ рад/с и минимальный коэффициент возбуждения электродвигателя $\alpha_{\text{в min}} = 0,38$.

Передаточное число по формуле (64)

$$u_{\text{мх}} = (1,8 \cdot 1,05 \cdot 228) / 160 = 2,7.$$

Мощность генератора в длительном режиме на выходе звена постоянного тока по формуле (61)

$$P_{\text{Г∞}} = 2960 \cdot 0,94 \cdot 0,96 = 2660 \text{ кВт}.$$

Мощность тягового электродвигателя в длительном режиме по формуле (63)

$$P_{1\infty} = 2660 / 6 = 444 \text{ кВт}.$$

Относительная максимальная угловая скорость вала электродвигателя по формуле (70)

$$\omega_{2 \text{ max}} / \omega_{2\infty} = v_R / v_{\infty} = 160 / 50 = 3,2.$$

Угловая скорость вала электродвигателя и вращающий момент в длительном режиме по формулам (73) и (74)

$$\omega_{2\infty} = \omega_{2 \text{ max}} / 3,2 = 71 \text{ рад/с};$$

$$M_{\infty} = \frac{444 \cdot 0,92}{71,0} = 5750 \text{ Н·м}.$$

Приведенный к ободу колес КПД электродвигателя определяем по графику (рис. 184). При $P_{1\infty} = 444$ кВт получаем $\eta_{\infty} = 0,92$.

Минимальную относительную силу тока генератора $\bar{I}_{\text{min}} = 0,69$, при которой используется полная мощность дизеля ($\bar{\omega}_{2 \text{ max}} = 3,2$, $\alpha_{\text{в min}} = 0,38$), находим по графикам (см. рис. 182). Для этого значения силы тока по графику находим максимальное относительное значение напряжения генератора $\bar{U}_{\text{Г max}} = 1,45$.

Длительное выпрямленное значение напряжения и силы тока генератора по формулам (71) и (72) соответственно равны

$$U_{\text{Г∞}} = \frac{750}{1,45} = 517 \text{ В};$$

$$I_{\text{Г∞}} = \frac{2660 \cdot 10^3}{517} = 5140 \text{ А}.$$

Сила тока электродвигателя в длительном режиме

$$I_{\infty} = I_{\text{Г∞}} / n = 5140 / 6 = 855 \text{ А}.$$

Масса генератора и электродвигателя по формулам (66) и (67) составляют

$$m_{\text{Г}} = 0,165 \cdot 1,45 \cdot \frac{2660 \cdot 10^3}{104,5} = 6100 \text{ кг};$$

$$m_{\text{д}} = 2,4 \cdot 444 \cdot \frac{228}{71,0} = 3350 \text{ кг}.$$

Действительную внешнюю характеристику генератора с учетом звена постоянного тока получаем при пересчете безразмерной характеристики (см. рис. 182) по формулам

$$U_{\text{Г}} = \bar{U}_{\text{Г}} U_{\text{Г∞}}; \quad I_{\text{Г}} = \bar{I}_{\text{Г}} I_{\text{Г∞}}.$$

В результате расчета получаем следующие значения.

| | | | | | | | |
|--------------------------|------|------|------|------|-------|-------|------|
| $\bar{I}_{\text{Г}}$ | 0,6 | 0,69 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| $\bar{U}_{\text{Г}}$ | 1,45 | 1,45 | 1,25 | 1,0 | 0,825 | 0,685 | 0,60 |
| $I_{\text{Г}}, \text{А}$ | 3090 | 3550 | 4120 | 5140 | 6150 | 7200 | 8200 |
| $U_{\text{Г}}, \text{В}$ | 750 | 750 | 645 | 517 | 426 | 354 | 310 |

Действительные электро-механические характеристики электродвигателя получаем при пересчете универсальных характеристик (см. рис. 183) по формулам

$$\omega_2 = \bar{\omega}_{\text{Г}} \omega_{\text{Г∞}}; \quad M = \bar{M} M_{\infty}; \quad I = \bar{I} I_{\infty}.$$

Результаты расчета электро-механических характеристик электродвигателя и тяговой характеристики тепловоза для различных значений коэффициента $\alpha_{\text{в}}$ сведены в табл. 36. Скорость движения тепловоза рассчитана по формуле (75), а сила тяги по формуле (76) при КПД зубчатой передачи $\eta_{\text{мх}} = 0,98$.

Таблица 36

Результаты расчета тяговой характеристики тепловоза
с электрической передачей постоянного тока

| $\bar{\alpha}_B$ | \bar{I} | $\bar{\omega}_2$ | \bar{M} | \bar{I}, A | $\omega_{r1}, \text{рад/с}$ | $M, \text{Н} \cdot \text{м}$ | $v, \text{км/ч}$ | $F_K, \text{кН}$ |
|------------------|-----------|------------------|-----------|--------------|-----------------------------|------------------------------|------------------|------------------|
| 1,0 | 0,69 | 1,78 | 0,60 | 590 | 126,5 | 3 410 | 88,5 | 103,0 |
| | 0,8 | 1,42 | 0,74 | 684 | 101,0 | 4 260 | 70,8 | 129,0 |
| | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 855 | 71,0 | 5 750 | 49,6 | 174,0 |
| | 1,2 | 0,75 | 1,30 | 1025 | 53,3 | 7 480 | 37,3 | 226,0 |
| | 1,4 | 0,6 | 1,62 | 1200 | 42,6 | 9 300 | 29,8 | 285,0 |
| | 1,6 | 0,51 | 1,98 | 1370 | 36,2 | 11 400 | 25,3 | 338,0 |
| 0,60 | 0,69 | 2,30 | 0,45 | 590 | 163,0 | 2 590 | 114,0 | 89,5 |
| | 0,8 | 1,82 | 0,58 | 684 | 129,0 | 3 340 | 90,5 | 101,0 |
| | 1,0 | 1,30 | 0,79 | 855 | 92,3 | 4 540 | 64,5 | 138,0 |
| | 1,2 | 0,88 | 1,00 | 1025 | 69,5 | 5 750 | 48,6 | 174,0 |
| | 1,4 | 0,78 | 1,27 | 1200 | 55,5 | 7 300 | 38,8 | 222,0 |
| 0,38 | 0,69 | 3,20 | 0,32 | 590 | 228,0 | 1 840 | 160,0 | 55,8 |
| | 0,8 | 2,46 | 0,42 | 684 | 175,0 | 2 420 | 122,0 | 73,5 |
| | 1,0 | 1,74 | 0,58 | 855 | 124,0 | 3 340 | 87,0 | 101,0 |
| | 1,2 | 1,48 | 0,75 | 1025 | 105,0 | 4 320 | 73,5 | 131,0 |
| | 1,4 | 1,03 | 0,94 | 1200 | 73,2 | 5 400 | 51,3 | 164,0 |

§ 50. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

В электрической передаче переменного тока в качестве тягового используют асинхронный короткозамкнутый электродвигатель (АД). Угловая скорость ротора асинхронного электродвигателя

$$\omega_2 = \frac{2\pi f_1}{p} (1 - s), \quad (77)$$

где f_1 — частота питающего АД напряжения; p — число пар полюсов АД; s — скольжение.

Из выражения (77) видно, что для плавного регулирования угловой скорости АД в широких пределах необходимо в таких же пределах регулировать частоту тока питающей сети.

При частотном управлении АД необходимо регулировать не только частоту, но и амплитуду напряжения статора. Соотношение между частотой и напряжением, подаваемым на статор АД при частотном управлении, называют законом частотного управления АД. Наиболее общий закон частотного управления для идеализированного АД (активное сопротивление обмотки статора $r_1 = 0$, магнитная цепь не насыщена, охлаждение принудительное), позволяющий обеспечить оптимальный режим его работы при синусоидальной форме напряжения, записывают в виде

$$\gamma = \alpha \sqrt{\mu}, \quad (78)$$

где $\gamma = U/U_n$ — относительный параметр напряжения; $\alpha = f_1/f_{1n}$ — относительный параметр частоты; $\mu = M/M_n$ — относительный параметр момента вращения; U, f_1, M — текущее значение соответственно напряжения, частоты, момента; U_n, f_{1n}, M_n — номинальное значение соответственно напряжения, частоты, момента.

Учитывая падения напряжения в обмотках статора, формулу (78) можно представить в виде:

при постоянном моменте нагрузки

$$E_1/f_1 = \text{const}; \quad (79)$$

при постоянной мощности

$$E_1/\sqrt{f_1} = \text{const}. \quad (80)$$

Здесь $E_1 = c_1 f_1 \Phi$ — ЭДС электродвигателя; Φ — магнитный поток; c_1 — машинная постоянная.

Частота тока ротора АД пропорциональна его абсолютному скольжению

$$f_2 = (\omega_1 - \omega_2) / p2\pi,$$

где ω_1 — угловая скорость магнитного поля статора. В теории частотно-управляемого электропривода частоту тока ротора и абсолютное скольжение оценивают по относительному параметру

$$\beta = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_{1n} = f_2 / f_{1n}.$$

Относительное скольжение ротора

$$s = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_1 = f_2 / f_1 = \beta / \alpha.$$

Угловая скорость ротора

$$\omega_2 = \omega_{1n} (\alpha - \beta).$$

При аналитических расчетах характеристик частотно-управляемого АД относительный параметр β играет такую же роль, как и относительное скольжение s при постоянной частоте питающего напряжения.

При электрической передаче любого типа для поддержания постоянной мощности дизеля напряжение генератора в рабочей зоне примерно должно быть обратно пропорционально току нагрузки. Поскольку напряжение, приложенное к АД, изменяется по тому же закону, что и напряжение генератора, то для каждой зоны внешней характеристики генератора выбирают оптимальный закон частотного управления АД.

Первоначальный разгон поезда целесообразно проводить при постоянной силе тяги и постоянном моменте АД. Поэтому в зоне ограничения тока генератора управление АД отвечает формуле (79). В зоне ограничения по мощности дизеля мощность, подводимая к АД, $P_1 \approx \text{const}$. В этой зоне регулирование АД осуществляют по зависимости (80).

