

В. В. ПИГУНОВ, А. В. ПИГУНОВ

КОНСТРУКЦИЯ, ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ВАГОНОВ

Часть 1



МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра вагонов

В. В. ПИГУНОВ, А. В. ПИГУНОВ

КОНСТРУКЦИЯ, ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ВАГОНОВ

Часть I

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальности «Подвижной состав
железнодорожного транспорта»*

Гомель 2020

УДК 629.45/.46(075.8)
ББК 39.24
ПЗ2

Рецензенты: заведующий кафедрой тракторов д-р техн. наук, профессор *В. П. Бойков* (БНТУ);
ученый секретарь ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», канд. техн. наук, доцент *А. В. Коваленко*

Пигунов, В. В.

ПЗ2 Конструкция, теория и расчет вагонов : учеб. пособие. В 2 ч. Ч. 1 / В. В. Пигунов, А. В. Пигунов ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2020. – 303 с.
ISBN 978-985-554-940-7 (ч. 1)

Рассматриваются общие сведения о вагонах, выбор технико-экономических параметров и габаритных размеров вагонов, а также основные положения их расчета и проектирования. Приводятся основные требования, предъявляемые к автосцепному и сцепному устройствам и их составным частям. Рассматриваются автосцепные устройства четырех- и восьмиосных вагонов эксплуатационного парка, а также вагонов нового поколения и перспективных. Достаточно подробно изложена конструкция и работа безззорных сцепных устройств. Приводится расчет основных элементов автосцепного устройства.

Предназначено для студентов всех форм обучения специальности «Подвижной состав железнодорожного транспорта» и может быть полезно для инженерно-технических работников вагонного хозяйства в их практической деятельности.

УДК 629.45/.46(075.8)
ББК 39.24

ISBN 978-985-554-940-7 (ч. 1)
ISBN 978-985-554-939-1

© Пигунов В. В., Пигунов А. В., 2020
© Оформление. БелГУТ, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	6
1 Общие сведения о вагонах	8
1.1 Основные термины и определения	8
1.2 Классификация вагонов	10
1.3 Основные составные части вагонов	15
2 Габариты подвижного состава	17
2.1 Основные термины и определения	17
2.2 Назначение и классификация габаритов	20
2.3 Проверка вписывания вагона в заданный габарит	27
3 Техничко-экономические параметры грузовых вагонов	38
3.1 Основные термины и определения	38
3.2 Выбор типов и параметров вагонов	38
3.3 Удельный объем и удельная площадь пола вагонов	39
3.4 Масса тары. Коэффициенты тары. Пути снижения массы вагонов	41
3.5 Грузоподъемность, осевая и погонная нагрузки	44
3.6 Линейные размеры вагонов	47
3.7 Последовательность выбора основных параметров вагонов	51
4 Основные положения расчета и проектирования вагонов	53
4.1 Основные термины и определения	53
4.2 Общие сведения	54
4.3 Силы, действующие на вагон. Расчетные режимы	55
4.4 Продольные расчетные силы	56
4.5 Вертикальные расчетные силы	60
4.6 Боковые расчетные силы	67
4.7 Самоуравновешенные расчетные силы	72
4.8 Учет основных нагрузок при расчетах на прочность вагонов	75
4.9 Материалы, применяемые в вагостроении. Допускаемые напряжения	76
5 Общие сведения об устройствах для механического соединения вагонов	80
5.1 Основные термины и определения	80
5.2 Устройства для механического соединения вагонов	81
5.3 Требования к автосцепному и сцепному устройствам	82
6 Автосцепные устройства вагонов	89
6.1 Назначение и состав автосцепного устройства. Классификация автосцепок	89
6.2 Автосцепное устройство четырехосных вагонов	93

6.3 Автосцепка модели СА-3	95
6.4 Расцепной привод автосцепного устройства	113
6.5 Центрирующий прибор автосцепного устройства	116
6.6 Детали, передающие нагрузку от автосцепки на раму вагона	122
6.7 Установочные размеры автосцепного устройства	133
6.8 Особенности конструкции автосцепного устройства восьмиосных вагонов с автосцепкой СА-3М	136
7 Поглощающие аппараты автосцепных и сцепных устройств вагонов	143
7.1 Основные термины и определения	143
7.2 Назначение и классификация поглощающих аппаратов	144
7.3 Основные параметры поглощающих аппаратов	146
7.4 Силовые характеристики поглощающих аппаратов	149
7.5 Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты	152
7.6 Поглощающие аппараты для грузовых вагонов нового поколения	161
7.7 Полимерно-фрикционные поглощающие аппараты классов <i>T1</i> и <i>T2</i>	163
7.8 Эластомерные поглощающие аппараты классов <i>T2</i> и <i>T3</i>	167
7.9 Гидравлические поглощающие аппараты	179
7.10 Поглощающие аппараты для пассажирских вагонов	185
7.11 Упругие переходные площадки пассажирских вагонов	191
8 Автосцепные устройства новых и перспективных вагонов	194
8.1 Модернизированное автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 для вновь выпускаемых вагонов	194
8.2 Перспективное автосцепное устройство с автосцепкой полужесткого типа СА-4	198
8.3 Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 полужесткого типа для грузовых вагонов нового поколения с осевой нагрузкой 245 кН	208
8.4 Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3У полужесткого типа для грузовых вагонов нового поколения	209
8.5 Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3Т полужесткого типа для тяжеловесных грузовых вагонов	212
9 Автосцепные устройства для пассажирского подвижного состава постоянного формирования	217
9.1 Автосцепка Шарфенберга	217
9.2 Автосцепное устройство скоростного электропоезда ЭР200	220
10 Сцепные устройства для пассажирского подвижного состава	223
10.1 Назначение и состав сцепного устройства	223
10.2 Конструкции безззорных сцепных устройств вагонов, применяемые на железных дорогах стран СНГ	225
10.3 Безззорное сцепное устройство БСУ-1	225
10.4 Безззорное сцепное устройство БСУ-2	226
10.5 Безззорное сцепное устройство БСУ-3	227
10.6 Безззорное сцепное устройство БСУ-3М	240
10.7 Безззорное сцепное устройство БСУ-4	241
10.8 Безззорное сцепное устройство БСУ-ТМ136	250

11 Соединительные (сцепные) устройства для грузовых вагонов сочлененного типа	261
11.1 Основные термины и определения	261
11.2 Общие сведения	261
11.3 Классификация и параметры шарнирных соединительных устройств грузовых вагонов сочлененного типа	266
11.4 Требования к шарнирным соединительным устройствам грузовых вагонов сочлененного типа	268
11.5 Конструкция соединительного устройства <i>SAC-1 RUS</i>	268
11.6 Конструктивные решения по передаче нагрузок от секций вагонов сочлененного типа на среднюю тележку	278
12 Расчет основных элементов автосцепного устройства	283
12.1 Расчет корпуса автосцепки	283
12.2 Расчет тягового хомута автосцепного устройства	289
12.3 Расчет корпуса поглощающего аппарата шестигранного типа	292
12.4 Расчет основных характеристик поглощающих аппаратов	295
Список литературы	301

ВВЕДЕНИЕ

Важным звеном железнодорожного транспорта является подвижной состав, включающий в себя грузовые и пассажирские вагоны, которые обеспечивают потребности государства в перевозках грузов и пассажиров. Для повышения эффективности перевозок необходима поставка транспорту более комфортабельных и скоростных пассажирских вагонов, а также грузовых вагонов с повышенными до 265–294 кН (27–30 тс) осевыми нагрузками.

Вследствие этого повышаются требования к проектированию, постройке и эксплуатации вагонов, а также к подготовке специалистов.

Дисциплина «Конструкция, теория и расчет вагонов» рассматривает вопросы проектирования, устройства, расчета и испытаний вагонов. Основными частями вагонов являются кузов, ходовые части, ударно-тяговые устройства и тормозное оборудование. При этом вопросы устройства и расчета ходовых частей и тормозного оборудования излагаются в дисциплинах «Конструкция и расчет ходовых частей» и «Тормоза подвижного состава».

Данное учебное пособие посвящено первой части дисциплины и включает вопросы проектирования вагонов, а также устройство и расчет ударно тяговых приборов (автосцепных и сцепных устройств), обеспечивающих передачу и демпфирование как растягивающих, так и сжимающих сил. Вторая часть будет включать устройство и расчет кузовов грузовых и пассажирских вагонов и методы их испытаний.

Рассматриваются общие сведения о вагонах, габариты железных дорог, технико-экономические параметры вагонов и основные положения расчета и проектирования вагонов. Указанные вопросы излагаются с учетом новых нормативных документов.

Приводятся основные требования, предъявляемые к автосцепному и сцепному устройствам и их составным частям. Рассматриваются автосцепные устройства четырех- и восьмиосных вагонов эксплуатационного парка, а также вагонов нового поколения и перспективных. Достаточно подробно изложена конструкция и работа безззорных сцепных устройств. Излагается расчет основных элементов автосцепного устройства.

Первоначально для соединения вагонов использовалась ручная сцепка, которая в дальнейшем стала ограничивать возможность увеличения массы поездов и, следовательно, провозной способности железных дорог.

Впервые на железной дороге автосцепка появилась в США (автосцепка системы Дженни – предложена Дженнеем). Однако она имела определенные недостатки. В частности, отсутствие постоянной готовности к сцеплению и неспособность устойчивой передачи ударных нагрузок, что способствовало частым поломкам сцепки.

В 1932 году коллективом сотрудников Института реконструкции тяги Новиковым, Головановым, Пуховым и Шишковым под руководством проф. Егорченко создана автосцепка ИРТ-3. В последствие она получила обозначение СА-3 (советская автосцепка, третий вариант). Оборудование подвижного состава автосцепкой взамен ручной сцепки производилось начиная с 1935 года. Перевод вагонного парка на автосцепку СА-3 был завершён в 1957 году.

В настоящее время четырехосные грузовые и пассажирские вагоны стран СНГ и Балтии оснащены автосцепкой СА-3 (сейчас расшифровывается как сцепка автоматическая, третий вариант) нежесткого типа, восьмиосные – автосцепкой СА-3М.

Для автосцепного устройства вагонов нового поколения разработаны новые автосцепки СА-4, СА-3У и СА-3Т полужесткого типа и более эффективные высокоэнергоемкие поглощающие аппараты.

В пассажирском подвижном составе постоянного формирования, включая скоростной, высокоскоростной и моторвагонный, всё более широкое применение находят безззорные сцепные устройства БСУ-3, БСУ-4 и БСУ-ТМ.

Учебное пособие написано в соответствии с действующей программой по курсу «Конструкция, теория и расчет вагонов».

Острая потребность в подготовке и издании настоящего учебного пособия обусловлена:

- изменением нормативных документов, определяющих требования к габаритам железных дорог, прочности и динамическим качествам вагонов, конструкциям автосцепных и сцепных устройств и их составным частям;

- появлением новых и перспективных автосцепных устройств, а также безззорных сцепных устройств, и возникшей необходимостью описания их конструкции и работы.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВАГОНАХ

1.1 Основные термины и определения

Автосцепное устройство – комплект сборочных единиц и деталей для автоматического сцепления (механического соединения) единиц железнодорожного подвижного состава, передачи и амортизации продольных сил (ГОСТ 33434–2015).

Вагон-платформа (платформа) – грузовой вагон, кузов которого состоит из рамы и, в зависимости от имеющегося оборудования, предназначенный для перевозки длинномерных, штучных и сыпучих грузов, контейнеров и техники, не требующих защиты от атмосферных осадков (ГОСТ 34530–2019).

Вагон-самосвал (думпкар) – грузовой вагон с устройством для механизированной разгрузки сыпучих и кусковых грузов (ГОСТ 34056–2017).

Вагон-транспортёр – грузовой вагон, предназначенный для перевозки тяжеловесных, крупногабаритных, длинномерных, штучных и других грузов в открытом виде (ГОСТ 34530–2019).

Вагон-хopper открытого типа – грузовой вагон с кузовом без крыши, имеющий в нижней части кузова бункеры с люками и систему привода для выгрузки груза, предназначенный для перевозки сыпучих и гранулированных грузов (ГОСТ 34530–2019).

Вагон-хopper закрытого типа – грузовой вагон с кузовом с крышей, имеющий в нижней части кузова бункеры с люками и систему привода для выгрузки груза, предназначенный для перевозки сыпучих и гранулированных грузов (ГОСТ 34530–2019).

Вагон-цистерна – грузовой вагон с кузовом в виде резервуара цилиндрической формы, имеющего загрузочные люки, сливно-наливную, контрольную и запорную арматуру, предназначенный для перевозки жидких грузов, сжиженных газов, сыпучих пылевидных грузов (ГОСТ 34056–2017).

Грузовые вагоны – вагоны, предназначенные для перевозки грузов, такие как крытые вагоны, полувагоны, платформы, вагоны-цистерны. Вагоны бункерного типа, изотермические вагоны, зерновозы, транспортёры, контейнеровозы, специальные вагоны грузового типа (ГОСТ 34056–2017).

Единица железнодорожного подвижного состава – отдельный объект железнодорожного подвижного состава, такой как локомотив, грузовой и пассажирский вагон, моторвагонный подвижной состав (или его секции, вагоны), специальный железнодорожный подвижной состав (ГОСТ 34056–2017).

Железнодорожный вагон – единица железнодорожного подвижного состава, имеющая полезный объем для размещения груза и пассажиров и оборудованная всеми необходимыми устройствами для включения в состав поезда (ГОСТ 34056–2017).

Изотермический вагон – крытый вагон с термоизоляцией, предназначенный для перевозки грузов, требующих поддержания в определенном диапазоне температуры груза в течение ограниченного интервала времени его доставки (ГОСТ 34056–2017).

Крытый вагон – грузовой вагон с крытым кузовом с распашными или сдвижными дверями и/или люками, предназначенный для перевозки штучных, тарноштучных, пакетированных и насыпных грузов, техники, требующих защиты от атмосферных осадков и несанкционированного доступа к грузу (ГОСТ 34056–2017).

Кузов вагона – несущая металлоконструкция, предназначенная для размещения перевозимого груза, пассажиров, багажа, систем жизнеобеспечения и специального оборудования (ГОСТ 34056–2017).

