

## 9.2. Приводы вспомогательных механизмов, требования к установке вспомогательного оборудования

На тепловозе применены три разновидности приводов вспомогательных механизмов: полужесткие пластинчатые муфты, карданные валы, клиноременная передача. Исходя из этого соответствующие требования предъявляются к установке механизмов.

**Полужесткие пластинчатые муфты.** Соединение валов при помощи полужестких пластинчатых муфт использовано в приводах переднего распределительного редуктора, двухмашинного агрегата, компрессора, вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки, гидромуфты переменного наполнения. Все пластинчатые муфты, применяемые на тепловозе, аналогичны по конструкции (рис. 93 и 94). Для пакета дисков 2 из стали 30ХГСА толщиной 0,5 мм соединены при помощи трех болтов с одной стороны с фланцами 1 и 8, напрессованными на валы механизмов, с другой — с фланцами промежуточного звена (траверсы) 3. Для повышения компенсирующих свойств муфты в болтовых соединениях используются специальные шайбы 5 и 6, установленные своими сферическими поверхностями в сторону пакетов дисков. Диски выполняются трех диаметров: 285 мм — для муфт компрессора и переднего редуктора; 220 мм — для муфты гидропривода вентилятора; 167 мм — для муфт привода двухмашинного агрегата и вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей. В комплекты муфт с дисками диаметрами 285 и 220 мм входит до 44 диска (22 в каждом пакете), с диаметром 167 мм — по 36 дисков (18 в каждом пакете).

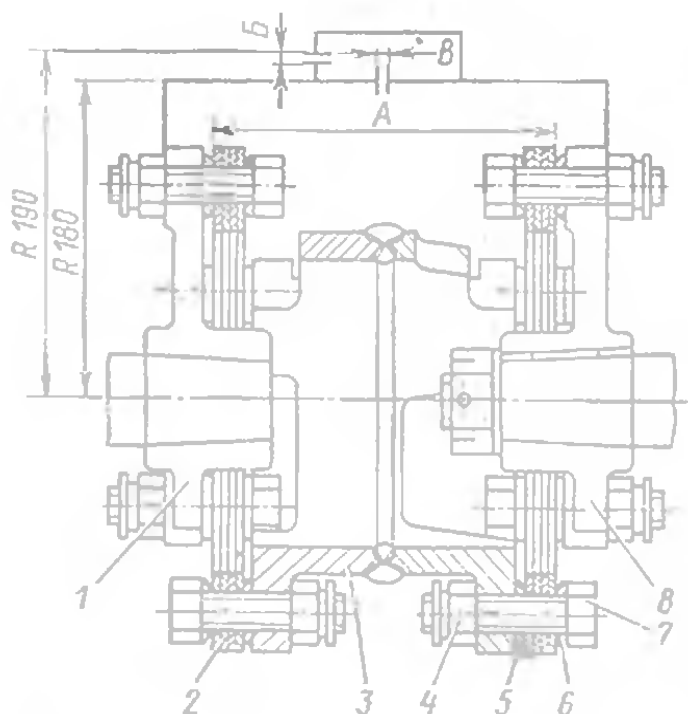


Рис. 93. Пластинчатая муфта привода переднего распределительного редуктора:

1 — фланец редуктора; 2 — диски; 3 — траверса;  
4 — гайка; 5, 6 — шайбы; 7 — болт; 8 — фланец дизеля