Выпрямитель звена постоянного тока обладает односторонней проводимостью. Обмен реактивной энергией между генератором и АД отсутствует. Поэтому выпрямленный ток генератора определяется активной составляющей тока нагрузки (АД). При этом, если регулирование АД в зоне ограничения силы тока генератора отвечает формуле (79), а в зоне ограничения по мощности дизеля формуле (80), то практически соблюдается равенство

$$\bar{I}_d = \bar{\Phi}, \quad (81)$$

где $\bar{I}_d = I_d/I_{d\infty}$; $\bar{\Phi} = \Phi/\Phi_\infty$, I_d и $I_{d\infty}$ — текущее и длительное значения выпрямленного тока генератора; Φ и Φ_∞ — текущее и длительное значения магнитного потока АД.

Как указывалось выше (§ 48), масса и размеры генератора зависят от коэффициента k_r регулирования напряжения генератора. В электропередаче постоянного и переменного тока при прочих равных условиях k_r понижается при уменьшении коэффициента возбуждения α электродвигателей. В электропередаче переменного тока с АД значение k_r обусловлено характеристиками и регулировочными свойствами АД и принятым законом частотного управления. В результате расчета установлено, что если управление АД отвечает формуле (81), то для поддержания постоянной мощности дизеля во всем диапазоне изменения силы тяги и скорости движения тепловоза требуемый коэффициент регулирования напряжения $k_r = 1,9 \div 2,5$.

Для уменьшения коэффициента k_r применяют двухзонное регулирование АД при $P_1 \approx \text{const}$. Первая зона соответствует изменению напряжения генератора от $U_{d\min}$ до $U_{d\max}$. Вторая зона соответствует условию

$$U_d = U_{d\max} = \text{const};$$

$$I_d = I_{d\min} = \text{const}.$$

При возрастании частоты f_1 (скорости движения) это условие может быть выполнено только путем увеличения абсолютного скольжения АД. Увеличение частоты при постоянном напряжении приводит к уменьшению магнитного потока двигателя, поэтому такой режим работы АД аналогичен ослаблению магнитного потока электродвигателя постоянного тока.

Момент, который развивает АД в режиме $U_1 = \text{const}$, $f_1 = \text{var}$, уменьшается примерно обратно пропорционально квадрату частоты (скорости движения тепловоза). В то же время сила тяги (момента АД), соответствующая требуемой тяговой характеристике тепловоза, уменьшается примерно обратно пропорционально скорости движения (частоты). Это приводит к уменьшению перегрузочной способности АД. Таким образом, при заданном диапазоне изменения скорости движения локомотива уменьшение коэффициента k_r ограничено снижением перегрузочной способности АД.

Перегрузочную способность АД оценивают коэффициентом k_n , который равен отношению критического крутящего момента $M_{2\text{кр}}$ к его текущему значению M_2 . В расчетах принимают $k_{n\min} = 1,20 \div 1,25$. На рис. 185 приведены графики зависимости $k_r = f(\alpha_{\max})$ при $k_n = \text{const}$ для тепловозных АД (где k_r — требуемый коэффициент регулирования напряжения генератора; α_{\max} — требуемое наибольшее значение коэффициента регулирования частоты). При этом $k_r = U_{d\max}$.

При построении внешней характеристики генератора в зоне ограничения по напряжению необходимо знать требуемую величину $U_{d\max} = k_r$. Ее определяют следующим образом.

1. Находят активную мощность, потребляемую АД в длительном режиме,

$$P_{1\infty} = \frac{P_{d\infty}\eta_n}{n}, \quad (82)$$

где $P_{d\infty}$ — длительная мощность генератора на выходе звена постоянного тока; η_n — КПД инвертора, $\eta_n \approx 0,97$.

2. Определяют передаточное число u_{\max} по формуле (63) и угловую скорость ротора АД в длительном режиме по формуле (77).

3. Определяют частоту тока АД. В длительном режиме

$$f_{1\infty} = p\omega_{2\infty}/2\pi (1 - s), \quad (83)$$

где $s = 0,025 \div 0,040$.

Для тепловозных АД рекомендовано принимать число пар полюсов $p = 3$. Дальнейшее увеличение числа пар полюсов приводит к возрастанию частоты тока f_1 при той же угловой скорости ω_2 , вследствие чего уменьшается коэффициент мощности и растут потери в стали АД.

В режиме наибольшей скорости движения локомотива

$$f_{1\max} = f_{1\infty} v_k/v_\infty. \quad (84)$$

4. Вычисляют максимальное значение относительного параметра частоты

$$\alpha_{\max} = f_{1\max}/f_{1\infty}. \quad (85)$$

5. По графикам $k_r(\alpha_{\max})$, приведенным на рис. 185, для принятого значения $k_{n\min}$ находят коэффициент k_r при $\alpha = \alpha_{\max}$. Очевидно, что найденное значение коэффициента регулирования

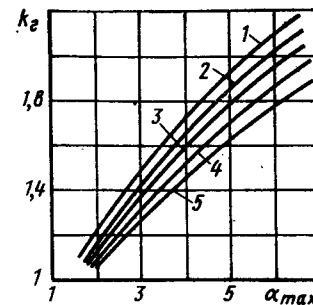


Рис. 185. Графики зависимости $k_r f(\alpha_{\max})$ при $k_n = \text{const}$: 1, 2, 3, 4, 5 — кривые, соответствующие k_n , равному 1,5; 1,4; 1,3; 1,2 и 1,1

напряжения $k_r = \bar{U}_{d \max}$. Действующее фазное напряжение обмотки статора АД в длительном режиме

$$U_{1\infty} = U_{01}/f_{1\infty}, \quad (86)$$

где U_{01} — фазное напряжение обмотки статора, отнесенное к единице частоты. Для тепловозных АД рекомендуется выбирать $U_{01} = 14 \div 16$ В.

Кажущаяся мощность на зажимах АД в длительном режиме (кВ·А)

$$S_{1\infty} = P_{1\infty}/\cos \varphi_{\infty}, \quad (87)$$

где $\cos \varphi_{\infty} = 0,85 \div 0,90$ — коэффициент мощности АД.

Ток фазы статора АД в длительном режиме

$$I_{1\infty} = (S_{1\infty} \cdot 10^3)/3U_{1\infty}. \quad (88)$$

Напряжение и ток генератора на выходе звена постоянного тока в длительном режиме

$$U_{d\infty} = \frac{3}{\sqrt{2}} U_{1\infty}; \quad (89)$$

$$I_{d\infty} = (P_{d\infty} \cdot 10^3)/U_{d\infty}. \quad (90)$$

Величину $I_{d \max}$ (зона ограничения тока генератора) выбирают на основании результатов расчета пускового режима АД. Расчет режима пуска АД состоит в определении пусковых значений момента M_{Π} , частоты $f_{1\Pi}$, магнитного потока Φ_{Π} и силы тока $I_{1\Pi}$ статора АД. Предельное значение пускового момента АД ограничено предельным значением силы тяги по сцеплению, допустимым ускорением при пуске и разгоне поезда и допустимым значением тока нагрузки элементов электропередачи. При предварительных расчетах величину M_{Π} определяют из условия ограничения по сцеплению. В зависимости от рода службы тепловоза принимают отношение $M_{\Pi}/M_{\infty} = F_{к, \text{сц}}/F_{к\infty}$ для грузовых тепловозов равным 1,3—2,0; для пассажирских 2,5—3,5.

Величины $f_{1\Pi}$ и Φ_{Π} выбирают по условиям оптимального режима пуска, который характеризуется тем, что при заданном значении M_{Π}/M_{∞} частота $f_{1\Pi}$ должна быть выбрана такой, при которой сила тока при пуске минимальна. Это позволяет улучшить условия работы оборудования.

Момент M_{Π} зависит от силы тока $I_{1\Pi}$ и магнитного потока Φ_{Π} . Уменьшение $I_{1\Pi}$ при том же значении M_{Π} может быть достигнуто в результате увеличения Φ_{Π} . Увеличение величины Φ_{Π} выше номинальной достигается соответствующим ростом напряжения. Каждому значению пускового момента соответствуют определенные значения магнитного потока и пусковой частоты, при которой сила тока статора минимальна. На рис. 186 приведены зависимости оптимальных значений магнитного потока, частоты и силы тока статора от крутящего момента в режиме пуска для тепловоз-

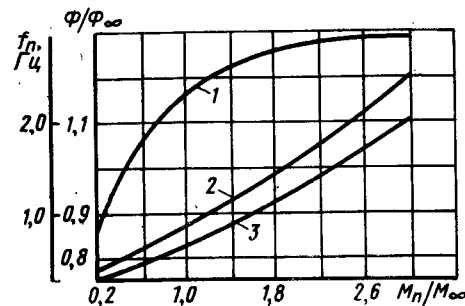


Рис. 186. Пусковые характеристики асинхронного электродвигателя:

1 — магнитный поток $\bar{\Phi}_{\Pi}$; 2 — ток статора $\bar{I}_{1\Pi}$; 3 — частота $f_{1\Pi}$

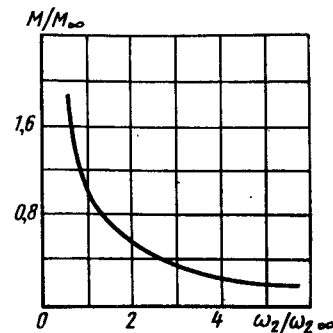


Рис. 187. Универсальная механическая характеристика асинхронного электродвигателя

ных АД. По кривым для принятого отношения M_{Π}/M_{∞} находят оптимальные значения $f_{1\Pi}$, $I_{1\Pi}$ и $\bar{\Phi}_{\Pi} = \bar{\Phi}_{\max}$. В соответствии с равенством (181) $\bar{I}_{d \max} = \bar{\Phi}_{\max}$.