Пассажи́рские вагоны – вагоны, предназначенные для перевозки пассажиров и/или багажа, почтовых отправок, такие как почтовые, багажные, вагоны-рестораны, служебно-технические, служебные клубы, санитарные, испытательные и измерительные лаборатории, специальные вагоны пассажирского типа (ГОСТ 34056–2017).

Платформа – грузовой вагон, кузов которого состоит из рамы, имеющей оборудование для перевозки длинномерных, штучных и сыпучих грузов, контейнеров и техники, не требующих защиты от атмосферных осадков (ГОСТ 34056–2017).

Платформа для комбинированных перевозок – вагон-платформа, предназначенный для перевозки контейнеров, автопоездов, автоприцепов, полуприцепов и съемных автомобильных кузовов (ГОСТ 34530–2019).

Полувагон – грузовой вагон с кузовом без крыши, предназначенный для перевозки грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков (ГОСТ 34056–2017).

Рама вагона (грузового) – составная часть металлоконструкции кузова вагона, на которой размещаются автосцепное устройство, часть тормозного оборудования, пятники, которыми вагон опирается на подпятники тележек (ГОСТ 34056–2017).

Рефрижераторный вагон – изотермический вагон, предназначенный для перевозки скоропортящихся грузов и имеющий принудительную систему для поддержания требуемой температуры в течение заданного промежутка времени (ГОСТ 34056–2017).

Специализированный грузовой вагон – вагон, предназначенный для перевозки одной или нескольких групп грузов, для которых установлены специальные требования к условиям перевозки, погрузки и выгрузки (ГОСТ 34530–2019).

Тормоза подвижного состава – комплекс устройств, создающих искусственное сопротивление движению поезда с целью регулирования скорости его движения или остановки (ГОСТ 34056–2017).

Ударно-тяговое устройство единицы железнодорожного подвижного состава – устройство, обеспечивающее сцепление единиц железнодорожного подвижного состава, а также восприятие и поглощение продольных ударов между ними, смягчение ударов, а также передачу силы нажатия от подталкивающего тягового подвижного состава [ГОСТ 34530–2019].

Ходовая часть (единицы железнодорожного подвижного состава) – составная часть железнодорожного подвижного состава, взаимодействующая с железнодорожным путем и обеспечивающая его движение по железнодорожному пути (ГОСТ 34056–2017).

1.2 Классификация вагонов

Вагоном называется единица железнодорожного подвижного состава, предназначенная для перевозки пассажиров или грузов.

Вагонный парк характеризуется многообразием типов и конструкций. Это вызвано необходимостью удовлетворения различных требований при перевозках: защиты ряда грузов от атмосферных воздействий, сохранения качества скоропортящихся грузов, предупреждения повреждений хрупких грузов, обеспечения комфорта пассажирам и др.

Вагоны классифицируют по назначению, месту эксплуатации, ширине колеи и технической характеристике.

По назначению вагоны разделяются на две основные группы: грузовые и пассажирские.

Парк грузовых вагонов составляют вагоны для перевозки грузов пяти типов (рисунок 1.1): крытые, полувагоны, платформы, вагоны-цистерны и изотермические.

Крытые вагоны предназначены для перевозки высокоценных грузов и грузов, требующих защиты от атмосферных осадков; *полувагоны* – для массовых навалочных, сыпучих, длинномерных и других грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков; *платформы* – для длинномерных, громоздких, малоценных и других грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков; *вагоны-цистерны* – для жидких, газообразных и пылевидных грузов; *изотермические вагоны* – для скоропортящихся грузов (мясо, рыба, фрукты и др.).

Современные изотермические вагоны выполняют *в виде рефрижераторных секций* с центральной холодильной установкой и помещением для бригады в одном из вагонов (остальные вагоны секции используют для размещения груза), *автономных рефрижераторных вагонов* с полным комплектом всего холодильного оборудования в каждом вагоне и *вагонов-термосов* с теплоизоляцией кузова.

Парк изотермических вагонов в настоящее время уменьшается за счет широкого применения изотермических контейнеров, перевозимых на платформах.

В свою очередь вагоны грузового парка подразделяют на универсальные и специализированные. *Универсальные вагоны* предназначены для перевозки широкой номенклатуры грузов, *специализированные* – для отдельных видов или групп сходных по свойствам грузов.

Обратите внимание.

Вагоны трех типов – крытые, полувагоны и платформы – подразделяются на универсальные и специализированные. Вагоны-цистерны и изотермические ваго-

ны относят к специализированным вагонам, поскольку они имеют особую форму кузова и специальные устройства, оборудование и приспособления.

а)



б)



в)



г)



д)



Рисунок 1.1 – Основные типы грузовых вагонов:

а – четырехосный крытый вагон; б – четырехосный полувагон; в – четырехосная платформа; г – восьмиосный вагон-цистерна; д – четырехосный изотермический вагон (вагон-термос)

К универсальным грузовым вагонам (см. рисунок 1.1, а–в) относятся крытые вагоны с дверями в боковых стенах кузова, полувагоны с разгрузочными люками в полу и платформы с металлическими откидными бортами. Специализированные вагоны (рисунки 1.1, г, д и рисунок 1.2) – это вагоны-цистерны, изотермические вагоны, вагоны-хопперы (открытого и закрытого типов), а также крытые вагоны для перевозки автомобилей, скота, стали и бумаги в рулонах, полувагоны с глухим кузовом; транспортеры, думпкары, платформы для крупнотоннажных контейнеров и лесоматериалов и др.

Поясним назначение некоторых специализированных вагонов. *Вагоны-хопперы* (рисунок 1.2, а) предназначены для перевозки массовых сыпучих грузов (цемент, зерно и др.); *думпкары (вагоны-самосвалы)* (рисунок 1.2, г) – для транспортировки и автоматизированной разгрузки горнорудных и земляных пород; *транспортеры* (рисунок 1.2, д) – для крупногабаритных и тяжеловесных грузов, которые по своим размерам или массе не могут быть перевезены в других вагонах.

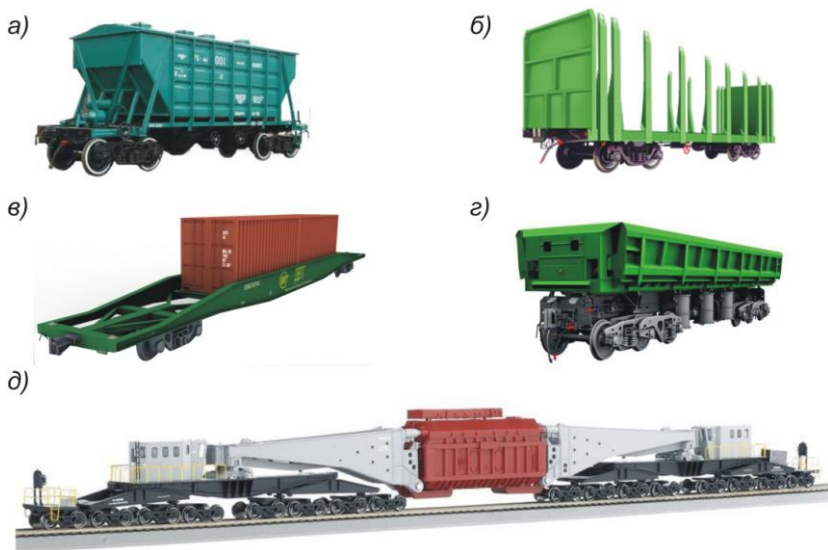


Рисунок 1.2 – Специализированные грузовые вагоны:

- а – крытый вагон-хоппер для цемента; б – платформа для лесоматериалов;
- в – платформа для перевозки крупнотоннажных контейнеров; г – четырехосный вагон-думпкар; д – сочлененный 32-осный транспортер

Соотношение универсальных и специализированных вагонов в общем грузовом парке определяется технико-экономическими расчетами, так как

каждой из этих групп свойственны свои достоинства и недостатки. Универсальные вагоны имеют меньший порожний пробег, но они хуже приспособлены для полной механизации погрузочно-разгрузочных работ и у них в ряде случаев недостаточно полно используются грузоподъемность и вместимость кузова. Специализированные вагоны таких недостатков не имеют, но для них характерен большой порожний пробег, что требует наличия большего количества таких вагонов.

Парк пассажирских вагонов магистральных железных дорог составляют несамоходные вагоны, перемещаемые локомотивами, и самоходные, имеющие свою энергетическую установку (вагоны дизель-поездов, автомотрисы) или получающие энергию от контактной сети (вагоны электропоездов и поездов метрополитена).

К пассажирским вагонам локомотивной тяги (рисунок 1.3) относятся вагоны для перевозки пассажиров; вагоны-рестораны, почтовые, багажные и вагоны специального назначения (туристические, вагоны-гаражи, вагоны-передвижные камеры хранения, вагоны-электростанции, санитарные, клубы, магазины, поликлиники, храмы и др.).

а)



б)



Рисунок 1.3 – Пассажирские вагоны:
а – для перевозки пассажиров; б – багажный

Вагоны для перевозки пассажиров подразделяют на вагоны дальнего следования, местного и пригородного сообщения.

Вагоны дальнего следования – это некупейные и купейные вагоны со спальными местами, следующие на расстояние свыше 700 км.

Вагоны местного сообщения используют для перевозки пассажиров на расстояние до 700 км. Эти вагоны строятся открытого типа или купейными и оборудуются мягкими креслами для сидения.

В *вагонах пригородного сообщения* перевозят пассажиров на расстояние до 200 км. Пригородные поезда локомотивной тяги формируются из вагонов с местами для сидения.

Назначение вагонов-ресторанов, почтовых и багажных определяется их названием. От вагонов для перевозки пассажиров они отличаются планировкой и внутренним оборудованием.

По м е с т у э к с п л у а т а ц и и различают вагоны общесетевые (магистральные), промышленного и городского транспорта.

Общесетевые вагоны допускаются для движения по всей сети железных дорог стран СНГ.

Вагоны промышленного транспорта предназначены для движения по внутривозовским путям и другим промышленным путям замкнутого направления. Однако те из них, которые отвечают требованиям норм прочности и проектирования магистральных железных дорог и требованиям Правил технической эксплуатации железных дорог (ПТЭ), имеют право выхода на магистральные пути железных дорог.

К вагонам промышленного транспорта относятся специализированные вагоны, предназначенные для перевозок одного или нескольких близких по свойствам грузов и обеспечивающие особые условия перевозки, погрузки и выгрузки. Это саморазгружающиеся вагоны-самосвалы, используемые в горнорудной промышленности и на угольных предприятиях, а также специальные грузовые вагоны: хопперы, цистерны и платформы, эксплуатируемые на других промышленных предприятиях. Например, для перевозки горячего чушкового чугуна, агломерата, окатышей и др.

Вагоны городского транспорта обеспечивают перевозку пассажиров по городским и, в ряде случаев, пригородным железнодорожным путям – наземным и подземным. К вагонам городского транспорта относят: трамвайные вагоны – для перевозки населения по рельсовым путям, оборудованным контактной подвеской; вагоны метрополитена – для массовой перевозки пассажиров на линиях метрополитена, оборудованных третьим тоководущим рельсом.

По ш и р и н е к о л е и различают вагоны нормальной (1435 мм), широкой (более 1435 мм) и узкой (менее 1435 мм) колеи. Вагоны США, Канады и большинства европейских стран строятся для колеи 1435 мм, стран СНГ, Балтии, Финляндии и Китая – для широкой колеи 1520 мм.

Вагоны различаются также технической характеристикой: грузоподъемностью; материалом и технологией изготовления; осностью (2-, 4-, 6-, 8-осные и многоосные – 20 и более осей); осевой и погонной нагруз-

ками; габаритом подвижного состава; скоростью движения (грузовые – 120 и 140 км/ч, пассажирские – 160, 200 и более км/ч).

1.3 Основные составные части вагонов

Независимо от назначения и типа все вагоны состоят из четырех основных частей: кузова 1, ходовых частей 3, ударно-тяговых устройств 2, и тормозного оборудования 4 (рисунок 1.4).

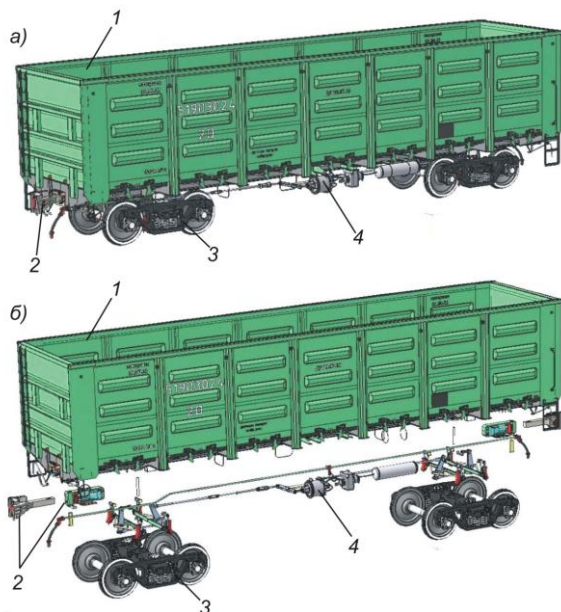


Рисунок 1.4 – Основные составные части грузового вагона:

а – общий вид вагона с выделением основных составных частей; *б* – вагон с разнесенными основными составными частями

Кузов вагона предназначен для размещения пассажиров или грузов. Конструкция кузова зависит от типа вагона. Все кузова имеют устройства, необходимые для обеспечения сохранности перевозимого груза или требуемого комфорта пассажиров. У большинства вагонов основанием кузова является рама.

Кузов пассажирского вагона состоит из рамы, боковых и торцовых стен, пола, крыши, дверей, окон, систем жизнеобеспечения (систем электрообо-

рудования, отопления, вентиляции, освещения, водоснабжения) и внутреннего оборудования (диванов для лежания или сидения, багажных полок и др.).

Кузова грузовых вагонов открытого типа имеют раму с полом, боковые и торцовые стены или борта, а закрытого типа – дополнительно еще крышу. У цистерн кузовом является резервуар, как правило, в виде цилиндрического котла. Кузова изотермических вагонов имеет изоляцию и оборудование для создания необходимых температурного и влажностного режимов. Особенностью вагонов-хопперов является кузов, имеющий наклонные торцевые стены для выгрузки груза самотеком и разгрузочные бункера в нижней части. Вагоны-думпкары имеют кузов, наклоняющийся при выгрузке груза, и борта, откидывающиеся при наклоне кузова.