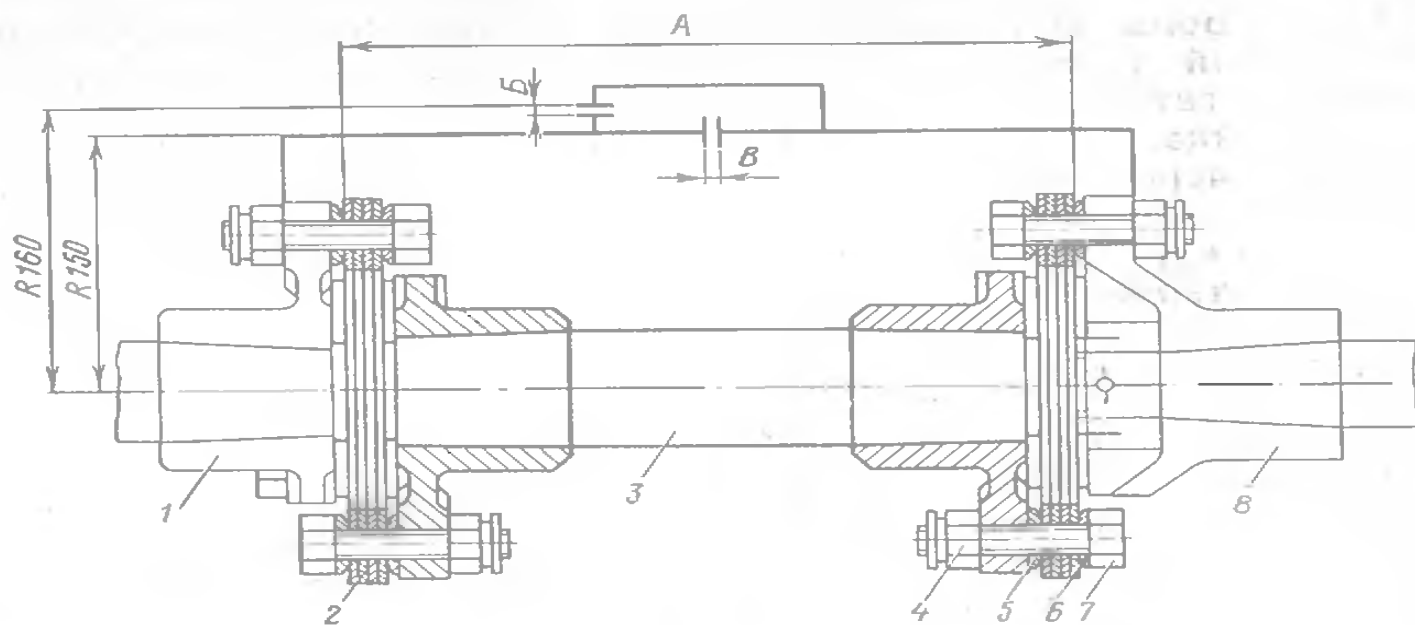


Рис. 94. Пластинчатая муфта гидропривода вентилятора холодильной камеры:  
 1 — фланец редуктора; 2 — диски; 3 — траверса; 4 — гайка; 5, 6 — шайбы; 7 — болт; 8 — фланец гидропривода

Фланцы 1, 8 посажены на валы с натягом. Посадочные поверхности проверяют на прилегание друг к другу по окраске. Пятна прилегания должны равномерно располагаться по площади и занимать суммарно не менее 75% сопрягаемых поверхностей.

При установке и центровке механизмов, соединяемых полужесткими пластинчатыми муфтами, должны обеспечиваться соосность валов соединяемых механизмов, постоянство расстояния между наружными дисками противоположных пакетов, надежность затяжки резьбовых соединений.

Существует три вида несоосности: смещение геометрических осей соединяемых механизмов, излом осей (геометрические оси расположены под углом друг к другу), смещение и излом одновременно. Проверку соосности валов производят с помощью специальных приспособлений (стрелок), устанавливаемых на проверяемых валах. Замеры делают в четырех диаметрально противоположных точках за полный оборот соединяемых валов. Разность замеров  $B$  определяет смещение осей соединяемых валов, разность замеров  $B'$  — излом осей. Для переднего распределительного редуктора, двухмашинного агрегата, заднего распределительного редуктора допускается разность замеров  $B$  и  $B'$  не более 0,2 мм на радиус 180—190 мм; для компрессора и гидропривода — не более 0,3 мм на радиус 150—160 мм.

Требуемая точность центровки обеспечивается постановкой под лапы механизмов регулировочных прокладок, количество которых не должно превышать 6 шт., а толщина пакета для всех механизмов, кроме компрессора и двухмашинного агрегата, должна быть не более 10 мм (для компрессора — 5 мм, для двухмашинного агрегата — 15 мм). Если толщина пакета регулировочных прокладок не обеспечивает заданную точность центровки, допускается приварка пластинок толщиной 5—12 мм на фундамент компрессора и до 10 мм — под фундаменты вспомогательных механизмов, расположенных со стороны холодильной камеры. Центровку механизмов, размещенных на тяговом генераторе, начинают с переднего распределительного редуктора; со стороны холодильной

камеры — с заднего распределительного редуктора, центрального относительно вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки.