Реальная внешняя характеристика генератора по звену постоянного тока может быть получена при пересчете универсальной характеристики (см. рис. 182) по известным значениям $J_{d\infty}$ и $U_{d\infty}$. Тяговую характеристику тепловоза с электропередачей переменного тока строят на основании универсальной механической характеристики АД (рис. 187) по формулам (75) и (76) и известным значениям $\omega_{2\infty}$ и M_{∞} .

Пример. Определить основные параметры электропередачи переменного тока и рассчитать характеристики тяговых электрических машин.

Исходные данные: $P_{\text{ен}} = 3700$ кВт; $v_{\infty} = 34$ км/ч; $v_{\text{к}} = 140$ км/ч; $D_{\text{к}} = 1,2$ м; $n = 6$; $\beta_{\text{с}} = 0,93$. Принимаем пусковой момент АД $M_{\Pi}/M_{\infty} = 1,6$; коэффициент перегрузки АД при $v = v_{\text{к}}$ $k_{\Pi} = 1,2$; максимальную угловую скорость АД $\omega_{2 \max} = 252$ рад/с; коэффициент мощности и КПД АД в длительном режиме $\cos \varphi_{\infty} = 0,85$; $\eta_{\infty} = 0,91$; КПД инвертора в длительном режиме $\eta_{\text{и}\infty} = 0,97$; КПД генератора с учетом звена постоянного тока $\eta_{d\infty} = 0,95$. По кривым (см. рис. 184) определяем параметры режима пуска АД $\bar{\Phi}_{\Pi}/\bar{\Phi}_{\infty} = 1,245$; $I_{1\Pi}/I_{1\infty} = 1,32$; $f_{1\Pi} = 1,0$ Гц. Активная мощность генератора на выходе звена постоянного тока в длительном режиме по формуле (61)

$$P_{d\infty} = 3700 \cdot 0,93 \cdot 0,95 = 3270 \text{ кВт.}$$

Активная и кажущаяся мощность АД в длительном режиме по формулам (82) и (87)

$$P_{1\infty} = \frac{3270 \cdot 0,97}{6} = 582 \text{ кВт;}$$

$$S_{1\infty} = 582/0,85 = 684 \text{ кВА.}$$

Угловая скорость и момент вращения АД в длительном режиме по формулам (78) и (79)

$$\omega_{2\infty} = 252 \cdot 34 / 140 = 61 \text{ рад/с};$$

$$M_{\infty} = \frac{582 \cdot 10^3 \cdot 0,91}{61,0} = 8680 \text{ Н·м}.$$

Частота тока АД в длительном режиме по формуле (83)

$$f_{1\infty} = \frac{3 \cdot 61,0}{2 \cdot 3,14 (1 - 0,03)} = 30 \text{ Гц}.$$

Максимальная частота тока по формуле (84)

$$f_{1\max} = 30 \cdot 140 / 34 = 123,5 \text{ Гц}.$$

Максимальное значение коэффициента регулирования частоты по формуле (85)

$$\alpha_{\max} = \frac{123,5}{30} = 4,1.$$

По кривым (см. рис. 185) для $\alpha_{\max} = 4,1$ и $k_{\Pi} = 1,2$ находим $\bar{U}_{d\max} = 1,53$. Действующее фазное напряжение обмотки статора АД в длительном режиме по формуле (86)

$$U_{1\infty} = 16 \cdot 30 = 480 \text{ В}.$$

Напряжение генератора на выходе звена постоянного тока в длительном режиме по формуле (89)

$$U_{d\infty} = \frac{3}{\sqrt{2}} 480 = 1020 \text{ В}.$$

Ток генератора на выходе звена постоянного тока в длительном режиме по формуле (90)

$$I_{d\infty} = \frac{3270 \cdot 10^3}{1020} = 3200 \text{ А}.$$

Сила тока фазы АД в длительном режиме по формуле (88)

$$I_{1\infty} = \frac{684 \cdot 10^3}{3 \cdot 480} = 475 \text{ А},$$

в режиме пуска

$$I_{1\Pi} = 1,32 \cdot 475 = 628 \text{ А}.$$

Передаточное число зубчатой передачи по формуле (64)

$$U_{\text{мх}} = 1,8 \frac{1,2 \cdot 252}{140} = 3,88.$$

Действительную внешнюю характеристику генератора на выходе звена постоянного тока получаем при пересчете универсальной характеристики (см. рис. 182) по формуле

$$U_d = \bar{U} U_{d\infty}; \quad I_d = \bar{I} I_{d\infty}.$$

Действительную механическую характеристику АД получаем путем пересчета его универсальной характеристики по формулам

$$\omega_2 = \bar{\omega}_2 \omega_{2\infty}; \quad M = \bar{M} M_{\infty}.$$

В результате расчета находим следующие величины для построения внешней характеристики генератора.

| | | | | | | |
|-------------|------|------|------|------|-------|-------|
| \bar{I}_d | 0,60 | 0,66 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,245 |
| \bar{U}_d | 1,53 | 1,53 | 1,25 | 1,0 | 0,825 | 0,79 |
| I_d , А | 1920 | 2110 | 2560 | 3200 | 3840 | 3980 |
| U_d , В | 1560 | 1560 | 1275 | 1020 | 842 | 805 |

и величины для построения тяговой характеристики тепловоза

| | | | | | | | | |
|--------------------|--------|--------|------|-------|-------|-------|------|-------|
| $\bar{\omega}_2$ | 0,55 | 0,75 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 |
| \bar{M} | 1,6 | 1,34 | 1,0 | 0,61 | 0,56 | 0,36 | 0,26 | 0,2 |
| ω_2 , рад/с | 33,5 | 45,8 | 61,0 | 91,5 | 122 | 183 | 244 | 304,0 |
| M , Н·м | 13 900 | 11 650 | 8680 | 5300 | 4870 | 3130 | 2260 | 1795 |
| v , км/ч | 18,6 | 25,5 | 34,0 | 51,0 | 68,0 | 102 | 136 | 169 |
| F_k , кН | 526,0 | 442,0 | 3300 | 201,0 | 185,0 | 119,0 | 86,0 | 66,0 |

Скорость движения тепловоза рассчитываем по формуле (75), а силу тяги — по формуле (76) при КПД зубчатой передачи $\eta_{\text{мх}} = 0,98$.

§ 51. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОВОЗОВ

Параметры тягового оборудования электровоза определяют по известной величине касательной мощности локомотива. Длительная мощность на валу тягового электродвигателя электровоза

$$P_{\infty} = P_{\text{к\infty}} / z \eta_{\Pi},$$

где z — количество тяговых электродвигателей; η_{Π} — КПД зубчатой передачи, $\eta_{\Pi} \approx 0,98$.

Мощность, потребляемая от сети в длительном режиме (кВт), для электровозов постоянного тока

$$P_{0\infty} = P_{\text{к\infty}} / \eta_{\Pi} \eta_{d\infty} + P_{\text{всп}},$$

для электровозов переменного тока

$$P_{0\infty} = \frac{P_{\text{к\infty}}}{\eta_{\Pi} \eta_{d\infty} \eta_{\text{и\infty}} \eta_{\text{т\infty}}} + \frac{P_{\text{всп}}}{\eta_{\text{всп}}},$$

где $P_{\text{всп}}$ — мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных машин и механизмов; $\eta_{\text{и\infty}}$ и $\eta_{\text{т\infty}}$ — КПД соответственно преобразователя и трансформатора.

Типовая мощность трансформатора (кВ·А)

$$P_{\text{тр}} = P_{0\infty} / \cos \varphi_{\text{т\infty}},$$

где $\cos \varphi_{\text{т\infty}}$ — коэффициент мощности трансформатора.

Тип тяговых электродвигателей и их электрохимические характеристики, а также типы трансформатора и выпрямителя в зависимости от мощности и рода службы электровоза выбирают по соответствующим каталогам и справочникам.

Методика определения передаточного числа зубчатой пары тягового привода и методика расчета и построения зависимостей касательной силы тяги F_k и касательной мощности P_k от скорости движения v не отличаются от методики расчета тех же зависимостей для тепловоза с электрической передачей.

КПД электровоза

$$\eta_k = P_k / P_0.$$

§ 52. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Методика расчета характеристик силы тяги в зоне ограничения по мощности тепловоза для автономных локомотивов с различными типами передачи мощности рассмотрены в § 47 и 49.

Сила тяги локомотива в зоне ограничения по сцеплению в соответствии с правилами производства тяговых расчетов

$$F_{сц} = \psi_k P_{\Sigma},$$

где P_{Σ} — нагрузка от ведущих колес на рельс, Н; ψ_k — расчетный коэффициент сцепления.

Коэффициент ψ_k в зависимости от скорости локомотива рассчитывается по формуле (в км/ч)

$$\psi_k = 0,25 + \frac{8}{100 + 20v}.$$

Зависимость касательной мощности локомотива P_k от скорости движения v строят на основании тяговой характеристики по формуле

$$P_k = F_k v / 3600.$$

КПД локомотива

$$\eta_k = \frac{3600 P_k}{B_{\text{ч}} Q_{\text{РН}}},$$

где $B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива, кг/ч; $Q_{\text{РН}}$ — удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Часовой расход топлива

$$B_{\text{ч}} = g_e P_e + g_{ев} P_{ев},$$

где g_e и P_e — соответственно удельный расход топлива, кг/(кВт·ч) и мощность первичного двигателя локомотива, кВт; $g_{ев}$ и $P_{ев}$ — то же, для двигателя, вспомогательных машин и механизмов.