Х о д о в ы е ч а с т и служат опорой кузова и направляют движение вагона по рельсовому пути с необходимой плавностью хода. К ходовым частям современных вагонов относятся тележки, состоящие из колесных пар с буксами, рессорного подвешивания, рам, надрессорных балок и др.

У д а р н о - т я г о в ы е у с т р о й с т в а служат для сцепления вагонов между собой и с локомотивом, а также для передачи силы тяги от локомотива к вагонам и смягчения ударов, возникающих при сцеплении или изменениях режима движения. На вагонах железных дорог стран СНГ в качестве ударно-тяговых приборов применяют автосцепные и сцепные устройства. Их размещают в консольных частях рамы вагона.

Т о р м о з н о е о б о р у д о в а н и е предназначено для уменьшения скорости движения или остановки поезда, а также удержания его на месте. Тормоза бывают ручные и автоматические. Вагоны грузового и пассажирского парков оборудованы автоматическими тормозами, а часть вагонов – дополнительно и ручными. Автоматические тормоза обычно приводятся в действие с локомотива, а в случае необходимости – из вагона (стоп-краном). При разрыве состава тормоза срабатывают автоматически, без участия человека. Тормозное оборудование установлено частично на раме кузова и частично на тележках вагона.

2 ГАБАРИТЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

2.1 Основные термины и определения

Основные термины и определения установлены ГОСТ 9238–2013.

Габарит приближения строений – предельное поперечное перпендикулярное оси железнодорожного пути очертание, внутрь которого, помимо железнодорожного подвижного состава, не должны попадать никакие части сооружений и устройств, а также лежащие около железнодорожного пути материалы, запасные части и оборудование, за исключением частей устройств, предназначенных для непосредственного взаимодействия с железнодорожным подвижным составом (контактные провода с деталями крепления, хоботы гидравлических колонок при наборе воды и другие), при условии, что положение этих устройств должно быть увязано с соответствующими частями железнодорожного подвижного состава и они не должны вызвать соприкосновения с другими элементами железнодорожного подвижного состава.

Габарит железнодорожного подвижного состава (габарит подвижного состава) – поперечное перпендикулярное оси пути очертание, в котором, не выходя наружу, должен помещаться установленный на прямом горизонтальном пути (при наиболее неблагоприятном положении в колее и отсутствии боковых наклонов на рессорах и динамических колебаний) как в порожнем, так и в нагруженном состоянии железнодорожный подвижной состав, в том числе имеющий максимально нормируемые износы.

Примечание – Габарит железнодорожного подвижного состава является исходным очертанием, по которому рассчитываются допускаемые строительные размеры железнодорожного подвижного состава (производится вписывание в габарит). В зависимости от метода указанного расчета габариты подвижного состава подразделяются на статические и кинематические.

Статический габарит подвижного состава – габарит, для которого устанавливают метод расчета строительных размеров проектируемого железнодорожного подвижного состава с учетом возможных поперечных горизонтальных смещений данной части подвижного состава относительно оси пути вследствие небольших допускаемых разбегов (зазоров) и износов деталей ходовых частей.

Кинематический габарит подвижного состава – габарит, для которого устанавливают метод расчета строительных размеров проектируемого железнодорожного подвижного состава с учетом всех возможных поперечных горизонтальных смещений данной части подвижного состава, установленных для статического габарита и, кроме того, возникающих вследствие наклона кузова на рессорах под воздействием центробежной силы и горизонтальной составляющей силы тяжести в кривых с возвышением наружного рельса.

Строительное очертание железнодорожного подвижного состава – поперечное перпендикулярное оси пути очертание, получаемое уменьшением габарита железнодорожного подвижного состава по установленному для данного габарита методу, и которым определяются допускаемые строительные размеры, соответствие которым должно проверяться при испытаниях габаритов железнодорожного подвижного состава.

Проектное очертание железнодорожного подвижного состава – поперечное перпендикулярное оси пути очертание, имеющее размеры, уменьшенные по сравнению с размерами строительного очертания на величину допусков, внутри которого должны находиться все расположенные в рассматриваемом сечении элементы конструкции проектируемого и модернизируемого железнодорожного подвижного состава, имеющие номинальные размеры.

База железнодорожного подвижного состава l , м – расстояние между направляющими сечениями железнодорожного подвижного состава.

Ограничения размеров железнодорожного подвижного состава – поперечные и вертикальные смещения железнодорожного подвижного состава, которые в соответствии с применяемой на сети железных дорог системой габаритов железнодорожного подвижного состава и приближения строений должны быть учтены в пространстве между габаритом железнодорожного подвижного состава и строительным очертанием вписываемой в него единицы железнодорожного подвижного состава.

Примечания

1 На величину этих смещений (ограничений) подлежит уменьшение исходных очертаний габаритов железнодорожного подвижного состава.

2 В качестве горизонтальных ограничений E следует принимать величину возможных поперечных смещений данной части железнодорожного подвижного состава из центрального ее положения относительно оси пути вследствие наибольших допускаемых разбегов (зазаоров) и износов деталей ходовых частей и геометрических выносов в расчетной кривой, не компенсированных соответствующим уширением габарита приближения строений и расстояния между осями путей.

3 Величина горизонтальных ограничений зависит также от места расположения данных частей железнодорожного подвижного состава относительно его направляющих сечений, которые подразделяются на три вида:

– ограничение для частей железнодорожного подвижного состава $E_в$, расположенных в направляющем сечении;

– внутреннее ограничение для частей железнодорожного подвижного состава $E_вн$, расположенных в пределах базы железнодорожного подвижного состава. Расстояния до внутренних сечений обозначают $l_{вн}$;

– наружное ограничение для частей железнодорожного подвижного состава $E_н$, расположенных за пределами направляющих сечений на расстоянии базы железнодорожного подвижного состава. Расстояния до наружных сечений обозначают $l_{нн}$.

Вертикальное ограничение h_i , мм – возможное в эксплуатации статическое параллельное понижение рассматриваемой части железнодорожного подвижного состава вследствие максимально нормируемого износа ходовых частей, а для обрессоренных частей – и вследствие равномерной осадки рессор и их прогиба от расчетной нагрузки.

Направляющее сечение железнодорожного подвижного состава – поперечное сечение, в котором при нахождении железнодорожного подвижного состава в кривой геометрический вынос равен нулю.

Примечание – Направляющими сечениями железнодорожного подвижного состава являются: у двухосного железнодорожного подвижного состава – сечения по оси колесных пар; у четырех-, шести- и восьмьюосного – сечения по оси пятников кузова; у многоосных транспортеров – сечения по оси шкворней главных (несущих) балок. У четырехосных бесшкворневых вагонов направляющее сечение проходит через сечение, где геометрический вынос равен нулю.

Геометрический вынос железнодорожного подвижного состава – отклонение относительно оси пути в кривой частей подвижного состава, определяемое расположением его продольной оси по хорде, проходящей через направляющие сечения.

Примечание – Геометрический вынос, измеренный в пределах хорды между направляющими сечениями, называется внутренним, а за ее пределами – наружным.

Расчетный вагон – условный вагон, имеющий расстояние между направляющими сечениями 17 м и длину кузова 24 м.

Примечание – Расстояние 17 м и длина 24 м позволяют определить геометрические выносы для учета их в уширениях габарита приближения строений и в ограничениях ширины подвижного состава.

Критические точки – наиболее удаленные от оси пути и от уровня головок рельсов точки выступающих узлов и деталей железнодорожного подвижного состава.

Примечание – При этом в нижней области подлежат учету части, наиболее приближенные к головкам рельсов. Критические точки характеризуют области наиболее полного использования габарита железнодорожного подвижного состава и исследование совокупности этих точек обеспечивает проверку соответствия габариту железнодорожного подвижного состава в целом. Критические точки характеризуются положением не только относительно рельсов, но и относительно направляющего сечения опытного объекта.

Межгабаритное пространство – пространство, предназначенное для реализации группы статических и динамических смещений, определяемой характеристикой смежных очертаний.

Примечания

1 Пространство между габаритом приближения строений и габаритом железнодорожного подвижного состава (а для двухпутных линий также между габаритами смежных железнодорожных подвижных составов) установлено для перемещений железнодорожного подвижного состава и погруженных на нем грузов, которые вызваны возможными отклонениями в состоянии отдельных элементов железнодорожного пути, допускаемыми нормами их содержания, а также вертикальными колебаниями и боковыми наклонениями железнодорожного подвижного состава на рессорах. Это пространство в необходимых случаях устанавливают с учетом обеспечения безопасности нахождения в нем обслуживающего персонала.

2 Пространство между габаритом железнодорожного подвижного состава и его строительным очертанием установлено:

– для горизонтальных перемещений железнодорожного подвижного состава, возникающих вследствие конструктивных зазоров в элементах ходовых частей при допускаемых в эксплуатации максимальных износах с учетом извилистого движения в колее;

– вертикальных перемещений, возникающих вследствие максимально нормируемых износов ходовых частей и статического прогиба рессор под действием расчетной нагрузки.

3 Пространство между строительным и проектным очертаниями железнодорожного подвижного состава установлено для компенсации плюсовых допусков при изготовлении и ремонте железнодорожного подвижного состава.

Перспективный подвижной состав увеличенного габарита – пассажирский и грузовой подвижной состав, который будет создаваться в габаритах $T_{пр}$, $T_{ц}$ и T .

2.2 Назначение и классификация габаритов

Для обеспечения безопасности движения поездов вагоны должны свободно проходить по железнодорожному пути, не задевая сооружений, станционных платформ, зданий и других устройств, а также железнодорожного подвижного состава, расположенного на соседних путях.

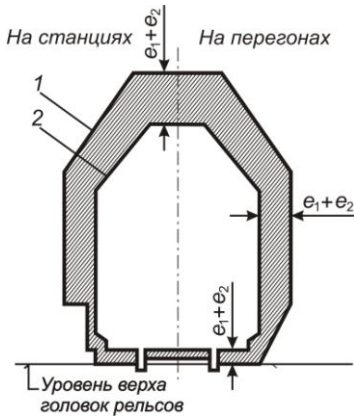


Рисунок 2.1 – Схема взаимного расположения габаритов подвижного состава и приближения строений:
1 – габарит приближения строений;
2 – габарит подвижного состава

Это условие обеспечивается применяемой на сети железных дорог системой габаритов железнодорожного подвижного состава 2 и приближения строений 1 (рисунок 2.1).

Г а б а р и т п р и б л и ж е н и я с т р о е н и й – предельное поперечное перпендикулярное оси железнодорожного пути очертание, внутрь которого, помимо железнодорожного подвижного состава, не должны попадать никакие части сооружений и устройств, а также лежащие около железнодорожного пути материалы, запасные части и оборудование, за исключением частей устройств, предназначенных для непосредственного взаимодействия с железнодорожным подвижным составом (контактные провода с деталями крепления, хоботы гидравлических колонок при наборе воды и другие).

Примечание – При этом положение устройств, предназначенных для непосредственного взаимодействия с железнодорожным подвижным составом во внутригабаритном пространстве, должно быть увязано с соответствующими частями железнодорожного подвижного состава и они не должны привести к соприкосновению с другими элементами железнодорожного подвижного состава.

Г а б а р и т ж е л е з н о д о р о ж н о г о п о д в и ж н о г о с о с т а в а (габарит подвижного состава) – поперечное перпендикулярное оси пути очертание, в котором, не выходя наружу, должен помещаться установленный на прямом горизонтальном пути (при наиболее неблагоприятном положении в колее и отсутствии боковых наклонов на рессорах и динамических колебаний) как в порожнем, так и в нагруженном состоянии железнодорожный подвижной состав, в том числе имеющий максимально нормируемые износы. (ГОСТ 9238–2013).

Свободное пространство между очертаниями габарита приближения строений и габарита подвижного состава (см. рисунок 2.1) обеспечивает безопасные смещения вагона при его движении. Эти смещения вызваны отклонениями в состоянии отдельных элементов пути, которые допускаются нормами его содержания (e_1), а также вертикальными колебаниями и боковыми наклонениями вагона на рессорах (e_2).

Очертания габаритов подвижного состава и габаритов приближения строений регламентированы стандартом (ГОСТ 9238–2013). Габариты, приведенные в стандарте, предназначены для железнодорожного подвижного состава, скорость движения которого не должна превышать 250 км/ч. При этом исходные очертания габаритов подвижного состава используются при вписывании вагона в габарит.

Габарит железнодорожного подвижного состава является исходным очертанием, по которому рассчитываются допускаемые строительные и проектные размеры подвижного состава, т. е. производится вписывание в габарит. В зависимости от метода расчета вписывания габариты подвижного состава подразделяются на статические и кинематические.

Статический габарит подвижного состава – габарит, для которого устанавливают метод расчета строительных размеров проектируемого подвижного состава с учетом возможных поперечных горизонтальных смещений данной части подвижного состава относительно оси пути вследствие небольших допускаемых разбегов (зазоров) и износов деталей ходовых частей.

Кинематический габарит подвижного состава – габарит, для которого устанавливают метод расчета строительных размеров проектируемого подвижного состава с учетом всех возможных поперечных горизонтальных смещений данной части подвижного состава, установленных для статического габарита и, кроме того, возникающих вследствие наклона кузова на рессорах под воздействием центробежной силы и горизонтальной составляющей силы тяжести в кривых с возвышением наружного рельса.