Постоянство расстояния между наружными дисками противоположных пакетов (размер  $A$ ) обеспечивается соответствующей толщиной шайб, устанавливаемых между пакетами дисков и фланцами. Допускается разность замеров  $A$  не более 1 мм.

Затяжку резьбовых соединений пластинчатых муфт необходимо периодически контролировать в процессе эксплуатации. Ослабление затяжки является причиной выработки отверстий во фланцах, поломки дисков.

**Карданные валы.** Карданные валы, применяемые на тепловозе, имеют одинаковую конструкцию, но отличаются размерами. Два малых карданных вала используются для привода вентиляторов охлаждения тягового генератора и электродвигателей передней тележки, два больших — для привода заднего распределительного редуктора и вентилятора холодильной камеры.

Карданный вал (рис. 95) представляет собой две шарнирные муфты, соединенные между собой трубой. Для компенсации осевых перемещений соединение трубы с вилкой муфты выполнено скользящим шлицевым. Основными частями карданного вала являются: скользящая вилка 13, приварная вилка 8, крестовины 2, 7, труба карданного вала 9 с приварным шлицевым хвостовиком, фланцы 1, 6, игольчатые подшипники 16, удерживаемые крышками 15. Для предохранения подшипников от грязи служат уплотнения 14. У малых карданных валов игольчатые подшипники стопорятся кольцами. Подшипники, а также шлицевое соединение смазываются консистентной смазкой через пресс-масленки 3. Смазку в полости подшипников запрессовывают до начала ее выдавливания через предохранительный клапан 17 в больших валах или через уплотнения 14 в малых. Для удобства обслуживания масленки крестовин и шлицевого соединения должны располагаться в одной плоскости и по одну сторону от оси вала. Ушки скользящей и приварной вилок также должны располагаться в одной плоскости. Для защиты шлицевого соединения от загрязнения на вилку 13 накинута обойма 4 с уплотнением 11.

Полностью собранные карданные валы подвергают динамической балансировке с целью уменьшения воздействия неуравновешенных масс на подшипники, валы, крестовины и шлицевые соединения. Для больших карданных валов допускается дисбаланс

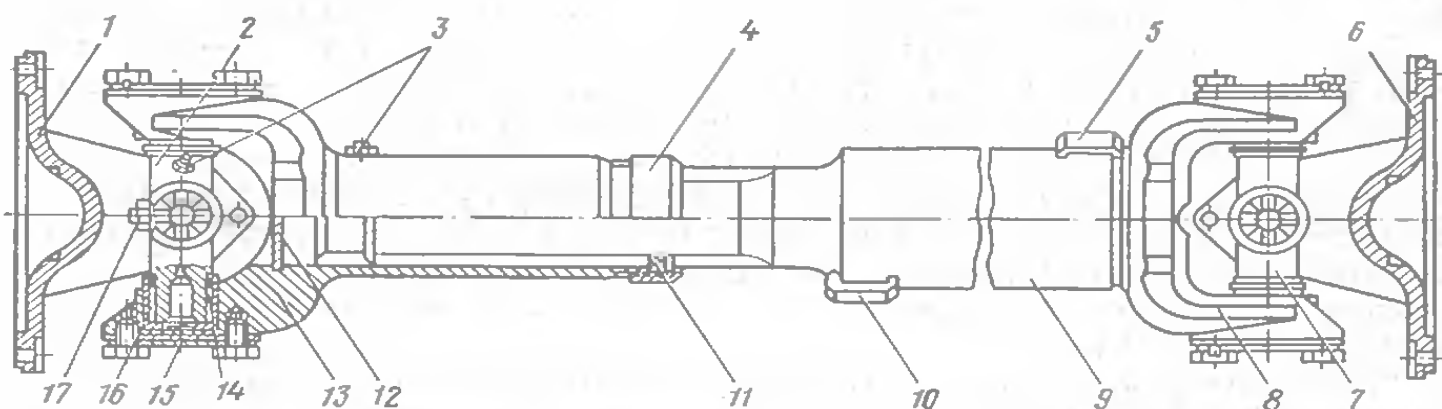


Рис. 95. Карданный вал:

1, 6 — фланцы; 2, 7 — крестовины; 3 — пресс-масленка; 4 — обойма; 5, 10 — баланси́ровочные грузы; 8 — приварная вилка; 9 — труба карданного вала; 11, 14 — уплотнения; 12 — заглушка; 13 — скользящая вилка; 15 — крышка подшипника; 16 — игольчатый подшипник; 17 — предохранительный клапан