Величины g_e и $g_{ев}$ определяют по графикам удельного расхода топлива $g_e(P_e)$ в соответствии с режимами работы двигателей. Для тепловоза с электрической передачей мощность первичного двигателя P_e в зависимости от режима его работы определяют

по тепловозной характеристике (см. кривую 3 на рис. 170). Для тепловоза с гидropередачей и приводом вспомогательных машин и механизмов от первичного двигателя $P_{ев} = 0$

$$P_e = \frac{P_k}{\eta_{\text{п}}} + (1 - \beta_c) P_{ен}.$$

Если вспомогательные машины и механизмы приводятся от специального двигателя, то

$$P_e = P_k / \eta_{\text{п}}.$$

На основании приведенных соотношений для каждого значения v определяют величины $B_{\text{ч}}$ и η_k и строят экономические характеристики локомотива $B_{\text{ч}}(v)$ и $\eta_k(v)$.

ГЛАВА IX

КОМПОНОВКА И РАЗВЕСКА ЛОКОМОТИВА

§ 53. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЗМЕЩЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ НА ЛОКОМОТИВАХ

Размещение на локомотивах разнотипного оборудования, механизмов со сложными функциональными связями является многовариантной задачей, решение которой заканчивается созданием машины, отвечающей современному техническому уровню. При компоновке оборудования необходимо обеспечить следующие условия:

равномерность распределения нагрузки на рельсы от движущих колесных пар;

минимальную длину экипажной части, малогабаритность и компактность сборочных единиц;

удобство монтажа оборудования и доступность его обслуживания;

простоту конструкций элементов рабочих связей (приводов, трубопроводов и др.) силового и вспомогательного оборудования;

возможность использования широкой унификации элементов машины и пригодности конструкции к крупносерийному производству;

нормированный расход дефицитных и дорогостоящих материалов;

высокую технологичность конструкции;

оптимальные условия работы обслуживающего персонала;

внешнее очертание, отвечающее требованиям промышленной эстетики.

На компоновку локомотива кроме перечисленного влияют его назначение, условия эксплуатации, габаритные ограничения, уровень технического и технологического совершенства производства, современные тенденции развития отечественного и зарубежного локомотивостроения.

Отдельные условия компоновки носят противоречивый характер (например, равномерность нагрузки колесных пар и простота конструкции элементов рабочих связей, компактность размещения оборудования и доступность его обслуживания), что вызывает определенные трудности при размещении оборудования. Поэтому компоновку выполняют в два этапа: эскизную и рабочую. При эскизной компоновке разрабатывают основную схему локомотива в нескольких вариантах и после ее обсуждения составляют рабо-

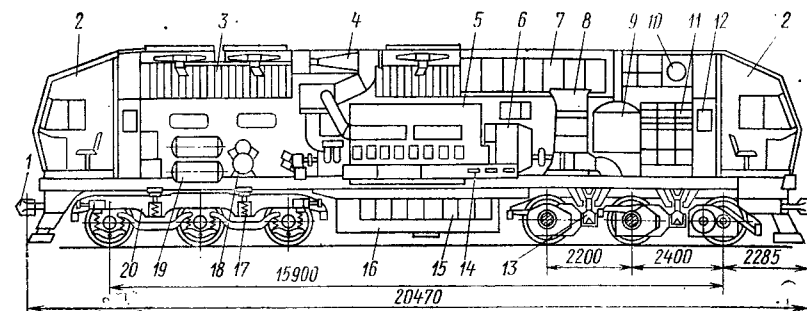


Рис. 188. Расположение оборудования на пассажирском тепловозе ТЭП70:

1 — автосцепка; 2 — кабина машиниста; 3 — блок охлаждающего устройства; 4 — глушитель шума дизеля; 5 — дизель; 6 — генератор; 7 — фильтр; 8 — вентилятор централизованного воздухооборудования; 9 — выпрямительная установка; 10 — резервуар противопожарной установки; 11 — высоковольтная камера; 12 — тамбур; 13 — центральная маятниковая опора; 14 — поддизельная рама; 15 — ниша для размещения аккумуляторной батареи; 16 — топливный бак; 17 — боковая опора; 18 — компрессор; 19 — воздушные резервуары; 20 — тележка

чую компоновку, служащую основным документом при техническом и рабочем проектировании.

Рассмотрим примеры компоновки некоторых отечественных и зарубежных локомотивов.

Пассажирский тепловоз ТЭП70 (рис. 188) одnoseкционный с электрической передачей переменного постоянного тока с двумя кабинами машиниста 2 с несущим кузовом ферменно-раскосного типа без сферических лобовых поверхностей. Топливный бак 16 расположен посередине экипажной части под кузовом и включен в конструкцию несущих элементов. В боковых нишах 15 бака размещены аккумуляторные батареи.

Силовая установка с поддизельной рамой 14, состоящая из V-образного дизеля 5164Н26/26 и тягового генератора 6, установлена на амортизаторах посередине тепловоза. Амортизаторы уменьшают динамическое воздействие дизеля на кузов, снижают шум в кабине машиниста. Центральное расположение силовой установки упрощает развеску тепловоза.

На раме кузова установлены также высоковольтная камера 11, выпрямительная установка 9, осевой вентилятор 8, санитарный узел с умывальником, тормозной компрессор 18 с электродвигателем, воздушные резервуары 19 и др. Крыша кузова съемная, блочного типа, обеспечивает агрегатную сборку узлов на специализированных участках, что упрощает технологию сборки и особенно ремонта оборудования. Внутренняя сторона секций крыши использована для размещения резервуаров 10 противопожарной системы, фильтров 7 очистки системы воздушного охлаждения электрических машин, блоков 3 охлаждающего устройства, глушителя 4 и баков вспомогательных систем. Установка основных агрегатов посередине рамы кузова, использование крыши для размещения оборудования обеспечивают боковые проходы необ-

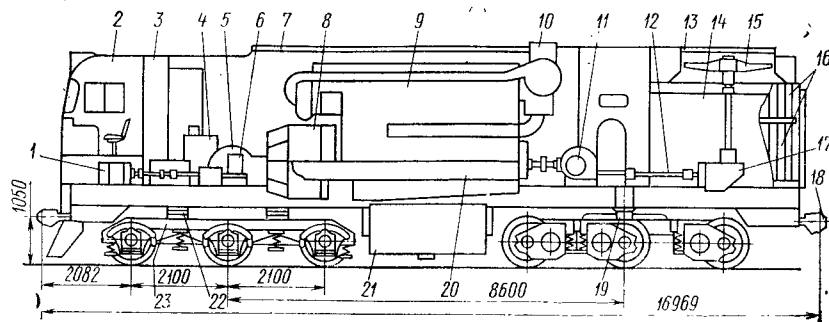


Рис. 189. Расположение оборудования на тепловозе 2ТЭ10Л:

1 — двухмашинный агрегат; 2 — кабина; 3 — высоковольтная камера; 4 — компрессор; 5 — вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки; 6 — редуктор; 7 — кузов; 8 — главный генератор; 9 — рядный дизель; 10 — выпускной патрубок; 11 — вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки; 12 — карданный вал; 13 — верхние жалюзи; 14 — холодильная камера; 15 — вентилятор холодильника; 16 — секции охлаждения; 17 — угловой редуктор; 18 — автосцепка; 19 — шкворень; 20 — поддизельная рама; 21 — топливный бак; 22 — боковая опора; 23 — передняя тележка

ходимой ширины в машинном отделении, освещаемые как естественным светом через семь окон с каждой стороны, так и искусственным освещением. Машинное отделение отделено от кабин машиниста тамбурами 12, образованными задними стенками кабин, высоковольтной камерой и шкафом для одежды.

Кузов тепловоза опирается на две трехосные тележки 20, оборудованные двумя центральными опорами 13 маятниковой типа, четырьмя плоскими боковыми опорами 17 и двухъярусным рессорным подвешиванием. В боковые опоры вмонтированы пружины подвешивания кузова.

Грузовой тепловоз 2ТЭ10Л (рис. 189) мощностью 4400 кВт выполнен из двух однокабинных секций, соединенных между собой автосцепкой, что дает возможность использовать каждую из них как самостоятельный локомотив. Ненесущий кузов 7 тепловоза размещен на главной раме, унифицированной по ряду узлов с рамой тепловоза ТЭЗ, что обеспечивает ее технологичность при изготовлении и ремонте.

В средней части машинного отделения расположена силовая установка, состоящая из рядного дизеля 9 мощностью 2200 кВт и главного генератора. Дизель и генератор смонтированы на поддизельной раме 20. Воздух к дизелю подается через фильтры, смонтированные в верхней части боковых стенок кузова, отработавшие газы удаляются через выпускные патрубки 10 в крыше кузова, что уменьшает загрязнение отработавшими газами засасываемого воздуха.

Высоковольтные камеры 3 установлены в машинном отделении со стороны главного генератора. Они непосредственно примыкают к задней стенке кабины 2 по обе стороны прохода в машинное отделение. Такое размещение генератора, высоковольтных камер

и кабины машиниста значительно сокращает протяженность силовой цепи и цепей управления.

В передней части кузова расположен вентилятор 5 охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки 23 и тормозной компрессор 4, соединенный с валом главного генератора через передний распределительный редуктор 6. К этому редуктору через карданный привод присоединен двухмашинный агрегат 1, смонтированный под полом кабины.

За машинным отделением расположена холодильная камера 14 с секциями 16 охлаждения. Воздух поступает в камеру 14 через боковые жалюзи и удаляется вентилятором 15 через верхние жалюзи 13. Вентилятор приводится от нижнего вала дизеля через систему карданных валов, распределительный и угловой редуктор 17. От распределительного редуктора приводится во вращение вентилятор 11 охлаждения тяговых двигателей задней тележки. При размещении вентилятора над тележкой обеспечивается минимальная протяженность воздухопроводов; простота их конструкции, в связи с чем уменьшается расход энергии на обслуживание тепловоза.

Рама кузова опирается на две трехосные тележки. На каждой тележке установлены четыре боковые опоры 22 с возвращающими устройствами и центральный шкворень 19. Рессорное подвешивание одноступенчатое, сбалансированное, четырехточечное. Топливный бак 21, вмещающий 6300 кг дизельного топлива, размещен под кузовом в промежутке между тележками. При такой компоновке опорожнение бака не нарушает распределения нагрузки по колесным парам экипажа.