ГОСТ 9238–2013 устанавливает следующие габариты подвижного состава, которые определяют возможные размеры вагона:

T – статический габарит для вагонов, допускаемых в обращение по железнодорожным путям колеи 1520 мм на электрифицированных железных дорогах и других участках, сооружения и устройства на которых отвечают требованиям габаритов приближения строений C и $C_{п.}$. Габарит имеет наибольшие размеры по ширине (3750 мм) и высоте (5300 мм);

$T_{ц}$ – статический габарит для цистерн, вагонов-самосвалов и другого подвижного состава, допускаемого к обращению по железнодорожным путям, сооружения и устройства на которых приведены к требованиям контрольного очертания, указанного в стандарте;

$T_{пр}$ – статический габарит для вагонов, допускаемых к обращению на главных путях перегонов и станций, а также по другим железнодорожным путям, сооружения, устройства и междупутья которых приведены в соответствие с требованиями контрольного очертания, указанного в стандарте. Габарит является промежуточным по ширине между габаритами T и $I-T$ (3550 мм) и имеет высоту, равную высоте габарита T ;

$I-T$ – статический габарит для вагонов, допускаемых в обращение по всем железнодорожным путям, внешним и внутренним путям промышленных и транспортных предприятий железных дорог государств – участников Содружества Независимых Государств (СНГ), а также Грузии и Латвии, Литвы, Эстонии;

$ГЦ (GC)$ – кинематический габарит для вагонов, установленный в качестве исходного для достижения совместимости габаритов в рамках трансъевропейской высокоскоростной железнодорожной системы;

$ГЦ_{ru} (GC_{ru})$ – кинематический габарит для высокоскоростного подвижного состава на железных дорогах колеи 1520 мм, гармонизированный с габаритом $ГЦ (GC)$ трансъевропейской высокоскоростной железнодорожной системы;

$I-BM$ – статический габарит для вагонов, допускаемых в обращение как по железнодорожным путям шириной колеи 1520 мм, так и шириной колеи 1435 мм, используемых для международных сообщений;

$O-BM$ – статический габарит для вагонов, допускаемых в обращение как по железным дорогам колеи 1520 мм, так и по линиям железных дорог – членов Организации сотрудничества железных дорог (ОСЖД) и Международного Союза железных дорог (МСЖД) колеи 1435 мм, с ограничениями только на отдельных участках согласно стандарту;

$02-BM$ – статический габарит для вагонов, допускаемых в обращение как по всей сети железных дорог колеи 1520 мм, так и по железным дорогам – членам ОСЖД колеи 1435 мм, за исключением отдельных участков согласно стандарту;

$03-BM_{st}$ – статический габарит для вагонов, допускаемых к обращению как по всей сети железных дорог колеи 1520 мм, так и по всем железным дорогам колеи 1435 мм европейских и азиатских стран. Габарит с наименьшими шириной и высотой;

$03-BM_k$ – кинематический габарит для вагонов, допускаемых к обращению по всей сети железных дорог колеи 1520 (1524) мм и по железным дорогам колеи 1435 мм европейских и азиатских стран.

В составе приведенных выше габаритов подвижного состава можно выделить две группы:

1) T , $T_{ц}$, $T_{пр}$, $I-T$ – для вагонов, допускаемых к обращению только по сети железных дорог стран СНГ, Балтии и Монголии колеи 1520 мм;

2) 1-ВМ, О-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ – для международных сообщений.

Каждый габарит подвижного состава состоит из двух частей: верхней и нижней (рисунок 2.2).



Рисунок 2.2 – Статический габарит T подвижного состава

Верхние очертания статических габаритов подвижного состава T , $T_{ц}$, $T_{пр}$ и $1-T$ принимают в соответствии с рисунком 2.3, габаритов 1-ВМ, О-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ_{ст} – в соответствии с рисунком 2.4.

Верхние очертания кинематических габаритов ГЦ (GC), $ГЦ_{ru}$ (GC_{ru}), 03-ВМ_к показаны на рисунке 2.5. На рисунке 2.5, a обозначены: штрихпунктирной линией – исходное очертание габарита ГЦ (GC) для высокоскоростной трансъевропейской магистрали железных дорог колеи 1435 мм; сплошной линией – очертание габарита $ГЦ_{ru}$ (GC_{ru}) для высокоскоростных магистралей железных дорог колеи 1520 мм.

Нижние очертания статических габаритов подвижного состава различаются размерами в зависимости от габаритов пассажирских платформ, маневровых устройств, а также от условий безопасного прохода через сортировочные горки. Нижние очертания габаритов предусмотрены для обрессоренных частей кузова, обрессоренной рамы тележки и необрессоренных частей тележки. В качестве примера на рисунке 2.6 показано нижнее очертание габаритов T , $T_{ц}$, $T_{пр}$ и $1-T$ для вагонов, не проходящих через сортировочные горки, оборудованные вагонными замедлителями.

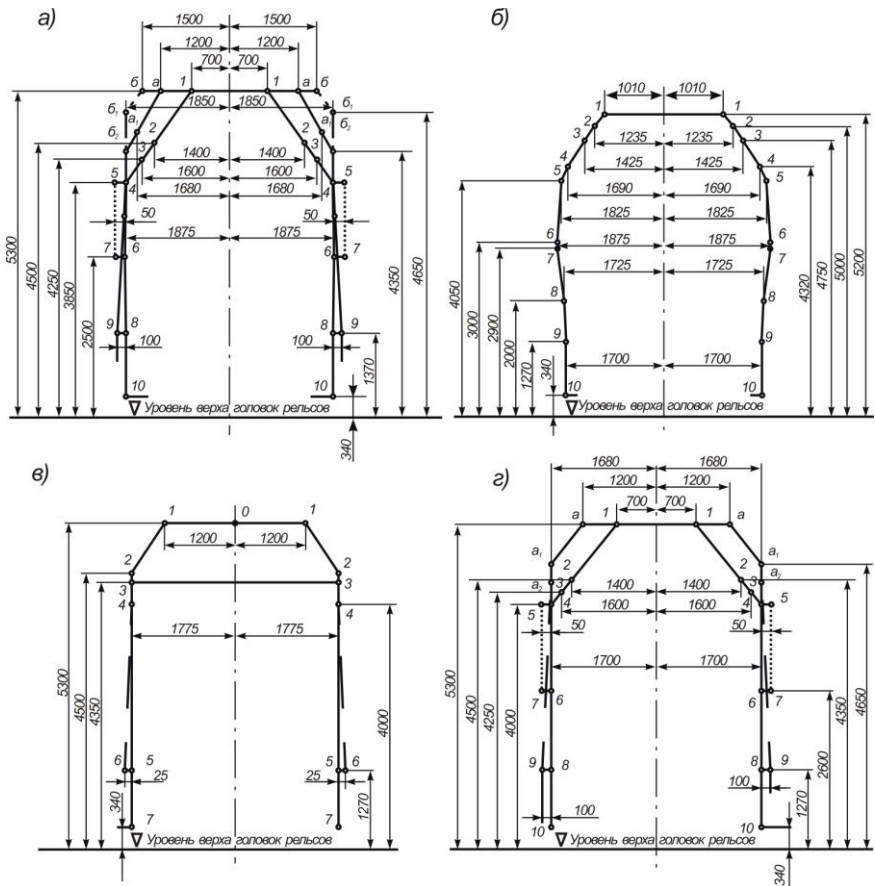


Рисунок 2.3 – Статические габариты подвижного состава (верхние очертания):

a – габарит T ; b – габарит $T_{ц}$; $в$ – габарит $T_{пр}$; $г$ – габарит $I-T$

Условные обозначения:

- – только для сигнальных устройств и зеркал заднего вида;
- - - - для выступающих частей: поручней, подлокотников, козырьков для стока воды, параванов и др.;
- очертание применяют по согласованию с владельцем инфраструктуры

Выбранный для проектируемого вагона габарит влияет на его вездеходность, параметры и в целом на экономическую эффективность вагона.

На дальнюю перспективу наиболее эффективны вагоны габарита T , на ближайшую – $T_{пр}$ и $T_{ц}$.

Внедрение габаритов T , $T_{пр}$ и $T_{ц}$ позволит ускорить применение вагонов, повышающих провозную способность железных дорог.

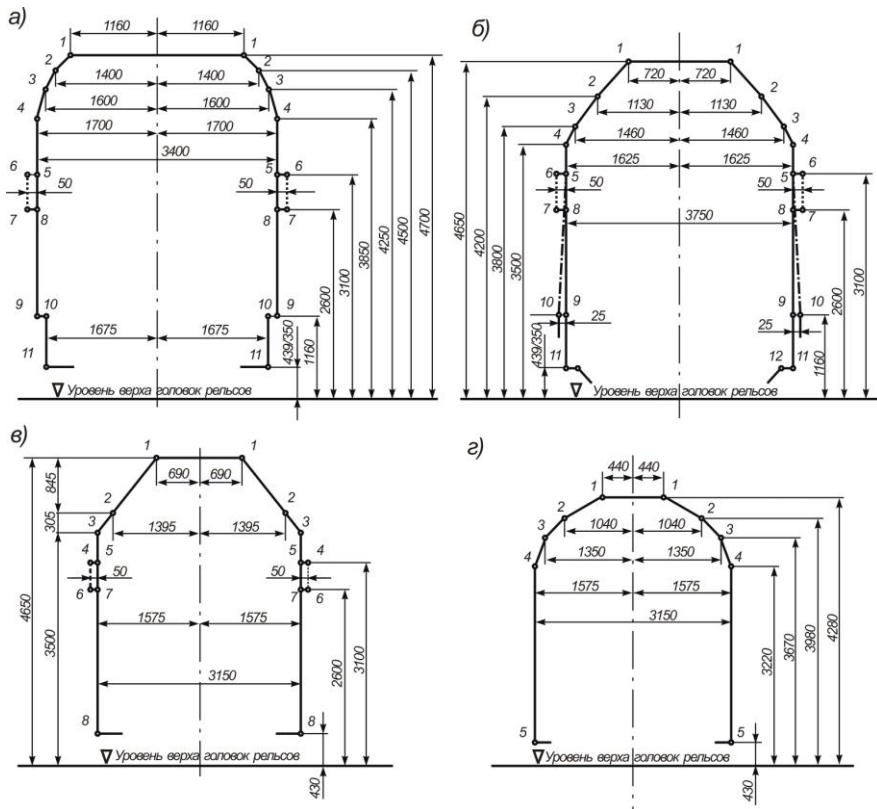


Рисунок 2.4 – Статические габариты подвижного состава (верхние очертания):

а – габарит 1-ВМ; б – габарит О-ВМ; в – габарит 02-ВМ; г – габарит 03-ВМ_{ст}

Условные обозначения:

..... – только для сигнальных устройств;

- - - - - уширение габарита, допускаемое только для вагонов, изготовленных до введения настоящего стандарта (до 1 июля 2014 года)

Задача конструктора состоит в том, чтобы выбрать для проектируемого вагона габарит подвижного состава, обеспечивающего наибольшую его эффективность. Затем установить размеры проектируемого вагона и проверить его габаритность. Максимальные размеры габаритов подвижного состава по ширине $2B_0$ и высоте H_0 приведены в таблице 2.1.

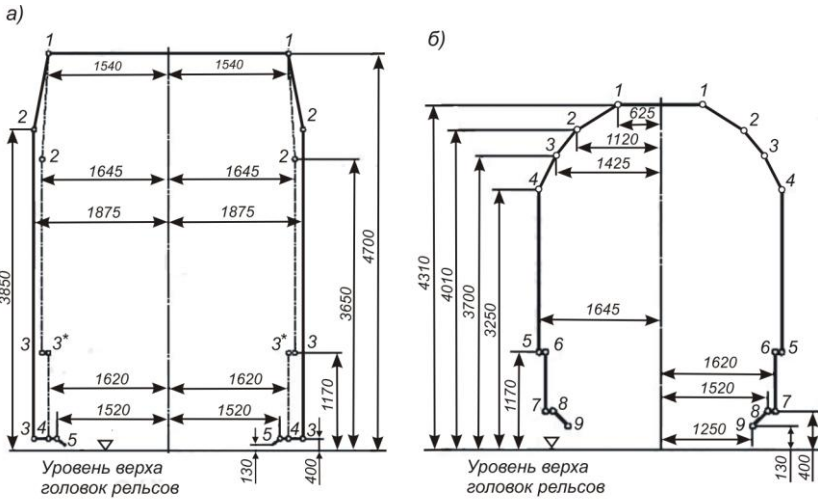


Рисунок 2.5 – Кинематические габариты подвижного состава (верхние очертания):
 а – габариты ГЦ (GC) и ГЦ_{ни} (GC_{ни}); б – габарит ОЗ-ВМ_к

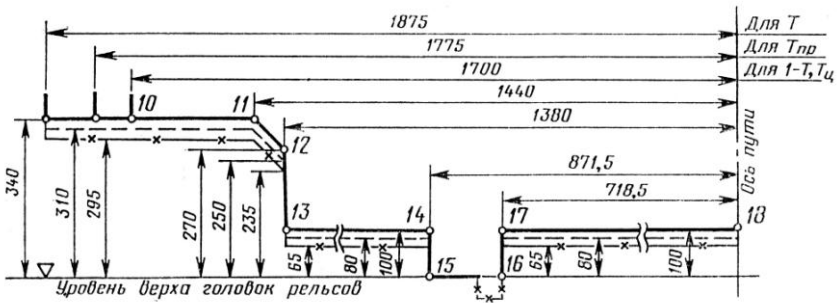


Рисунок 2.6 – Нижнее очертание габаритов T , $T_{ц}$, $T_{пр}$ и $I-T$ для подвижного состава

Условные обозначения:

— — для обрессоренных частей кузова;

---- для обрессоренной рамы тележки и укрепленных на ней частей;

- x - для необрессоренных частей

Таблица 2.1 – Максимальные размеры габаритов подвижного состава

В миллиметрах

Габарит	$2B_0$	H_0
T	3750	5300
T_n	3750	5200
T_{np}	3550	5300
$I-T$	3400	5300
$I-BM$	3400	4700
$O-BM$	3250	4650
$O2-BM$	3150	4650
$O3-BM$	3150	4280

2.3 Проверка вписывания вагона в заданный габарит

При проектировании вагона производится проверка его габаритности, называемая вписыванием вагона в габарит.

Сущность вписывания заключается в том, что на основании заданного габарита подвижного состава 1 определяют строительное 2, а затем и проектное 3 очертания вагона (рисунок 2.7) для всех характерных сечений по его длине. Все элементы конструкции проектируемого вагона, имеющие номинальные размеры и расположенные в рассматриваемом сечении, не должны выходить за пределы контура проектного очертания.