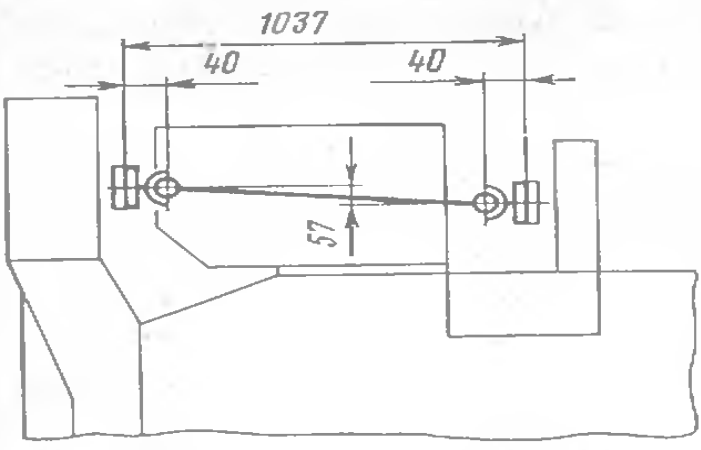


Рис. 96. Схема установки карданных валов со стороны тягового генератора

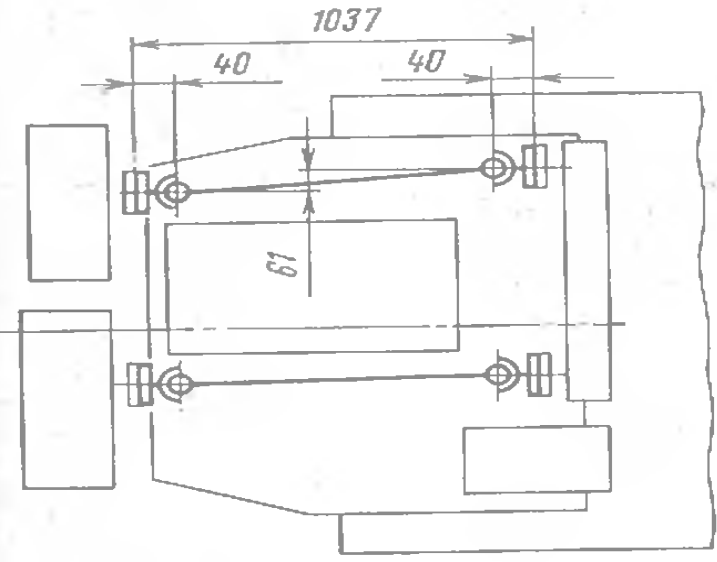
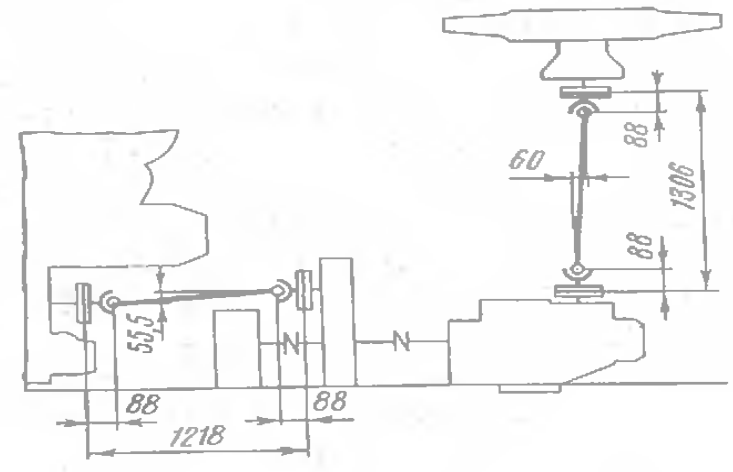