Французский тепловоз СС70000 с электропередачей и двумя дизелями (рис. 190) является примером компоновки локомотива по схеме симметричного размещения оборудования, при котором равномерно распределяется масса тепловоза по движущим колесным парам.

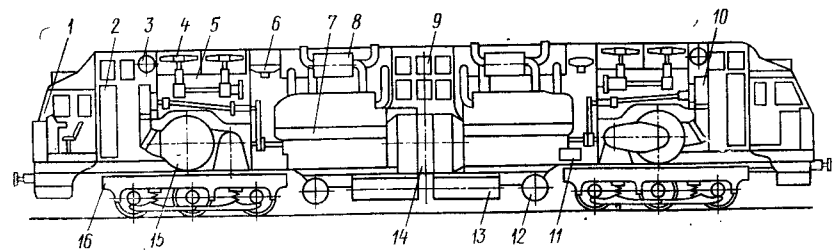


Рис. 190. Расположение оборудования на тепловозе СС70000:

1 — кабина машиниста; 2 — высоковольтная камера; 3 — расширительный бак; 4 — вентилятор холодильной камеры; 5 — холодильная камера; 6 — вентилятор машинного отделения; 7 — дизель; 8 — глушитель; 9 — выпрямители; 10 — вентилятор охлаждения тягового электродвигателя; 11 — вспомогательный генератор; 12 — воздушные резервуары; 13 — топливный бак; 14 — главный генератор; 15 — тяговый электродвигатель; 16 — рама тележки

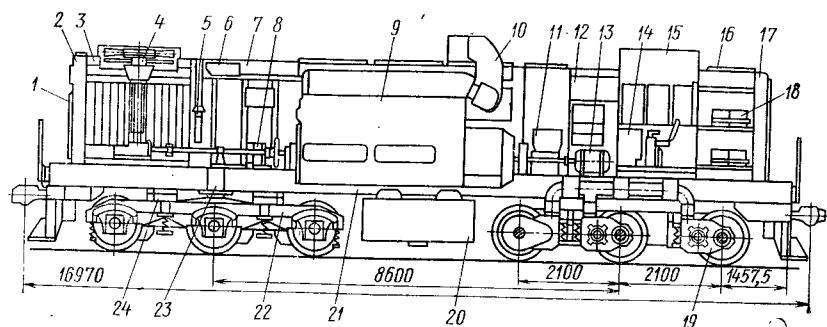


Рис. 191. Расположение оборудования на маневровом тепловозе ТЭМ2:

1 — передняя дверь холодильной камеры; 2, 17 — бункеры песочной системы; 3 — холодильная камера; 4 — вентилятор холодильника; 5 — масляный фильтр; 6 — расширительный бак для воды; 7 — кузов над двигателем; 8 — вентилятор охлаждения тяговых двигателей передней тележки; 9 — дизель-генератор; 10 — искрогаситель; 11 — тормозной компрессор; 12 — высоковольтная камера; 13 — двухмашинный агрегат; 14 — пульт управления; 15 — кабина машиниста; 16 — кузов аккумуляторного отсека; 18 — аккумуляторная батарея; 19 — тяговый двигатель; 20 — топливный бак; 21 — главная рама; 22 — тележка; 23 — шкворень; 24 — боковая опора

На тепловозе применена силовая установка, состоящая из двух дизелей 7 мощностью 2×1770 кВт и трехфазного главного генератора 14. Масса этой установки на 40% меньше, чем масса обычной двухгенераторной системы. Воздуходувка и выпускные системы силовой установки размещены непосредственно над дизелями. Вентиляторы холодильных камер и систем охлаждения тяговых электродвигателей установлены над последними и соединены с валами дизелей механическим приводом. Расположение вспомогательного оборудования над силовой установкой позволило при двух кабинах и двух дизелях создать тепловоз, общая длина которого не превышает 21,3 м. Высоковольтные камеры 2 примыкают к внутренним стенкам кабин машиниста. Наличие внутри кузова двух боковых проходов по всей длине машинного отделения облегчает обслуживание тепловоза. Бесшкворневые тележки оборудованы тяговыми электродвигателями 15, которые размещены в кузове тепловоза, что позволило сократить базу тележки на 1400 мм, т. е. на 30% по сравнению с экипажной частью с индивидуальным приводом колесных пар. Между тележками под рамой кузова установлены топливный бак 13 и воздушные резервуары 12 тормозной системы.

Маневровый тепловоз ТЭМ2 (рис. 191) является основным маневровым локомотивом железных дорог нашей страны. Его компоновка определена применением капотного кузова, который обеспечивает хорошую видимость пути и состава при маневровых работах. Оборудование тепловоза смонтировано на главной раме 21, установленной посредством восьми плоских опор 24 на двух трехосных тележках 22 с центральным расположением шкворней 23.

Дизель-генератор 9 мощностью 855 кВт, вентиляторы 8 охлаждения тяговых двигателей передней тележки, тормозной компрессор 11 размещены под кузовом двигателя, высоковольтная камера 12 и двухмашинный агрегат 13 — под кузовом камеры 12. Под кузовом аккумуляторного отсека установлена аккумуляторная батарея 18. На торцовых стенках капотов размещены бункеры 2, 17 песочной системы. Для свободного доступа к агрегатам и узлам тепловоза при обслуживании, монтажных работах в кузове имеются боковые двери и крышечные люки, а для входа в холодильную камеру — передняя торцовая дверь 1. Между кузовами установлена кабина 15 машиниста с двумя торцовыми дверями для выхода на боковые площадки, размещенные по внешнему обводу главной рамы и огражденные перилами для обеспечения безопасной работы обслуживающего персонала.

Кабина машиниста имеет пульт управления 14, расположенный с правой стороны, а также оборудование, создающее возможность управления тепловозом одним лицом. Со стороны кабины встроена дверь в высоковольтную камеру для удобства ее осмотра и выполнения ремонтных работ.

Посередине тепловоза между тележками к главной раме прикреплен топливный бак 20, вмещающий 5400 кг топлива. Компоновка тележек тепловоза ТЭМ2 однотипна с компоновкой тележек ТЭ10В с целью унификации экипажной части.

Тепловоз с гидропередачей ТГМ6А (рис. 192) односекционный, мощностью 885 кВт, предназначен для маневровой и легкой магистральной службы. Компоновка тепловоза ТГМ6А определяется его назначением и типом передачи.

Силовая установка, состоящая из дизеля 5 (ЗА-6Д49) и унифицированной гидропередачи 4, размещена на главной раме 12 с центральным положением коробки передачи и смещенным положением дизеля относительно поперечной оси. Такое размещение

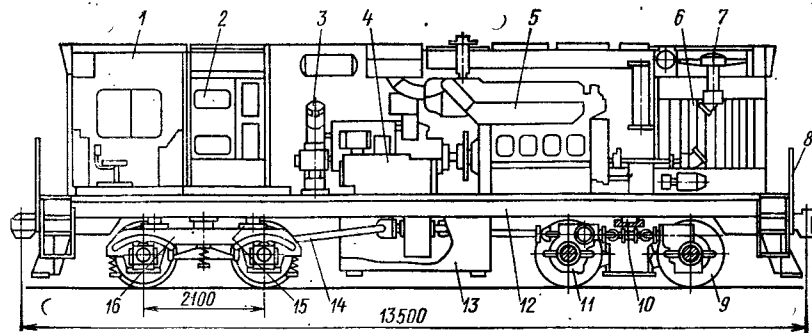


Рис. 192. Расположение оборудования на маневровом тепловозе ТГМ6А:

1 — кабина машиниста; 2 — аккумуляторные батареи; 3 — тормозной компрессор; 4 — гидропередача; 5 — дизель; 6 — холодильная камера; 7 — вентилятор холодильника; 8 — перила ограждения площадки; 9 — колесная пара; 10 — шкворень; 11 — осевой редуктор; 12 — главная рама; 13 — топливный бак; 14 — тяговый привод; 15 — боковая опора; 16 — задняя тележка

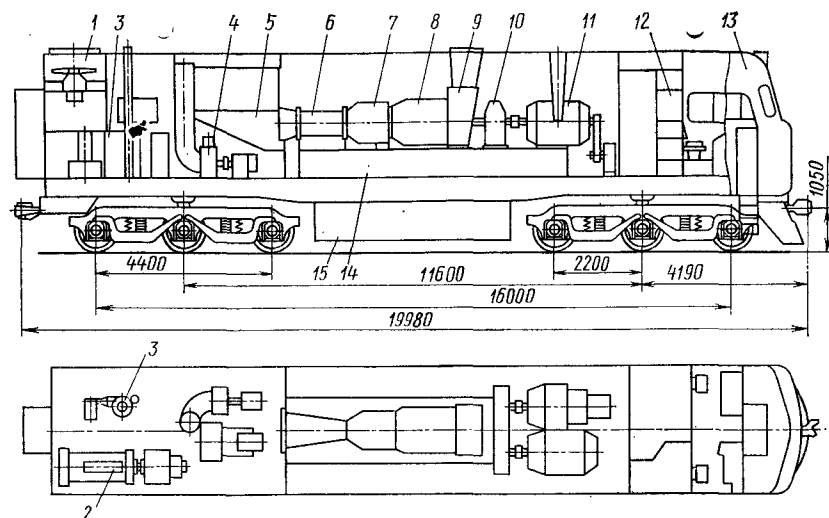


Рис. 193. Расположение оборудования на газотурбовозе Г1:

1 — холодильная камера; 2 — вспомогательный дизель; 3 — котел-подогреватель; 4 — тормозной компрессор; 5 — воздухоприемное устройство; 6 — осевой компрессор; 7 — камера сгорания; 8 — газовая турбина; 9 — выпускной коллектор; 10 — редуктор; 11 — генераторы; 12 — высоковольтная камера; 13 — кабина машиниста; 14 — рама газотурбинного двигателя; 15 — топливный бак

коробки дало возможность применить однотипные элементы тягового привода на обе тележки.