Строительные очертания вагона получают путем уменьшения горизонтальных размеров заданного габарита подвижного состава на величину допускаемых разбегов (зазоров) и износов ходовых частей, исчисляемых в горизонтальном поперечном направлении, и геометрических выносов частей вагонов в кривых, превышающих нормативные (E), а

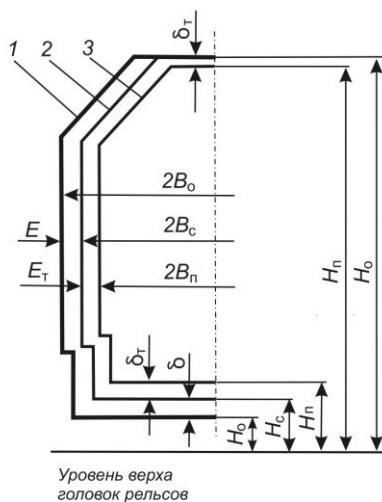


Рисунок 2.7 – Схема вписывания вагона в габарит:

- 1 – габарит подвижного состава;
- 2 – строительное очертание вагона;
- 3 – проектное очертание вагона

вертикальных размеров – на величину статического прогиба рессорного подвешивания и измеряемых в вертикальном направлении износов ходовых частей вагона (δ).

Максимальная допустимая ширина строительного очертания вагона на некоторой высоте над уровнем верха головки рельса

$$2B_c^i = 2(B_0^i - E), \quad (2.1)$$

где B_c^i – полуширина строительного очертания на высоте i -й точки габарита, мм;

B_0^i – полуширина заданного габарита подвижного состава на рассматриваемой высоте, мм;

E – необходимое ограничение полуширины вагона (возможные смещения вагона из центрального положения в одну сторону на прямых и кривых участках пути) для рассматриваемого сечения по его длине, мм.

Величину E определяют для различных сечений по длине вагона (рисунок 2.8): основных (направляющих) $I-I$, внутренних $II-II$ и наружных $III-III$. Это связано с тем, что в кривых участках пути радиуса R указанные сечения вагона получают различные смещения относительно оси пути.

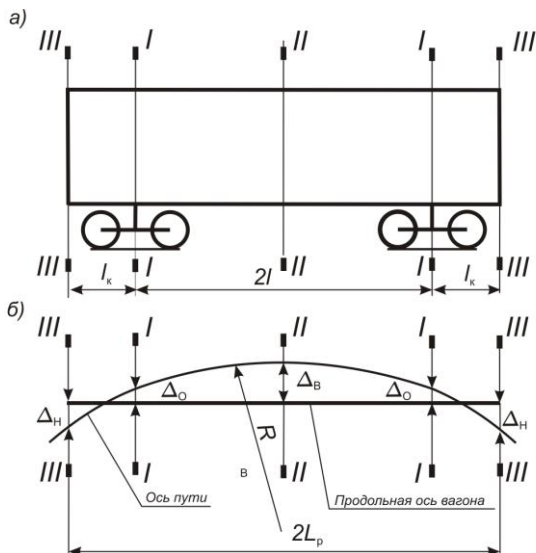


Рисунок 2.8 – Схема для определения смещений (выносов) частей вагона в кривой: а – расположение расчетных поперечных сечений по длине вагона; б – смещения (выносы) частей вагона в кривой; $I-I$ – основное сечение, $II-II$ – внутреннее сечение, $III-III$ – наружное сечение

Примечания

1 Под *основными (направляющими)* поперечными сечениями *I-I* вагона понимаются сечения по оси пятников кузова, имеющие наименьшие поперечные смещения с оси пути; под *внутренними сечениями* – сечения, расположенные между основными; под *наружными* – снаружи основных сечений. В качестве характерных внутренних и наружных сечений на рисунке 2.8 показаны сечения вагона посередине *II-II* и крайние концевые *III-III*, имеющие наибольшие смещения внутрь и наружу кривой соответственно.

2 *Характерные сечения* – сечения, в которых выступающие части конструкции вагона наиболее полно используют предельные очертания габарита подвижного состава.

Ограничения полуширины вагона E можно рассчитать по следующим формулам:

– для основного сечения (сечения *I-I*)

$$E_0 = \Delta + \left[\Delta_0 - K_3 \right] K; \quad (2.2)$$

– для внутреннего сечения (сечение *II-II*)

$$E_B = \Delta + \left[\Delta_B - K_3 \right] K + \beta; \quad (2.3)$$

– для наружного сечения (сечение *III-III*)

$$E_H = \Delta\phi + \left[\Delta_H - K_3 \right] K + \nu, \quad (2.4)$$

где Δ – наибольшее возможное поперечное смещение вагона из центрального положения в одну сторону вследствие зазоров и износов ходовых частей;

Δ_0 , Δ_B , Δ_H – соответственно смещения основного, внутреннего и наружного сечений тележечного вагона при прохождении кривых участков пути;

K_3 – величина, на которую допускается выход вагонов, проектируемых по габаритам T , $T_{ц}$, $T_{пр}$, $I-T$ и $I-BM$ (в нижней части), за очертания этих габаритов в кривых участках пути радиусом R , равным 200 м, мм;

K – величина, на которую допускается выход вагонов, проектируемых по габаритам $O-BM$, $O2-BM$, $O3-BM_{st}$ и $I-BM$ (в нижней части), за очертания этих габаритов в кривых участках пути радиусом R , равным 250 м, мм;

β , ν – дополнительные ограничения внутренних и наружных сечений вагонов, которые имеют увеличенную длину и базу (длина – более 24 м, база – более 17 м) и должны быть определены из условия вписывания в кривую радиусом R , равным 150 м, мм. У вагонов массовой постройки значения β и ν равны нулю;

φ – множитель, учитывающий наиболее неблагоприятное для консольных частей расположение вагона, т. е. положение наибольшего его перекоса.

Смещения Δ , Δ_o , Δ_b , Δ_n и множитель γ определяются по следующим формулам:

$$\Delta = 0,5(s - d) + q + w; \quad (2.5)$$

$$\Delta_o = K_1; \quad (2.6)$$

$$\Delta_b = K_2(2l - n_b)n_b + K_1; \quad (2.7)$$

$$\Delta_n = K_2(2l + n_n)n_n - K_1; \quad (2.8)$$

$$\varphi = \frac{2n_n + 2l}{2l}, \quad (2.9)$$

где s – максимальная ширина колеи в кривой расчетного радиуса, мм;

d – минимальное расстояние между наружными гранями предельно изношенных гребней колес, измеренное на расстоянии 10 мм ниже поверхности катания колес, мм;

$0,5(s - d)$ – максимальный разбег изношенной колесной пары между рельсами;

q – наибольшее возможное поперечное перемещение в основном сечении в одну сторону из центрального положения рамы тележки относительно колесной пары вследствие зазоров при максимальных износах и деформациях упругих элементов в буксовом узле и узле сочленения рамы тележки с буксой, мм;

w – наибольшее возможное поперечное перемещение в основном сечении в одну сторону из центрального положения кузова относительно рамы тележки вследствие зазоров при максимальных износах и упругих колебаниях в узле сочленения кузова и рамы тележки, мм;

K_1 – величина дополнительного поперечного смещения в кривых участках пути расчетного радиуса R тележечного вагона ($R = 200$ м – для габаритов T , $T_{ц}$, T_{np} , $1-T$ и верхней части габарита $1-BM$; $R = 250$ м – для габаритов $O-BM$, $02-BM$, $03-BM_{st}$ и нижней части габарита $1-BM$), мм;

K_2 – коэффициент размерности, зависящий от величины расчетного радиуса R кривой, мм/м²;

$2l$ – расстояние между основными сечениями вагона (база вагона), м;

n_b – расстояние от рассматриваемого внутреннего поперечного сечения вагона до его ближайшего основного сечения, м: $n_b = l$ – при определении E_b для сечения посередине вагона;

n_n – расстояние от рассматриваемого наружного поперечного сечения вагона до его ближайшего основного сечения, м: $n_n = l_k$ – при определении E_n для крайнего концевое сечения вагона;

l_k – длина консольной части рамы вагона.

Обратите внимание

1 При вписывании кузовов вагонов в габариты T , T_c , T_{np} , $1-T$ и верхнюю часть габарита $1-BM$ (точки 1–11) значения выражений в квадратных скобках $[K_o - K_{3-}]$, $[K_b - K_{3-}]$ и $[K_n - K_{3-}]$ формул (2.2)–(2.4) могут оказаться отрицательными. Для удобства обозначим эти выражения соответственно Δk_o , Δk_b и Δk_n .

Правило учета отрицательных значений ограничений следующее.

Величины Δk_o , Δk_b , Δk_n подлежат учету при их отрицательных значениях, равных:

$-1, -2, \dots, -8$ – при вычислении Δk_o и Δk_b ;

$-\varphi, -2\varphi, \dots, -8\varphi$ – при вычислении Δk_n .

Меньшие значения, т. е. -9 и -9φ и т. д., должны приниматься равными нулю.

2 При этом, если коэффициенты Δk_o , Δk_b и Δk_n подлежат учету, то ширину колеи s в формулах (2.2)–(2.4) принимают равной 1546 мм; если указанные коэффициенты не учитывают, то 1530 мм.

3 Для габаритов $0-BM$, $02-BM$, $03-BM_{st}$ и нижнего очертания габарита $1-BM$ отрицательные значения рассматриваемых величин не будут иметь места, так как для них $K_3 = 0$.

4 Горизонтальные ограничения E_o , E_b и E_n подлежат учету только при их положительных значениях. Отрицательные значения следует принимать равными нулю.

Значения коэффициентов K , K_1 , K_2 и K_3 , входящих в формулы для определения E_o , E_b и E_n , принимают из таблицы 2.2.

В таблице 2.2 величина p – база тележки, м. При этом при проверке вписывания восьмиосного вагона на четырехосных тележках с базой p_1 , составленных из двух двухосных тележек с базой p_2 , в формулу для определения K_1 вместо величины p^2 подставляется сумма $(p_1^2 + p_2^2)$.

Таблица 2.2 – Значения коэффициентов K , K_1 , K_2 и K_3

Габарит	Точки габарита	Коэффициент			
		K , мм	K_1 , мм	K_2 , мм/м ²	K_3 , мм
$T, T_{ц}, T_{цр}, I-T$	Все точки	0	$0,625p^2$	2,5	180
$I-BM$	1-11				
	$0-BM, 02-BM, 03-BM_{st}$	Остальные точки	25	$0,5p^2$	2
1-11 ($0-BM$), 1-8 ($02-BM$), 1-5 ($03-BM_{st}$)		75			
Остальные точки		25			

Вертикальные размеры строительного очертания вагона, мм:

– *поверху* (для верхних частей вагона) –

$$H_c^i = H_o^i; \quad (2.10)$$

– *понизу* (для нижних частей вагона) –

$$H_c^i = H_o^i + d, \quad (2.11)$$

где H_o^i – высота i -й точки габарита подвижного состава (расстояние от уровня верха головок рельсов до рассматриваемой i -й точки габарита подвижного состава), мм;

H_c^i – вертикальный размер строительного очертания вагона для i -й точки габарита подвижного состава, мм;

d – вертикальное ограничение – величина возможного в эксплуатации суммарного понижения для соответствующей части вагона (кузова и основных частей тележки) вследствие максимального нормируемого износа ходовых частей и прогибов рессор от расчетной нагрузки.

Так, вертикальные ограничения (понижения) для кузова вагона:

– в основном и наружном сечениях –

$$d = \Delta h + f_{\text{сум}}; \quad (2.12)$$

– во внутреннем сечении –

$$d = \Delta h + f_{\text{сум}} + \frac{2zn_B}{2l}, \quad (2.13)$$

где Δh – суммарное понижение рамы вагона и укрепленных на ней частей: суммарное понижение Δh включает все понижения кузова вследствие допускаемых в эксплуатации износов ходовых частей (понижение колесной пары относительно уровня верха головки рельса, буксы относительно оси колесной пары, рамы тележки

относительно буксы, наддресорной балки тележки относительно рамы тележки и кузова относительно наддресорной балки);

$f_{\text{сум}}$ – суммарный прогиб рессорного подвешивания вследствие осадки рессорных комплектов порожнего вагона и их прогиба от расчетной нагрузки,

$$f_{\text{сум}} = f_{01} + f_1 + f_{02} + f_2; \quad (2.14)$$

f_{01}, f_{02} – равномерная статическая (остаточная) осадка рессорных комплектов буксового и центрального подвешивания порожнего вагона;

f_1, f_2 – равномерный прогиб соответственно рессор буксового и центрального подвешивания от расчетной нагрузки,

$$f_1 = P_p l_1; \quad f_2 = P_p l_2; \quad (2.15)$$

P_p – расчетная нагрузка на одну тележку, определяемая по формуле

$$P_p = 0,5Pg; \quad (2.16)$$

P – грузоподъемность вагона (для грузового вагона) или суммарная масса пассажиров с багажом и предметов экипировки вагона (для пассажирских вагонов);

l_1, l_2 – гибкость соответственно рессор буксового и центрального подвешивания;

z – собственный прогиб под нагрузкой среднего сечения рамы вагона (хребтовой балки).

Отметим, что для тележек грузовых вагонов с одинарным центральным рессорным подвешиванием $f_{01} = f_1 = 0$.

Из приведенного выше следует, что пространство между габаритом подвижного состава и его строительным очертанием (см. рисунок 2.7) установлено для компенсации:

– горизонтальных перемещений вагона, возникающих вследствие конструктивных зазоров в элементах ходовых частей при допускаемых в эксплуатации максимальных износах с учетом извилистого движения в колее;

– вертикальных перемещений, возникающих вследствие максимального нормируемых износов ходовых частей и статического прогиба рессор под действием расчетной нагрузки.

Проектное очертание вагона получается уменьшением размеров строительного очертания на величины допускаемых при постройке плюсовых допусков (E_T и δ_T).

Ширина проектного очертания вагона

$$2B_{\text{п}}^i = 2B_{\text{с}}^i - 2E_T, \quad (2.17)$$

где $B_{\text{п}}^i$ – полуширина строительного очертания на высоте рассматриваемой i -й точки заданного габарита подвижного состава;

$E_{\text{т}}$ – конструктивно-технологический плюсовой допуск, допускаемый при постройке вагона в горизонтальной плоскости.

Вертикальные размеры проектного очертания вагона:

– *поверху* –

$$H_{\text{п}}^i = H_{\text{с}}^i - d_{\text{т}}; \quad (2.18)$$

– *понижу* –

$$H_{\text{п}}^i = H_{\text{с}}^i + d_{\text{т}}, \quad (2.19)$$

где $H_{\text{п}}^i$ – вертикальный размер проектного очертания вагона для i -й точки габарита подвижного состава, мм;

$d_{\text{т}}$ – плюсовой конструктивный и технологический допуск на вертикальные размеры рассматриваемой части вагона (конструктивно-технологический плюсовой допуск при постройке вагона в вертикальной плоскости).