Рис. 97. Схема установки карданных валов со стороны холодильной камеры



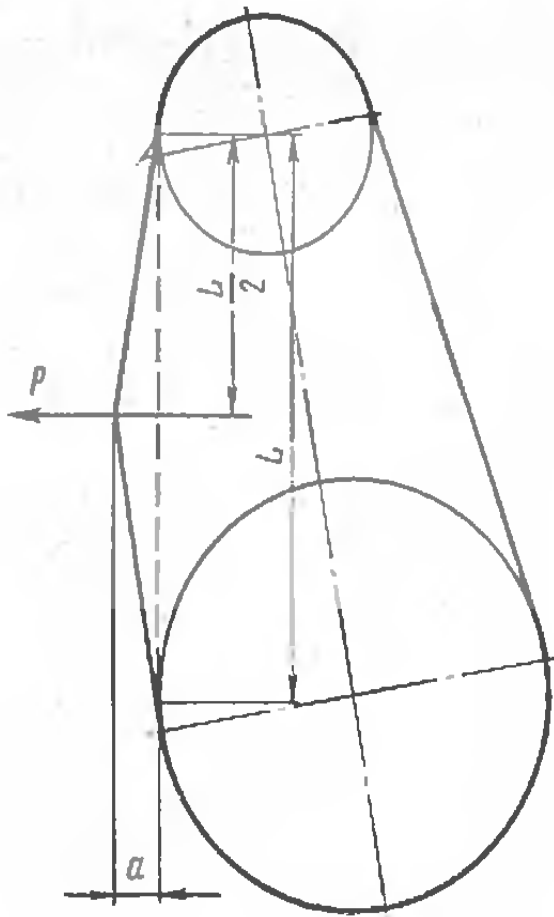
не более  $1,2 \cdot 10^{-2}$  Н·м (120 гс·см), для малых — до  $0,45 \cdot 10^{-2}$  Н·м (45 гс·см). Балансировку осуществляют приваркой балансировочных грузов 5 и 10, а также поворотом скользящей вилки на  $180^\circ$ . Биение трубы карданного вала при этом не должно превышать 1 мм для больших и 0,6 мм для малых валов. Взаимное положение вилок сбалансированного карданного вала определяется стрелками, выбиваемыми на скользящей вилке и шлицевом хвостовике в одной плоскости, проходящей через ось карданного вала. Помимо выбитых стрелок, на вал после его окраски наносят белые эмалевые стрелки.

Установка карданных валов на тепловозе (рис. 96 и 97) должна обеспечивать: параллельность фланцев соединяемых механизмов (допускаемая непараллельность не более 1,5 мм на диаметре 205 мм); смещение осей соединяемых механизмов друг относительно друга на  $3-7^\circ$  с целью повышения срока службы карданных валов.

Оси фланцев ведущего вала заднего распределительного редуктора и приводного вала дизеля смещены на  $55,5 \pm \frac{15}{25}$  мм; оси вертикального вала гидропривода и вала подпятника вентилятора — на  $60 \pm \frac{20}{10}$  (см. рис. 97); оси вала переднего распределительного редуктора и вала вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки — на 61 мм (в горизонтальной плоскости); оси вала переднего распределительного редуктора и вала вентилятора охлаждения тягового генератора — на 57 мм в вертикальной плоскости (см. рис. 96).

При длительной эксплуатации карданных валов на передающих усилия контактных поверхностях (шинах крестовин и стаканах подшипников) могут образовываться вмятины с шагом, соответствующим расстоянию между иглами подшипников (бринеллирование).

Рис. 98. Схема проверки натяжения клинового ремня



Для увеличения срока службы карданов в этих случаях можно развернуть крестовину на  $90^\circ$  относительно оси вращения вала, а стаканы подшипников — на  $180^\circ$  вокруг своей оси и в таком положении осуществить сборку вала.

**Клиноременная передача.** Клиноременная передача используется на тепловозе для привода синхронного подвозбудителя. Шкивы, укрепленные на валах переднего рас-

пределительного редуктора и подвозбудителя, имеют ручки для установки двух ремней А-1320Ш. Торцы шкивов редуктора и подвозбудителя должны находиться в одной плоскости; допускается отклонение не более 1 мм. Ремни подбирают одинаковыми по длине. Разность длин ремней в комплекте допускается не более 3 мм, поэтому их замена должна производиться комплектно. Невыполнение этого условия приводит к неравномерному распределению нагрузки на ремни и преждевременному выходу их из строя. Для нормальной работы клиноременной передачи ремни должны иметь определенное натяжение, которое регулируют смещением подвозбудителя. Натяжение ремней проверяют динамометром. При усилии, равном 9,8 Н (1 кгс), приложенном к середине одного ремня, прогиб  $a$  (рис. 98) должен составлять 5—6 мм этого ремня (первые 48 ч работы) и 4—9 мм — для ремня, бывшего в работе.