Кузов тепловоза капотного типа с кабиной 1 на заднем конце рамы 12. Перед дизелем 5 размещена холодильная камера 6 с приводом вентилятора от коленчатого вала дизеля. За гидропередачей установлен тормозной компрессор и предусмотрен отсек для аккумуляторных батарей. Это улучшает шумо- и термоизоляцию кабины. Боковые площадки выполнены по всему периметру капота и огорожены перилами. Топливный бак 13 установлен между тележками. Он состоит из двух емкостей, расположенных по сторонам коробки передач и тягового привода.

Тележки тепловоза — с центральным расположением шкворня 10, плоскими боковыми опорами 15 и односторонним рессорным подвешиванием. Колесные пары 9 оборудованы унифицированными двухступенчатыми осевыми редукторами 11, которые посредством продольных карданных узлов связаны с коробкой гидропередачи 4.

Газотурбовоз Г1 (рис. 193) — односекционный локомотив с газовой турбиной 8 открытого цикла и электропередачей. Тип силовой установки определил характер расположения оборудования. В средней части кузова на специальной раме 14 смонтированы одновальный газотурбинный двигатель мощностью 2580 кВт и три генератора 11 постоянного тока, имеющие связь с валом турбины через редуктор 10. В передней части кузова размещены кабина 13

машиниста и высоковольтная камера 12, а за силовой установкой — вспомогательный дизель 2 с генератором, котел-подогреватель 3, тормозной компрессор 4, воздухоприемное устройство 5 осевого компрессора, которое занимает большую часть заднего отсека машинного отделения. Вдоль боковых стенок кузова имеются проходы, под настилом которых размещена топливная система газотурбинного двигателя. Для удобства обслуживания этой системы в кузове предусмотрены боковые остекленные люки. Вентиляторы охлаждения тяговых электродвигателей расположены в кузове над тележками.

Тележки газотурбовоза сформированы по типу тележек тепловозов с электропередачей и индивидуальным приводом колесных пар. Топливный бак 15 подвешен к главной раме между тележками и вмещает 9500 кг тяжелого топлива.

Электровоз ВЛ60 (рис. 194) — односекционный локомотив мощностью 4140 кВт на часовом режиме с тяговыми двигателями постоянного тока. Все оборудование электровоза размещено в двухкабинном кузове, установленном на главной раме, и сосредоточено в высоковольтной камере, двух отсеках и двух машинных помещениях, расположенных около кабин 2 машиниста.

Оборудование электровоза собрано по агрегатно-блочному способу, что значительно облегчило технологический процесс изготовления электровоза и снизило его себестоимость. В машинном отделении размещены мотор-вентилятор 4, расщепитель фаз 11 с генератором управления, мотор-компрессорный агрегат 6 и вспомогательный упресор 3. Блок 10 тягового трансформатора, сглаживающие реакторы 14, выпрямительные установки размещены в высоковольтной камере. По периметру кузова вы-

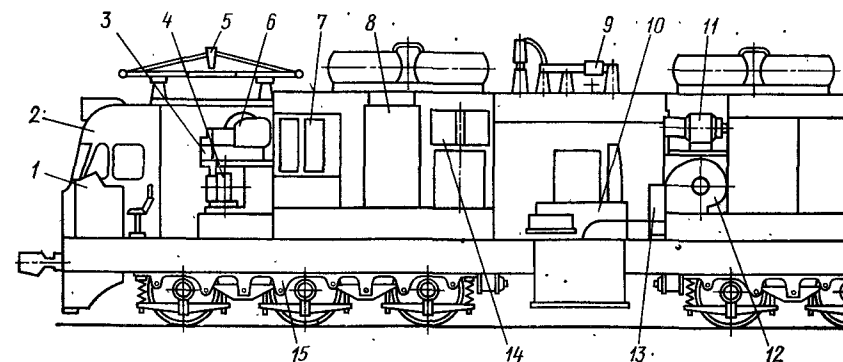


Рис. 194. Расположение оборудования на электровозе ВЛ60:

1 — пульт управления; 2 — кабина машиниста; 3 — вспомогательный компрессор для подъема токоприемника; 4 — мотор-вентилятор охлаждения выпрямителей и тяговых электродвигателей; 5 — токоприемник; 6 — мотор-компрессор; 7 — блок выпрямительной установки; 8 — блок силовых аппаратов; 9 — главный выключатель; 10 — блок тягового трансформатора; 11 — расщепитель фаз с генератором управления; 12 — мотор-вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей, сглаживающего реактора и масла трансформатора; 13 — аккумуляторная батарея; 14 — сглаживающий реактор; 15 — тележка

полнены два продольных и два поперечных прохода, образующих тамбур перед кабиной машиниста. На крыше смонтированы два токоприемника 5 (пантографа), высоковольтное оборудование цепи первичной обмотки тягового трансформатора, четыре главных воздушных резервуара, тифоны и антенна радиосвязи.

Тележки электровоза с рядным расположением тяговых электродвигателей имеют две центральные маятниковые и две боковые опоры кузова. Буксовое подвешивание сбалансированное четырехточечное. Между тележками расположены часть блока трансформатора и радиаторы охлаждения масла.

Общие требования к компоновке. Сопоставляя приведенные выше компоновки локомотивов, можно отметить, что размещение оборудования на них подчинено ряду требований, вытекающих из условий производства и эксплуатации машин. Выполнение этих условий является обязательным при проектировании локомотивов. Так, у всех локомотивов предусматривают поперечные и продольные проходы в кузове или открытые площадки по периметру рам экипажной части капотного типа, создающие большое удобство в эксплуатации при обслуживании агрегатов и систем локомотива.

Кабины машиниста размещают по всей ширине экипажной части, оборудуют тепло- и шумоизоляцией, отделяют от машинного отделения тамбурами, устанавливают на упругие элементы для создания благоприятных условий работы бригады. Хорошая видимость пути, сигналов у магистральных локомотивов достигается путем установки кабин машиниста по концам кузова. Для удобства монтажа агрегатов при сборке и демонтажа при ремонте в крыше кузова предусматривают люки, а над крупногабаритным оборудованием съемные секции крыши. Тяжелое оборудование размещено посередине экипажной части или симметрично относительно середины для равномерного нагружения тележки.

У автономных локомотивов размещение оборудования определяется наличием крупногабаритной силовой установки. Если установки две, то их размещают симметрично относительно поперечной плоскости симметрии, что позволяет использовать одинаковые по конструкции приводы вспомогательных машин, значительно упрощает задачу развески кузова. При повышенной мощности (3000—4400 кВт) силовой установки часть вспомогательного оборудования и систем располагают в элементах крыши кузова для получения допустимой по условиям эксплуатации общей длины тепловоза.

Вспомогательное оборудование с приводом от вала дизеля устанавливают так, чтобы конструкция трансмиссий имела минимальное число простых звеньев. Для сокращения длины трубо- и воздухопроводов, гибких элементов отдельное оборудование вспомогательных систем (фильтры, теплообменники) размещают на раме силовой установки. Выпускную систему располагают над дизелем с выбросом газов вверх, а систему забора воздуха с плоскими фильтрами в боковых стенках кузова. При централи-

зованной системе подачи воздуха для охлаждения электрических машин с приводом от вала дизеля значительно сокращается число элементов и уменьшается расход мощности на вспомогательные нужды.

Топливный бак размещают между тележками под центром тяжести кузова. Это не нарушает распределения нагрузки по колесным парам в процессе эксплуатации локомотива. В боковые ниши топливного бака устанавливают аккумуляторную батарею, что значительно упрощает ее обслуживание и исключает попадание паров электролита в машинное отделение.

Следует отметить, что указанные закономерности размещения оборудования не могут оставаться неизменными. Совершенствование конструкции экипажной части, силового и вспомогательного оборудования, технологии производства, изменение условий эксплуатации и др. позволяют выполнять новые компоновки.

§ 54. РАЗВЕСКА ЛОКОМОТИВА

Развеска локомотива определяет в процессе компоновки такое взаимное расположение его оборудования, при котором сохраняются функциональные связи и реализуется наивыгоднейшее распределение нагрузок от колесных пар на рельсы. В частности, если все колесные пары являются ведущими, то эта нагрузка должна быть распределена между ними равномерно. В практике локомотивостроения неравномерность распределения нагрузки по ведущим осям не должна превышать $\pm 3\%$.

Развеска — задача статическая, плоскостная. Нагрузки от всех элементов локомотивов представляют как систему сил, действующих в продольной вертикальной плоскости (в отдельных случаях в поперечной плоскости) симметрии, проходящей через центр тяжести локомотива. При решении используют два уравнения статики: суммы сил и суммы моментов этих сил относительно произвольно выбранной оси.

Для выполнения развески вычерчивают схему расположения оборудования с указанием положения центров тяжести всех элементов машины относительно оси моментов и составляют ведомость развески по приведенной ниже форме.

ФОРМА

| Наименование | Номер чертежа | Масса, кг | Вес, Н | Продольное направление | | Поперечное направление | | Примечание |
|--------------|---------------|-----------|--------|------------------------|-------------|------------------------|-------------|------------|
| | | | | Плечо, м | Момент, Н·м | Плечо, м | Момент, Н·м | |
| | | | | | | | | |

Ведомость развески заполняют в порядке деления чертежей локомотива на группы и подгруппы. Если развеску в поперечном направлении не производят, то графу «Поперечное направление» в ведомости не заполняют.

Расчет развески тележечных локомотивов выполняется в два этапа: на первом определяется положение центра тяжести надтележечного строения, на втором — точки приложения нагрузки от кузова на рамы тележек. Ось моментов обычно проводится через головку передней автосцепки. При симметричном расположении оборудования эта ось совмещается с поперечной плоскостью симметрии локомотива. Методику дальнейших расчетов рассмотрим на конкретном примере. На рис. 195 приведена схема развески тепловоза ТЭП60, а упрощенная ведомость — в табл. 36.