Значения плюсовых конструктивных и технологических допусков $E_{\text{т}}$ и $d_{\text{т}}$ устанавливает завод-изготовитель.

Таким образом, пространство между строительным и проектным очертаниями подвижного состава (см. рисунок 2.7) установлено для компенсации плюсовых допусков при изготовлении и ремонте подвижного состава.

По результатам расчета получают вертикальные проектные очертания вагона для всех характерных сечений по его длине.

Заключение о вписывании вагона в габарит. Проверка вписывания спроектированного вагона в габарит – это проверка соответствия частей вагона вертикальному проектному очертанию. Проверку проводят по наиболее выступающим частям вагона для каждого расчетного сечения. Внешний вертикальный поперечный контур вагона с номинальными размерами не должен выходить за проектное очертание, полученное расчетом.

Для подтверждения соответствия изготовленного вагона заданному габариту подвижного состава проводят измерения фактических габаритных размеров вагона и их сравнение с расчетными размерами строительного очертания. Заводам-изготовителям запрещается выпуск вагонов с нарушением строительного очертания.

При серийном выпуске вагонов допускается применение габаритной рамки.

ПРИМЕР. Вписать в верхнее очертание статического габарита $I-T$, контур которого показан на рисунке 2.3, з, по сплошной линии 1–4–10 кузов восьмиосного полувагона.

Исходные данные. Для проектируемого вагона: грузоподъемность $P = 125$ т; длина рамы вагона $2L_p = 19,11$ м; база вагона $2l = 12,07$ м; длина консольной части рамы вагона $l_k = 3,52$ м; ширина кузова максимальная $2B = 3,19$ м; высота кузова вагона от уровня головок рельсов максимальная $H_{\max} = 3,97$ м; собственный прогиб под нагрузкой среднего сечения хребтовой балки вагона $z = 15$ мм.

Для типовой 4-осной тележки, используемой в восьмиосном вагоне: база тележки $p_1 = 3,2$ м; база двухосной тележки модели 18-100, входящей в состав четырехосной, $p_2 = 1,85$ м; общая гибкость рессорного подвешивания $\lambda_2 = 0,0625$ мм/кН; равномерная статическая осадка рессорных комплектов центрального подвешивания порожнего вагона $f_{02} = 10$ мм; поперечные смещения $q = 3$ мм и $w = 32$ мм; суммарное понижение рамы вагона и укрепленных на ней частей $\Delta h = 65$ мм.

При вписывании вагона в габарит $I-T$ значения отдельных величин, входящих в формулы для определения E_o , E_b и E_n , принимают следующими:

$$d = 1489 \text{ мм}; K = 0; K_1 = 0,625(3,2^2 + 1,85^2) = 8,5 \text{ мм}; K_2 = 2,5 \text{ мм/м}^2; \\ K_3 = 180 \text{ мм}; \varphi = (2 \cdot 3,52 + 12,07)/12,07 = 1,58; \alpha = \beta = 0.$$

Конструктивно-технологические отклонения, допускаемые при постройке вагона:

– в горизонтальной плоскости: $E_T = 15$ мм и $E_T = 10$ мм соответственно для верхней и нижней части кузова;

– в вертикальной плоскости: $\delta_T = 30$ мм и $\delta_T = 10$ мм соответственно для верхней и нижней части кузова.

Решение. 1 Вычислим коэффициенты Δk_o , Δk_b и Δk_n :

$$\Delta k_o = 8,5 - 180 = -171,5 \text{ мм};$$

$$\Delta k_b = 2,5(12,07 - 6,035)6,035 + 8,5 - 180 = -80,5 \text{ мм};$$

$$\Delta k_n = 2,5(12,07 + 3,52)3,52 - 8,5 - 180 = -51,3 \text{ мм}.$$

Согласно правилу учета отрицательных значений коэффициентов Δk_o , Δk_b и Δk_n принимаем $\Delta k_o = \Delta k_b = \Delta k_n = 0$. Это означает, что расчет ограничений полуширины кузова будет выполняться без их учета для ширины колеи $s = 1530$ мм.

2 Рассчитаем ограничения полуширины для трех сечений кузова вагона, пользуясь формулами (2.2)–(2.4):

$$E_o = E_b = 0,5(1530 - 1489) + 3 + 32 = 55,5 \approx 56 \text{ мм};$$

$$E_n = \lfloor 0,5(1530 - 1489) + 3 + 32 \rfloor \cdot 1,58 = 87,7 \approx 88 \text{ мм}.$$

3 Вычислим по формуле (2.1) ширину строительного очертания кузова вагона $2B_c$ на некоторой высоте над уровнем верха головок рельсов:

– в основном и внутреннем сечениях

$$2B_c^1 = 2(700 - 56) = 1288 \text{ мм}; \quad 2B_c^2 = 2(1400 - 56) = 2688 \text{ мм};$$

$$2B_c^3 = 2(1600 - 56) = 3088 \text{ мм}; \quad 2B_c^4 = 2B_c^{10} = 2(1700 - 56) = 3288 \text{ мм};$$

– в наружном сечении

$$2B_c^1 = 2(700 - 88) = 1224 \text{ мм}; \quad 2B_c^2 = 2(1400 - 88) = 2624 \text{ мм};$$

$$2B_c^3 = 2(1600 - 88) = 3024 \text{ мм}; \quad 2B_c^4 = 2B_c^{10} = 2(1700 - 88) = 3224 \text{ мм}.$$

П р и м е ч а н и е – Здесь и далее цифровой индекс обозначает номер точки контура габарита подвижного состава 1-7 (см. рисунок 2.3, а).

4 Определяем вертикальные ограничения (понижения) кузова вагона с использованием формул (2.12)–(2.16):

$$P_p = 0,5 \cdot 125 \cdot 9,81 = 613,125 \text{ кН};$$

$$f_2 = 613,125 \cdot 0,0625 = 38,32 \approx 39 \text{ мм}; \quad f_{\text{сум}} = 10 + 39 = 49 \text{ мм}.$$

Тогда, вертикальные ограничения (понижения) кузова вагона:

– в основном и наружном сечениях $d = 65 + 49 = 114 \text{ мм};$

– во внутреннем сечении $d = 114 + \frac{2 \cdot 15 \cdot 6,035}{12,07} = 129 \text{ мм}.$

5 Рассчитаем вертикальные размеры строительного очертания кузова полувагона и размещенного на нем груза.

Вертикальные размеры строительного очертания кузова поверху (для точек 1-4) равны соответствующим размерам контура габарита подвижного состава, т, е.

$$H_c^1 = 5300 \text{ мм}; \quad H_c^2 = 4500 \text{ мм}; \quad H_c^3 = 4250 \text{ мм}; \quad H_c^4 = 4000 \text{ мм}.$$

Наименьший допускаемый вертикальный размер строительного очертания для точки 10 нижней части габарита 1-7 вычислим по формуле (2.11):

– в основном и наружном сечениях $H_c^{10} = 340 + 114 = 454 \text{ мм};$

– во внутреннем сечении $H_c^{10} = 340 + 129 = 469 \text{ мм}.$

6 Ширину проектного очертания кузова полувагона $2B_{\Pi}$ на некоторой высоте H над уровнем верха головок рельсов рассчитаем по формуле (2.17):

– в основном и внутреннем сечениях

$$2B_{\Pi}^1 = 1288 - 2 \cdot 15 = 1258 \text{ мм}; \quad 2B_{\Pi}^2 = 2688 - 2 \cdot 15 = 2658 \text{ мм};$$

$$2B_{\Pi}^3 = 3088 - 2 \cdot 15 = 3058 \text{ мм}; \quad 2B_{\Pi}^4 = 3288 - 2 \cdot 15 = 3258 \text{ мм};$$

$$2B_{\Pi}^{10} = 3288 - 2 \cdot 10 = 3268 \text{ мм};$$

– в наружном сечении

$$2B_{\Pi}^1 = 1224 - 2 \cdot 15 = 1194 \text{ мм}; \quad 2B_{\Pi}^2 = 2624 - 2 \cdot 15 = 2594 \text{ мм};$$

$$2B_{\Pi}^3 = 3024 - 2 \cdot 15 = 2994 \text{ мм}; \quad 2B_{\Pi}^4 = 3224 - 2 \cdot 15 = 3194 \text{ мм};$$

$$2B_{\Pi}^{10} = 3224 - 2 \cdot 10 = 3204 \text{ мм}.$$

Таким образом, ширина проектного очертания кузова восьмиугольного полувагона в основном и внутреннем (среднем) сечениях: на уровне рамы $2B_{\Pi} = 3268$ мм; на уровне верхней обвязки $2B_{\Pi} = 3258$ мм.

В наружном (концевом) сечении ширина проектного очертания кузова: на уровне рамы $2B_{\Pi} = 3204$ мм; на уровне верхней обвязки $2B_{\Pi} = 3194$ мм.

7 Вертикальные размеры проектного очертания кузова поверху (для точек 1–4) определим по формуле (2.18):

$$H_{\Pi}^1 = 5300 - 30 = 5270 \text{ мм};$$

$$H_{\Pi}^2 = 4500 - 30 = 4470 \text{ мм};$$

$$H_{\Pi}^3 = 4250 - 30 = 4220 \text{ мм};$$

$$H_{\Pi}^4 = 4000 - 30 = 3970 \text{ мм}.$$

Наименьшую допускаемую высоту проектного очертания для точки 10 нижней части габарита $I-T$ вычислим по формуле (2.19):

$$H_{\Pi}^{10} = 444 + 10 = 454 \text{ мм}.$$

Сравнение номинальных размеров наиболее выступающих частей кузова спроектированного вагона размерами проектного очертания для наружного сечения кузова (рисунок 2.9), полученное расчетом, показывает, что кузов восьмиугольного полувагона полностью вписывается в указанное проектное очертание габарита $I-T$.

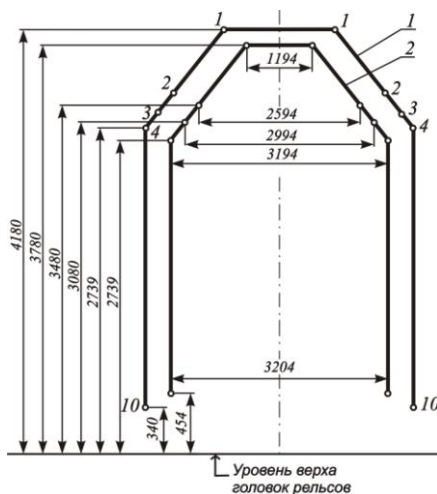


Рисунок 2.9 – Проектное очертание для наружного сечения кузова:
1 – габарит подвижного состава;
2 – проектное очертание вагона

3 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВАГОНОВ

3.1 Основные термины и определения

Основные термины и определения установлены ГОСТ 33211–2014.

База вагона – номинальное расстояние в продольном направлении между центрами наружных пятников кузова вагона (ГОСТ 33211–2014).

Длина вагона по осям сцепления – расстояние в продольном направлении между плоскостями зацепления автосцепки (ГОСТ 33211–2014).

Продольное направление – направление в плоскости пути вдоль его оси (ГОСТ 33211–2014).

Тара вагона – собственная масса вагона в порожнем состоянии (ГОСТ 34093–2017).

Примечание – Для пассажирских вагонов в тара включают массу воды, топлива и других предметов экипировки.

Грузоподъемность железнодорожного вагона – наибольшая суммарная масса груза и/или пассажиров, допустимая к перевозке в данном типе железнодорожного вагона, исходя из его конструктивных особенностей, предусмотренных конструкторской документацией (ГОСТ 34056–2017).

3.2 Выбор типов и параметров вагонов

Экономические показатели работы вагонного парка определяются правильным выбором типов вагонов и их параметров.

Выбор типов вагонов. Типы вагонов и рациональное соотношение между количествами вагонов различных типов устанавливаются на основе анализа грузо- и пассажиропотоков на перспективу. При этом тип грузового вагона, выбранный для перевозки определенной группы грузов, должен обеспечивать сохранность грузов и приспособленность к быстрой погрузке и разгрузке, а выбранный тип пассажирского вагона – необходимый уровень комфорта в зависимости от дальности перевозки.

Для сравнения и выбора типов вагонов необходимо определять себестоимость перевозок (грузов или пассажиров) и капитальные вложения, сопутствующие внедрению рассматриваемых типов вагонов в эксплуатацию. Указанные расходы учитываются совместно в виде результирующего пока-

зателя – приведенных затрат. Критерием оптимальности выбираемого типа вагона и структуры вагонного парка в целом (процентного состава по типам вагонов) является освоение объема перевозок при минимуме приведенных затрат.

После выбора типа вагона производится выбор его параметров.

Параметры вагонов. Наиболее важными параметрами грузовых вагонов, характеризующими их эффективность, являются: грузоподъемность P – наибольшая масса груза, допускаемая к перевозке в вагоне, масса тары T – собственная масса порожнего вагона, осьность (число осей) m_o , объем кузова V , площадь пола (для платформы) F и линейные размеры. Это так называемые абсолютные параметры.

Для сравнения вагонов различных типов и конструкций используются соотношения этих параметров – относительные параметры. К ним относятся: коэффициенты тары k_t , k_n и k_3 , удельный объем кузова V_y , удельная площадь пола F_y , осевая p_o и погонная q_n нагрузки.

Параметрами пассажирских вагонов являются тип планировки (определяется назначением вагона), осьность, населенность, масса тары, масса экипировки (вода, уголь, съемное оборудование), линейные размеры и максимальная скорость движения. Для пассажирских вагонов определяют также массу тары, приходящуюся на одно место для пассажира, массу тары на единицу длины или площади горизонтальной проекции вагона, осевую нагрузку и др.

Основным критерием выбора как оптимальной структуры вагонного парка (соотношения специальных и универсальных конструкций), так и оптимальных параметров вагона является достижение минимального значения приведенных затрат народного хозяйства (ж.-д. транспорта и его клиентов) – затрат на изготовление, эксплуатацию и ремонт

$$C_{пр} = C + E_n K \rightarrow \min,$$

где C – себестоимость перевозок;

E_n – нормативный коэффициент эффективности;

K – капитальные затраты на внедрение нового вагона.