Таблица 36

Упрощенная ведомость развески тепловоза ТЭП60

| Наименование | Масса, кг | Вес, Н | Плечо, м | Момент, Н·м |
|---|-----------|-----------|----------|-------------|
| Дизель-генераторная группа | 23 794 | 233 419 | 8,24 | 1 923 373 |
| Воздухоочистители и выпускные трубы дизеля | 770 | 7 554 | 13,54 | 102 281 |
| Охлаждающее устройство дизеля и котел-подогреватель | 6 050 | 59 350 | 13,32 | 790 542 |
| Водяная, топливная и масляная системы | 1 938 | 19 011 | 10,18 | 193 532 |
| Рама кузова | 10 923 | 107 155 | 9,56 | 1 024 402 |
| Кузов | 12 455 | 122 184 | 10,20 | 1 246 277 |
| Тормозная система, песочницы и воздухопровод автоматики (относящиеся к верхнему строению) | 1 645 | 16 137 | 10,36 | 167 179 |
| Электрооборудование и электростанция | 5 393 | 52 905 | 7,95 | 420 595 |
| Вспомогательное оборудование и приводы | 2 363 | 23 181 | 6,39 | 148 127 |
| Инструмент и принадлежности | 593 | 5 818 | 9,62 | 55 969 |
| Топливо (2/3 запаса) | 4 310 | 42 281 | 9,46 | 399 979 |
| Вода | 1 210 | 11 870 | 11,98 | 142 203 |
| Масло | 1 560 | 15 304 | 12,00 | 183 648 |
| Песок (2/3 запаса) | 400 | 3 924 | 9,71 | 38 102 |
| Локомотивная бригада | 200 | 1 962 | 9,63 | 18 894 |
| Верхнее строение тепловоза с экипажкой | 73 604 | 722 055 | 9,49 | 6 855 103 |
| Тележка: | | | | |
| обрессоренная часть | 2×19 107 | 2×187 440 | 4,18 | 783 498 |
| необрессоренная часть | 2×7 500 | 2×73 575 | — | — |
| полная | 26 607 | 261 045 | — | — |
| Тепловоз: | | | | |
| обрессоренная часть | 111 820 | 1 096 954 | — | — |
| служебный | 126 820 | 1 244 104 | — | — |
| без экипажки | 119 140 | 1 168 763 | — | — |

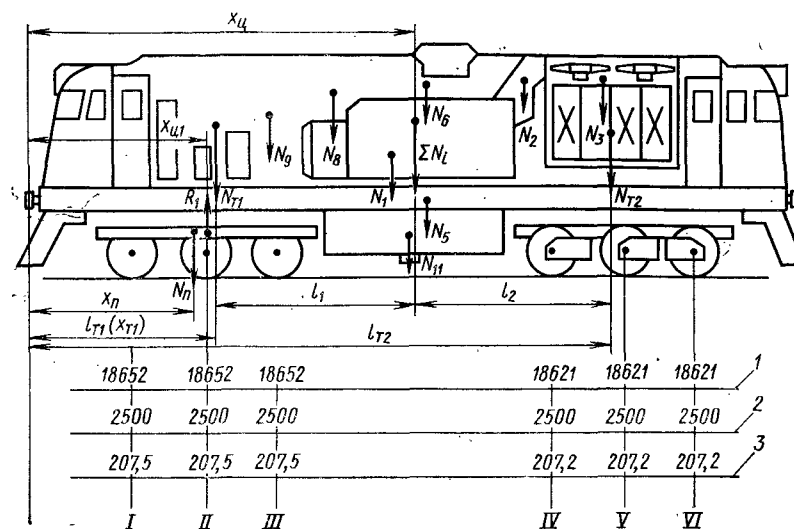


Рис. 195. Схема развески тепловоза ТЭП60:

I—VI — номера колесных пар; 1 — массы обрессоренных частей; 2 — массы необрессоренных частей; 3 — нагрузки от колесных пар на рельс, кН

Координата $x_{ц}$ центра тяжести верхнего строения тепловоза

$$x_{ц} = \frac{\sum M_i}{\sum N_i}, \quad (91)$$

где $\sum M_i$ — суммарный момент от сил тяжести элементов конструкции и оборудования кузова, Н·м; $\sum N_i$ — вес верхнего строения, Н.

Подставляя в формулу (91) числовые значения $\sum M_i$ и $\sum N_i$ (табл. 36), получим

$$x_{ц} = 6\,855\,103 / 722\,055 = 9,49 \text{ м.}$$

База тепловоза ТЭП60 (расстояние между мнимыми точками опирания кузова на тележки) по предварительной компоновке составляет 10,2 м. Для обеспечения равенства нагрузок от кузова на тележки расположим эти точки на равном удалении от центра тяжести ($l_1 = 5,1$ м и $l_2 = 5,1$ м) и найдем, пользуясь схемой на рис. 195, их координаты от оси моментов. Для передней тележки $l_{т1} = x_{ц} - l_1 = 9,494 - 5,1 = 4,394$ м; для задней $l_{т2} = x_{ц} + l_2 = 9,494 + 5,1 = 14,594$ м. Если точки опирания кузова определены заранее (предусмотрены конструкцией) и если окажется, что расстояния l_1 и l_2 различны, то для их равенства перемещают центр тяжести верхнего строения в продольном направлении путем перекомпоновки кузова.

Решение второго этапа развески возможно, если известен центр упругости рессорного подвешивания $x_{ц1}$ (рис. 195) для первой тележки и центр тяжести ее подрессорной массы. Следует учитывать при развеске, что возможность перераспределения масс обрессорных частей тележки для изменения ее центра тяжести весьма ограничена. Заданное распределение нагрузок на рельсы от колесных пар обеспечивается, если равнодействующая R_1 нагрузок от веса обрессоренных частей тележки $N_{п}$ и кузова $N_{т1}$ проходит через центр упругости ее рессорного подвешивания. Из этого условия определяем координату точки $x_{т1}$ приложения нагрузки от кузова

$$x_{т1} = \frac{R_1 x_{ц1} - N_{п} x_{п}}{N_{т1}}, \quad (92)$$

где $x_{п}$ — координата центра тяжести обрессоренной части тележки, м.

Подставляя в выражение (92) числовые значения сил и координат из табл. 36, получим $x_{т1} = 4,40$ м, что практически не отличается от координаты $l_{т1}$. Это означает, что предварительно принятое положение тележки относительно кузова выбрано правильно.

Если этого не получилось, то необходимо было бы изменить положение тележки относительно кузова или перенести точки кузова с координатами $l_{т1}$ и $l_{т2}$, не нарушая равенство $l_1 = l_2$. Так как тележки конструктивно аналогичны, то расчет развески второй тележки не выполняем.

§ 55. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЛОКОМОТИВОСТРОЕНИЯ

Высокие темпы развития народного хозяйства, дальнейшее освоение природных ресурсов сопровождаются постоянным увеличением грузооборота и требуют непрерывного развития и совершенствования всех видов транспорта. В СССР железнодорожный транспорт выполняет более 70% грузовых и около 65% пассажирских перевозок.

Наши железные дороги выполняют около 50% мирового железнодорожного грузооборота. Средняя грузонапряженность железнодорожных линий СССР примерно в 5—6 раз больше, чем в США.

К числу важнейших проблем, связанных с развитием железнодорожного транспорта, относится задача модернизации и совершенствования эксплуатируемых и своевременное создание и внедрение новых типов мощных надежных и экономичных локомотивов.

Локомотивостроение имеет следующие основные направления развития:

увеличение мощности, приходящейся на одну ведущую ось, и мощности локомотива в целом;

улучшение тяговых и ходовых качеств и повышение скорости движения;

совершенствование тяговых энергетических установок и передач;

снижение удельного расхода топлива, масла, электроэнергии;

совершенствование систем управления, автоматического регулирования, контроля, защиты;

совершенствование систем вспомогательного оборудования;

снижение удельного расхода металла;

улучшение конструкции с целью снижения себестоимости постройки и снижения расходов на ремонт;

расширение до экономически оправданных пределов унификации и взаимозаменяемости деталей и узлов;

повышение надежности;

улучшение условий труда локомотивных бригад и т. д.

Улучшение тяговых и ходовых качеств и повышение скоростей движения связано с совершенствованием экипажной части локомотивов.

В настоящее время прочно утвердился тележечный тип экипажной части на двух и более тележках, экипажная часть такого типа позволяет наращивать мощность и силу тяги, имеет больше возможностей по улучшению ходовых качеств локомотивов, уменьшать трудоемкость изготовления и ремонта путем унификации и агрегатной сборки узлов тележек.

Большим шагом в области магистрального тепловозостроения является использование колес диаметром 1250 мм вместо 1050 мм. Это позволяет повысить удельные нагрузки от колесной пары на рельсы, увеличить мощность и силу тяги, снимаемую с оси, применить опорно-рамное подвешивание тяговых двигателей как для пассажирских, так и для грузовых локомотивов, унифицировать экипажную часть тепловозов и электровозов.

Проектирование мощных грузовых тепловозов ведется с расчетом на осевую нагрузку 245—264 кН. Для увеличения сцепного веса локомотива будут использованы восьмиосные экипажные части.

Возрастут конструкционные скорости локомотивов: грузовых до 120 км/ч, пассажирских до 160—200 км/ч. Для обеспечения высоких ходовых качеств при таких скоростях экипажная часть локомотива будет иметь мягкое рессорное подвешивание, упругую поперечную связь кузова с тележками, гидравлические и фрикционные гасители колебаний.

Применение совершенных систем обнаружения и автоматического прекращения буксования колесных пар, устройств для искусственного увеличения нагрузки от колеса на рельсы, наклонных тяг и низкоопущенных шкворней для передачи тяговых сил от тележек к кузову повысит тяговые качества локомотива.