3.3 Удельный объем и удельная площадь пола вагона

Удельный объем кузова V_y и удельная площадь пола платформы F_y – характеризуют соответственно объем кузова и площадь пола, приходящиеся на одну тонну груза,

$$V_y = \frac{V}{P}; \quad (3.1)$$

$$F_y = \frac{F}{P}. \quad (3.2)$$

где V – полный или геометрический объем кузова, м^3 ;

F – полная площадь пола платформы, м^2 .

От величин V_y и F_y зависит использование объема (площади) и грузоподъемности вагона, а следовательно, и себестоимость перевозок. Поэтому при проектировании грузовых вагонов используют оптимальные значения удельного объема $V_y^{\text{опт}}$ и удельной площади $F_y^{\text{опт}}$.

Для специализированных вагонов, перевозящих один вид груза с объемной массой γ ,

$$V_y^{\text{опт}} = V_{\text{гр}} = \frac{1}{\phi\gamma}; \quad (3.3)$$

$$F_y^{\text{опт}} = F_{\text{гр}} = \frac{1}{\phi\gamma H}, \quad (3.4)$$

где $V_{\text{гр}}$, $F_{\text{гр}}$ – удельный объем или удельная площадь груза (число кубических или квадратных метров, занимаемых 1 т груза данного вида в кузове вагона), $\text{м}^3/\text{т}$ или $\text{м}^2/\text{т}$;

ϕ – коэффициент использования геометрического объема кузова (отношение объема, заполненного грузом, к объему кузова),
 $\phi = V_{\text{п}}/V$,

$V_{\text{п}}$ – погрузочный объем, м^3 ;

γ – объемная масса груза, $\text{т}/\text{м}^3$;

H – высота погрузки, м .

В специализированных вагонах, перевозящих один вид груза, достигается полное использование V и P вагона, так как в этом случае $V_y^{\text{опт}} = V_{\text{гр}}$.

Для универсальных вагонов, перевозящих грузы большой номенклатуры с различными ϕ и γ , трудно добиться полного использования V и P по всем грузам. Поэтому для универсальных вагонов оптимальные значения $V_y^{\text{опт}}$ и $F_y^{\text{опт}}$ определяют для всего грузооборота по критерию достижения минимального значения затрат железнодорожного транспорта и его клиентов. Этот минимум будет обеспечивать максимальную эффективность применения вагонов для клиентов железных дорог.

Рекомендуемые значения $V_y^{\text{опт}}$ и $F_y^{\text{опт}}$ для основных типов грузовых вагонов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Значения V_y^{opt} для основных типов грузовых вагонов

Тип грузового вагона	Оптимальный удельный объем V_y^{opt} , м ³ /т
Универсальная платформа	(0,8–0,9)*
Универсальный полувагон	1,12
Крытый универсальный вагон	2,45
Цистерна для светлых нефтепродуктов	1,08
* Оптимальная удельная площадь пола F_y^{opt} , м ² /т	

3.4 Масса тары. Коэффициенты тары. Пути снижения массы вагонов

Масса тары вагона T – это собственная масса порожнего вагона. Конструкция вагона должна иметь минимальную массу и необходимую прочность. Поэтому снижение массы тары – важнейшая задача вагоностроения. Ее решение позволяет снизить эксплуатационные затраты, связанные с передвижением тары вагонов, снизить расход материалов на изготовление вагонов и повысить грузоподъемность вагона в пределах допускаемой осевой нагрузки.

Коэффициенты тары. Эффективность снижения массы грузового вагона оценивается коэффициентами тары:

– *техническим* –

$$k_T = \frac{T}{P}; \quad (3.5)$$

– *погрузочным* –

$$k_{\Pi} = \frac{T}{P\lambda}; \quad (3.6)$$

– *эксплуатационным* –

$$k_3 = \frac{T(1 + \alpha_{пор})}{P_{дин}}, \quad (3.7)$$

где T – собственная масса вагона;

P – грузоподъемность вагона;

λ – коэффициент использования грузоподъемности вагона, $\lambda = P_{ст}/P$;

$\alpha_{пор}$ – коэффициент порожнего пробега (определяемый как отношение порожнего пробега вагонов данного типа к груженому пробегу);

$P_{\text{дин}}$ – средняя динамическая нагрузка груженого вагона,

$$P_{\text{дин}} = \frac{\sum a_i l_i}{\sum \frac{a_i l_i}{P_{\text{ст}i}}},$$

a_i – доля i -го груза, перевозимого в данном типе вагона;

$P_{\text{ст}i}$ – статическая нагрузка на вагон при перевозке i -го груза;

l_i – дальность перевозки i -го груза.

Первый коэффициент – технический коэффициент тары – характеризует материалоемкость конструкции вагона, второй коэффициент учитывает дополнительно фактическое использование грузоподъемности вагона, третий показывает фактическое использование грузоподъемности вагона и степень универсальности вагона.

В наибольшей степени эффективность вагона характеризует коэффициент k_3 , в наименьшей – k_T . При проектировании и эксплуатации вагонов следует стремиться к тому, чтобы все три коэффициента тары имели минимальное значение и по возможности мало различались.

Если обеспечивается полное использование грузоподъемности вагона ($\lambda = 1$) и ликвидация порожних пробегов ($\alpha = 0$), то $k_T = k_n = k_3$. Для универсальных вагонов добиться этого не удастся и поэтому $k_3 > k_n > k_T$.

При проектировании вагонов для оценки качества конструкции используют технический коэффициент тары, поскольку точное определение коэффициента k_3 на этапе проектирования достаточно затруднительно.

Технический или конструктивный коэффициент тары k_T характеризует качество конструкции и показывает, какая доля собственной массы вагона, приходится на каждую тонну перевозимого в нем груза, а следовательно, меньше затраты на перевозку самого вагона и вагон экономически выгоднее. Поэтому при проектировании новых вагонов необходимо стремиться к снижению.

Как следует из формулы (3.5), уменьшение технического коэффициента тары достигается путем снижения массы тары вагона и увеличения его грузоподъемности.

Для пассажирских вагонов коэффициент тары определяется как отношение массы тары к населенности вагона.

Значения k_T для современных конструкций грузовых вагонов приведены в таблице 3.2.

Пути снижения массы вагонов. Основные пути снижения массы тары вагонов следующие.

1 Уменьшение динамических сил, действующих на вагон и его части за счет увеличения статического прогиба, снижения массы необрессоренных

частей, устранения дефектов колесных пар, снижения центра тяжести вагона, повышения эффективности поглощающих аппаратов и др.

Таблица 3.2 – Значения k_T для основных типов грузовых вагонов

Тип грузового вагона	Технический коэффициент тары k_T
4-осная универсальная платформа	0,30
4-осный универсальный полувагон	0,32–0,34
8-осный универсальный полувагон	0,34–0,35
4-осный крытый универсальный вагон	0,35–0,38
4-осная цистерна для светлых нефтепродуктов	0,38–0,40
8-осная цистерна для светлых нефтепродуктов	0,41
4-осный крытый вагон-хоппер для цемента	0,27
4-осный крытый вагон-хоппер для зерна	0,30
4-осная платформа для большегрузных контейнеров	0,36

2 Выбор целесообразных конструктивных форм вагонов и их элементов (применение цельнонесущих кузовов, рационализация сечений и профилей и др.).

3 Применение более прогрессивных материалов для элементов вагонов: низколегированных сталей, сталей повышенной прочности и коррозионной стойкости, высокопрочных алюминиевых сплавов и пластмасс.

4 Совершенствование технологии изготовления и ремонта вагонов (улучшение качества поверхности, поверхностное упрочнение деталей, повышение качества литья, проката и сварки, защита металлических частей от коррозии и т. д.).

5 Совершенствование методов расчета и испытаний вагонов.

Примечания

Необрессоренные части тележки – составные части несущей конструкции тележки, не имеющие опоры на рессорное подвешивание, а также колесные пары (ГОСТ 33211–2014).

Обрессоренные части вагона (тележки) – составные части несущей конструкции вагона (тележки), расположенные выше рессорного подвешивания (ГОСТ 33211–2014).

В целом масса вагона зависит от величин эксплуатационных нагрузок, характеристик применяемого материала, достигнутого уровня технологичности, совершенства расчетных методов и конструктивной схемы вагона.

Определение массы вагона. Массу вагона можно определить по массе узлов, входящих в конструкцию, или по одной из следующих формул

$$T = m_{\text{бр}} - P = \frac{m_o P_o}{g} - P ; \quad (3.8)$$

$$T = k_r P ; \quad (3.9)$$

$$T = T_v + T_{\text{п}} = T_v^{\text{баз}} \frac{V}{V_{\text{баз}}} + T_{\text{п}} ; \quad (3.10)$$

$$T = m_{\text{yh}} + T_y 2L_p , \quad (3.11)$$

где $m_{\text{бр}}$ – масса вагона брутто (груженого вагона);

m_o – осьность;

p_o – осевая нагрузка;

T_v , $T_v^{\text{баз}}$ – масса частей вагона, изменяющаяся пропорциональна увеличению объема кузова V , соответственно для проектируемого вагона и вагона базовой модели;

$T_{\text{п}}$ – масса неизменяемой части вагона (ходовые части и автосцепное устройство);

V , $V^{\text{баз}}$ – соответственно объем кузова проектируемого вагона и вагона базовой модели;

m_{yh} – масса унифицированных типовых узлов вагона (тележки, автосцепное устройство и тормозное оборудование);

T_y – погонная масса тары – масса тары вагона-прототипа, отнесенная к его длине $2L_p$.

Для использования формулы (3.10) масса вагона должна быть расчленена на две части: T_v и $T_{\text{п}}$. Первая из них пропорциональна увеличению V , а вторая остается неизменной.

3.5 Грузоподъемность, осевая и погонная нагрузки

Грузоподъемность. Грузоподъемность определяет производительность вагона и поэтому является важнейшим параметром не только вагона, но и железнодорожного транспорта в целом. Поэтому стремятся создавать вагоны с максимально возможной грузоподъемностью.

Грузоподъемность вагона можно определить по одной из следующих формул:

– исходя из возможностей габарита подвижного состава

$$P = \frac{V}{V_y^{\text{опт}}} ; \quad (3.12)$$

– допускаемой осевой нагрузки

$$P \leq \frac{m_o p_o}{k_T + g}; \quad (3.13)$$

– допустимой погонной нагрузки

$$P \leq \frac{2L_{об} q_{п}}{k_T + g}, \quad (3.14)$$

где V – возможный внутренний объем кузова по габариту подвижного состава, м³;

V_y^{opt} – оптимальный удельный объем кузова, м³/т;

m_o – осьность вагона;

p_o – заданная осевая нагрузка, кН;

k_T – технический коэффициент тары;

$2L_{об}$ – общая длина вагона, м;

$q_{п}$ – заданная погонная нагрузка, кН/м;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Как правило, заданием на проектирование установлена величина осевой нагрузки p_o .

Из формул (3.12)–(3.14) следует, что грузоподъемность может быть повышена за счет увеличения осьности m_o , осевой p_o и погонной $q_{п}$ нагрузок, внутреннего объема кузова V , общей длины вагона $2L_{об}$ и снижения технического коэффициента тары k_T (снижения металлоемкости вагона).

Поэтому для создания вагонов с максимально возможной грузоподъемностью увеличивают их габаритные размеры, повышают осевую и погонную нагрузки. Для существенного повышения грузоподъемности увеличивают число осей в вагоне. Четырехосные грузовые вагоны строятся грузоподъемностью 68–75 т, а восьмиосные – 120–132 т.

При определении грузоподъемности вагона по формулам (3.13) и (3.14) величиной k_T необходимо задаваться. При этом следует ориентироваться на наиболее совершенные существующие конструкции вагонов данного типа, учитывая по возможности изменения, которые предполагается внести в проектируемую конструкцию.

Эффективность спроектированной конструкции грузового вагона может быть оценена с помощью коэффициента грузоподъемности

$$k_p = \frac{P}{T}. \quad (3.15)$$

Осевая и погонная нагрузки. Расчетная статическая осевая нагрузка p_o – нагрузка от колесной пары на рельсы,

$$p_o = \frac{m_{бр}g}{m_o} \leq [p_o], \quad (3.16)$$

где $m_{бр}$ – масса вагона брутто (масса груженого вагона), т;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

m_o – оснсть вагона.

Допускаемое значение статической осевой нагрузки $[p_o]$ – значение максимальной расчетной статической осевой нагрузки – определяется конструкцией и прочностью верхнего строения пути и скоростью движения поездов. В настоящее время для вагонов общесетевого назначения она ограничена величиной 230 кН (23,5 тс) для грузовых вагонов и 177 кН (18 тс) – для пассажирских. Для общесетевых грузовых вагонов нового поколения она не должна превышать 245 кН (25 тс), маршрутных грузовых с повышенной осевой нагрузкой – 294 кН (30 тс). Для скоростных грузовых и пассажирских вагонов максимальная расчетная осевая нагрузка должна составлять 196 кН (20 тс) и 167 кН (17 тс) соответственно. Эксплуатация вагонов с повышенной осевой нагрузкой предполагает необходимость увеличения мощности пути.

Значение максимальной расчетной статической осевой нагрузки $[p_o]$ определяет предельную массу груженого вагона.

Примечание – При эксплуатации грузовых вагонов допускается по согласованию с владельцем инфраструктуры повышение статической нагрузки от колесной пары на рельсы (ГОСТ 4835–2013).

Расчетная погонная нагрузка $q_{п}$ – нагрузка от вагона на 1 м пути,

$$q_{п} = \frac{m_{бр}g}{2L_{об}} \leq [q_{п}], \quad (3.17)$$

где $2L_{об}$ – общая длина вагона, измеренная по осям сцепления автосцепок, м.

Допускаемое значение погонной нагрузки $[q_{п}]$ определяется прочностью мостов и в настоящее время ограничено значением 103 кН/м (10,5 тс/м). Четырехосные грузовые вагоны реализуют погонную нагрузку 65–72 кН/м, восьмиосные – 80–85 кН/м. Увеличение погонной нагрузки – наиболее эффективный путь повышения грузоподъемности вагона.

Увеличение погонной нагрузки позволяет повысить массу поезда при неизменной длине станционных путей и сократить затраты на удлинение станционных путей.