Развитие теплоэнергетических установок локомотивов направлено на повышение их топливной экономичности и улучшение других эксплуатационных характеристик. Для тепловозных дизелей актуальным является создание и применение регулируемых турбокомпрессоров, а также согласование расходных характеристик со скоростными, а также условий работы дизелей по мощности.

Прогресс в развитии передач мощности характеризуется внедрением бесколлекторных тяговых электрических машин и силовой полупроводниковой техники (статических преобразователей переменного тока в постоянный и статических преобразователей частоты). В настоящее время серийно производятся магистральные тепловозы с электрической передачей переменного тока. Изготавливаются образцы локомотивов с электрической передачей переменного тока. В электровозостроении также намечается переход на бесколлекторные тяговые электродвигатели (асинхронные и вентильные).

Развитие систем управления, регулирования, контроля и защиты характеризуется широким внедрением малогабаритной бесконтактной (магнитной и полупроводниковой) аппаратуры с использованием блочных конструкций. Будут внедрены системы автоматического централизованного контроля и наблюдения за работой всех агрегатов и систем локомотива и систем автоматического управления движением поезда. Такие системы в настоящее время находятся в стадии опытной проверки и доводки. Вспомогательное оборудование совершенствуется в направлении использования электропривода для вспомогательных машин и механизмов, применения централизованной системы воздухоснабжения и вентиляции с высокой степенью очистки воздуха, повышения эффективности систем автоматического регулирования теплового режима дизеля.

Перспективным следует считать использование асинхронных частотноуправляемых электродвигателей для привода главных вентиляторов холодильника.

Увеличение секционной мощности тепловозов потребовало разработки принципиально новых систем охлаждения теплоносителей. Так, для охлаждения наддувочного воздуха дизелей разработан эффективный воздухо-воздушный холодильник, который впервые применен на тепловозе ТЭП75. Он позволяет значительно уменьшить массу охлаждающего устройства наддувочного воздуха.

Снижение удельного расхода металла обусловлено общим улучшением конструкции, применением более прочных легированных сталей, легких алюминиевых сплавов, пластмасс и других материалов.

Важнейшей задачей современного и перспективного локомотивостроения является задача улучшения условий труда локомотивных бригад. Решение этой проблемы связано с улучшением микроклимата в кабине машиниста, улучшением видимости пути

и освещенности, рациональным расположением приборов на пульте управления, эстетическим оформлением рабочего места и другими факторами.

Для улучшения условий труда важным является уменьшение шума и вибрации. Уровень шума может быть понижен применением более совершенных силовых и вспомогательных агрегатов и тележек, установкой противозумной изоляции между кабиной и машинным отделением, более удачной расстановкой оборудования на раме и т. д. Для уменьшения вибрации используют хорошо уравновешенные агрегаты, осуществляют амортизацию кабины и кресла машиниста.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Апанович Н. Г. Электрические передачи мощности тепловозов на переменном токе. Тула: ТПИ, 1976.
2. Апанович Н. Г. Электрические передачи мощности на постоянном и переменном токе. Тула: ТПИ, 1977.
3. Вагоны/Под ред. Л. А. Шадура. 2-е изд. М.: Транспорт, 1973.
4. Камаев В. А., Никитин С. В. Топливные и масляные системы локомотивов. Тула: ТПИ, 1977.
5. Камаев В. А., Никитин С. В. Системы локомотивов. Тула: ТПИ, 1978.
6. Конструкция и динамика тепловозов/Под ред. В. Н. Иванова. 2-е изд. доп. М.: Транспорт, 1974.
7. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. 4-е изд. М.: Транспорт, 1974.
8. Отечественные газотурбовозы/Л. А. Воронков, С. М. Зархе, В. А. Мартинов и др. М.: Машиностроение, 1971.
9. Пассажирский тепловоз ТЭП70/В. Г. Быков, Б. Н. Морозкин, Е. Г. Серделевич и др. М.: Транспорт, 1976.
10. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов/Под ред. С. М. Куценко. Харьков: Вища школа, 1978.
11. Пойда А. А., Кокошинский И. Г. Механическое оборудование тепловозов. М.: Транспорт, 1971.
12. Сороко М. И., Михальченко Г. С. Основы проектирования транспортных машин. Тула: ТПИ, 1977.
13. Тепловозы/Под ред. В. Д. Кузьмича, 4-е изд., перераб. М.: Транспорт, 1973.
14. Тепловозы. Конструкция, теория и расчет/Под ред. Н. И. Панова. М.: Машиностроение, 1973.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | | |
|-------|---|-----|
| Глава | I. Общие сведения о локомотивах | 3 |
| | § 1. История развития локомотивостроения (д-р техн. наук А. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 3 |
| | § 2. Основные типы тягового подвижного состава и его классификация (д-р техн. наук А. А. Камаев, канд. техн. наук М. И. Сороко) | 4 |
| | § 3. Типы и классификация экипажных частей (канд. техн. наук М. И. Сороко, канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 5 |
| | § 4. Тепловозы (канд. техн. наук Н. Г. Апанович) | 9 |
| | § 5. Электровозы (канд. техн. наук Н. Г. Апанович) | 11 |
| | § 6. Газотурбовозы (канд. техн. наук Н. Г. Апанович) | 16 |
| Глава | II. Главные рамы и кузова | 21 |
| | § 7. Типы рам и кузовов (канд. техн. наук С. В. Никитин) | 21 |
| | § 8. Конструкция главных несущих рам и их элементов (канд. техн. наук С. В. Никитин) | 21 |
| | § 9. Кузова ненесущего типа (канд. техн. наук С. В. Никитин) | 28 |
| | § 10. Несущие кузова и особенности их работы (канд. техн. наук С. В. Никитин) | 31 |
| | § 11. Расчет рам и кузовов (канд. техн. наук В. А. Симонов) | 34 |
| | § 12. Кабина машиниста (канд. техн. наук С. В. Никитин) | 54 |
| Глава | III. Тележки | 56 |
| | § 13. Классификация и типы тележек (д-р техн. наук, А. А. Камаев) | 56 |
| | § 14. Рамы тележек (канд. техн. наук М. И. Сороко, канд. техн. наук В. А. Симонов) | 58 |
| | § 15. Колесные пары (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 65 |
| | § 16. Буксовые узлы (канд. техн. наук С. В. Никитин) | 71 |
| | § 17. Рессорное подвешивание (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 77 |
| | § 18. Опорно-возвращающие устройства (канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 97 |
| | § 19. Тормозные устройства (канд. техн. наук В. С. Кононов) | 106 |
| Глава | IV. Тяговые приводы | 113 |
| | § 20. Назначение, классификация и общее устройство тяговых приводов (канд. техн. наук Г. С. Михальченко, канд. техн. наук М. И. Сороко) | 113 |

| | |
|---|-----|
| § 21. Тяговые приводы с электродвигателями (канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 120 |
| § 22. Выбор основных параметров и расчет прочности тягового привода с электродвигателем (канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 134 |
| § 23. Карданные приводы (канд. техн. наук Г. С. Михальченко, канд. техн. наук М. И. Сороко) | 140 |
| § 24. Проектирование карданного привода (канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 146 |
| § 25. Спарниковые механизмы (канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 157 |
| Глава V. Вспомогательные системы энергетической установки (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 160 |
| § 26. Топливная система | 160 |
| § 27. Масляная система | 170 |
| § 28. Водяная система | 177 |
| Глава VI. Системы, охлаждающие устройства и вспомогательное оборудование локомотивов | 182 |
| § 29. Охлаждающие устройства тепловозов (канд. техн. наук Ю. М. Ганеев, канд. техн. наук А. А. Камаев) | 182 |
| § 30. Системы воздушоснабжения и воздушного охлаждения (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 206 |
| § 31. Воздухоочистители (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 213 |
| § 32. Вентиляторы (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 220 |
| § 33. Пневматические системы (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 228 |
| § 34. Песочные системы (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 233 |
| § 35. Системы пожаротушения (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 237 |
| § 36. Системы кондиционирования воздуха (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 242 |
| § 37. Привод вспомогательного оборудования (канд. техн. наук В. А. Камаев, канд. техн. наук С. В. Никитин) | 245 |
| Глава VII. Основы проектирования локомотивов | 257 |
| § 38. Стадии разработки проектов (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 257 |
| § 39. Определение основных параметров локомотивов (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 259 |
| § 40. Строительное очертание локомотива (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 267 |
| § 41. Вопросы охраны труда на локомотивах (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 269 |
| § 42. Определение экономической эффективности проектируемого локомотива (д-р техн. наук А. А. Камаев) | 271 |
| § 43. Оценка безопасности движения (д-р техн. наук А. А. Камаев) | 274 |
| Глава VIII. Выбор тягового оборудования и расчет тяговых и экономических характеристик (канд. техн. наук Н. Г. Апанович) | 284 |

| | |
|---|-----|
| § 44. Типы первичных двигателей и их характеристики. Выбор двигателя | 284 |
| § 45. Типы передач мощности | 293 |
| § 46. Определение основных параметров и выбор оборудования гидропередачи | 301 |
| § 47. Расчет характеристик локомотива с гидропередачей | 305 |
| § 48. Определение основных параметров и выбор оборудования электрической передачи | 310 |
| § 49. Расчет характеристик локомотива с электрической передачей постоянного и переменного постоянного тока | 316 |
| § 50. Расчет характеристик локомотива с электрической передачей переменного тока | 322 |
| § 51. Построение характеристик электровозов | 329 |
| § 52. Расчет экономических характеристик | 330 |
| Глава IX. Компонировка и развеска локомотива | 332 |
| § 53. Основные принципы размещения оборудования на локомотивах (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 332 |
| § 54. Развеска локомотива (канд. техн. наук М. И. Сороко) | 341 |
| § 55. Перспективы развития локомотивостроения (д-р техн. наук А. А. Камаев, канд. техн. наук В. С. Кононов, канд. техн. наук Г. С. Михальченко) | 344 |
| Список литературы | 348 |