3.6 Линейные размеры вагонов

Проектирование вагонов начинается с выбора их линейных размеров (длины, ширины, высоты и базы), которые относятся к основным параметрам грузовых и пассажирских вагонов. Различают внутренние и наружные линейные размеры (рисунок 3.1). Для определения внутренних размеров кузова вагона необходимо знать внутренний объем кузова (внутреннюю площадь платформы).

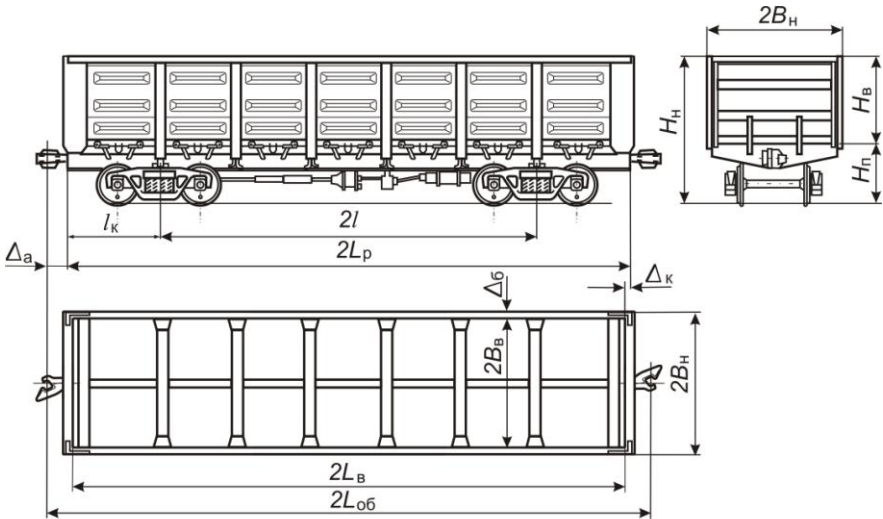


Рисунок 3.1 – Линейные размеры вагона

Обратите внимание.

Для удобства составления расчетных схем размеры по длине и ширине вагонов указываются с цифрой два, что отражает факт симметрии конструкции относительно вертикальной продольной и поперечной плоскостей соответственно.

Определение требуемого объема кузова (площади пола платформы). Рациональный внутренний объем кузова вагона и площадь пола платформы

$$V = V_y^{\text{опт}} P ; \quad (3.18)$$

$$F = F_y^{\text{опт}} P , \quad (3.19)$$

где $F_y^{\text{опт}}$ – оптимальная удельная площадь пола платформы, м²/т.

Зная объем кузова или площадь пола платформы, можно определить внутренние размеры вагона.

Обоснование линейных размеров. *Внутреннюю ширину* $2B_B$ и *высоту* H_B *кузова*, с целью обеспечения как можно большей погонной нагрузки, принимают максимальными в пределах заданного габарита подвижного состава. При этом для полувагона H_B – это расстояние от уровня пола до верхней точки боковой стены, для крытого вагона H_B является переменной величиной, принимая минимальное значение $H_B^{\min} = H_{CT}$ по боковой стене и максимальное H_B^{\max} – по осевому сечению (рисунок 3.2).

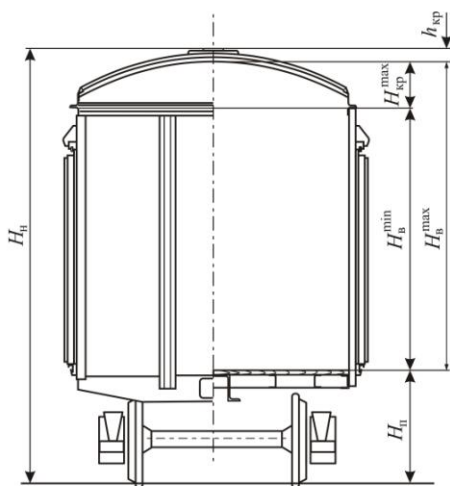


Рисунок 3.2 – К обоснованию размеров H_B и H_H

Внутренняя длина кузова $2L_B$ – расстояние между внутренними поверхностями торцовых стен кузова – для большинства конструкций вагонов может быть определена по формулам

$$2L_B = \frac{V}{2B_B H_B}; \quad (3.20)$$

$$2L_B = \frac{F}{2B_B}. \quad (3.21)$$

Взаимосвязь внутренних линейных размеров с наружными устанавливается соотношениями (3.22)–(3.25).

Наружная ширина кузова – расстояние между наиболее выступающими элементами боковых стен кузова –

$$2B_H = 2B_B + 2\Delta_6, \quad (3.22)$$

где Δ_6 – расстояние от внутренней поверхности боковой стены до наиболее выступающей части снаружи кузова (рисунок 3.3).

В крытых вагонах, например, величина Δ_6 включает толщину боковой стены и толщину боковой двери.

Наружная высота вагона – расстояние от уровня верха головок рельсов до наиболее выступающего по высоте элемента конструкции кузова (см. рисунок 3.2) –

$$H_{\text{н}} = H_{\text{п}} + H_{\text{ст}} + H_{\text{кр}} + \Delta_{\text{кр}} = H_{\text{п}} + H_{\text{в}}^{\text{max}} + \Delta_{\text{кр}}, \quad (3.23)$$

где $H_{\text{п}}$ – расстояние от уровня верха головки рельсов до уровня пола вагона;
 $H_{\text{ст}}$ – расстояние от уровня пола вагона до верхней точки боковой стены кузова;
 $H_{\text{кр}}$ – внутренняя высота крыши (при ее наличии) по осевому сечению;
 $\Delta_{\text{кр}}$ – расстояние от внутренней поверхности крыши до наиболее выступающей ее части снаружи по осевому сечению;
 $H_{\text{в}}^{\text{max}}$ – максимальная внутренняя высота кузова.

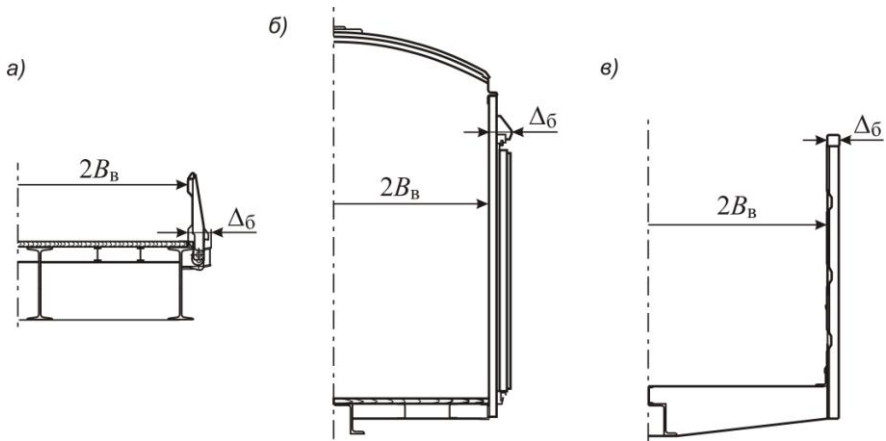


Рисунок 3.3 – К обоснованию размеров $\Delta_{\text{б}}$ и $2B_{\text{в}}$:
 а – платформа; б – крытый вагон; в – полувагон

Наружная длина кузова

$$2L_{\text{н}} = 2L_{\text{в}} + 2\Delta_{\text{т}}, \quad (3.24)$$

где $\Delta_{\text{т}}$ – расстояние от внутренней поверхности торцевой стены до наиболее выступающей ее части снаружи кузова (рисунок 3.4).

Длина рамы вагона – расстояние между торцами концевых балок рамы –

$$2L_{\text{р}} = 2L_{\text{в}} \pm 2\Delta_{\text{к}}, \quad (3.25)$$

где $\Delta_{\text{к}}$ – расстояние от внутренней поверхности торцевой стены до торца концевой балки рамы вагона (см. рисунок 3.4).

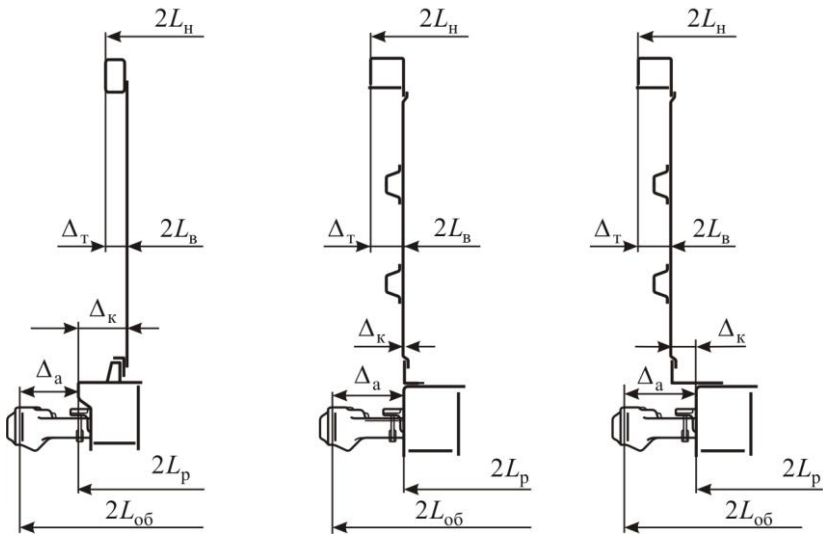


Рисунок 3.4 – К обоснованию размеров $2L_B$, $2L_H$, и $2L_P$

Обратите внимание

В зависимости от варианта конструктивного исполнения концевой части кузова $2L_B$ может быть меньше или больше $2L_P$ (см. рисунок 3.4). Поэтому в формуле (3.25) знак плюс принимается в случае, когда $2L_B < 2L_P$.

База вагона – расстояние между центрами пятников кузова вагона –

$$2l = \frac{2L_P}{1,41}, \quad (3.26)$$

где 1,41 – коэффициент, обеспечивающий одинаковые смещения середины и концов расчетного двухосного вагона внутрь и наружу кривой соответственно.

В практических расчетах для определения базы вагона удобнее использовать формулу

$$2l = 2L_P \frac{2l_{\text{баз}}}{2L_P^{\text{баз}}}, \quad (3.27)$$

где $2l_{\text{баз}}$, $2L_P^{\text{баз}}$ – соответственно база и длина рамы вагона базовой модели.

Длина консоли – расстояние от центра пятника до торца концевой балки –

$$l_k = \frac{2L_P - 2l}{2}. \quad (3.28)$$

Для четырехосных грузовых вагонов рекомендуемая наименьшая длина консоли $l_k = 1,85$ м [26]. При такой длине сохраняется возможность доступа к элементам автосцепного устройства, расположенным внутри хребтовой балки. Следует отметить, что у вагонов-хопперов и у рам цистерн длина консоли $l_k = 1,5$ м.

Для случая, когда длина консоли l_k выбрана, база

$$2l = 2L_p - 2l_k. \quad (3.29)$$

Общая длина вагона – расстояние между осями сцепленных автосцепок –

$$2L_{об} = 2L_p + 2\Delta_a, \quad (3.30)$$

где Δ_a – вылет автосцепки – расстояние от торца концевой балки до оси сцепления автосцепки (см. рисунок 3.4).

Вылет автосцепки Δ_a должен обеспечивать исключение касания торцевых элементов кузова или длинномерных грузов при прохождении кривых участков пути, а также возможность безопасной работы осмотрщиков и составителей поездов.

Линейные размеры, рассчитанные по указанным формулам, уточняются затем путем вписывания вагона в габарит.

3.7 Последовательность выбора основных параметров вагонов

Выбор параметров грузового вагона необходимо начинать с решения вопроса о числе осей m_o и допускаемой величиной осевой нагрузки p_o проектируемого вагона. Необходимо задаться также величиной технического коэффициента тары k_t , габаритом подвижного состава и максимальной скоростью движения. Все эти величины обычно устанавливаются заданием на проектирование.

Тогда грузоподъемность P и массу тары вагона T можно определить, используя формулы (3.13) и (3.9). В процессе проектирования фактические значения T и P уточняются и в расчеты вносят необходимые изменения.

Рациональный объем кузова и рациональная площадь пола платформы вычисляются по формулам, приведенным в подразд. 3.6.

Окончательно внутренние и наружные линейные размеры вагона устанавливаются исходя из рационального использования поперечного очертания заданного габарита подвижного состава (см. разд. 2).

Выбор параметров пассажирского вагона целесообразно начинать с предварительного выбора его длины, которую затем уточняют после разработки варианта внутренней планировки кузова. Размеры элементов планировки (спальные и сидячие места, проходы, дверные проемы и др.) строго регламентированы.

Ширину вагона устанавливают окончательно из расчета вписывания его в заданный габарит (см. разд. 2). Затем принимают высоту кузова исходя из рационального использования габарита.

По выбранной планировке определяют населенность вагона, а по населенности и средней массе одного пассажира с багажом – массу пассажиров с багажом. Массу тары и экипировки вагона ориентировочно принимают по аналогии с однотипными конструкциями, учитывая намечаемые изменения.

По массе вагона брутто, включающей массу тары с экипировкой и массу пассажиров с багажом, вычисляют нагрузки на колесную пару и на один метр длины вагона. Они не должны превышать допускаемых значений. Определяют также массу тары, приходящуюся на одно пассажирское место и на метр длины вагона.

4 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВАГОНОВ

4.1 Основные термины и определения

Коэффициент динамической добавки – отношение амплитуды вертикальной динамической силы (напряжения от действия вертикальной динамической силы), действующей при движении вагона по рельсовому пути, к силе тяжести (напряжения от действия силы тяжести) (ГОСТ 33211–2014).

Конструкционная скорость вагона – максимальная скорость движения вагона, указанная в конструкторской документации на него (ГОСТ 33211–2014).

Расчетный статический прогиб – статический прогиб упругих элементов рессорного подвешивания эквивалентный подвешиванию с линейной зависимостью силы от деформации (постоянной жесткостью) без учета сил трения (ГОСТ 9246–2013).

Максимальная расчетная статическая осевая нагрузка – максимальный вес вагона брутто, передаваемый на рельсы одной колесной парой (ГОСТ 33211–2014).

Максимальная расчетная масса вагона – масса вагона брутто при максимальной расчетной статической осевой нагрузке (ГОСТ 33211–2014).

Минимальная расчетная масса вагона – номинальная масса порожнего вагона, указанная в конструкторской документации (ГОСТ 33211–2014).

Продольное направление – направление в плоскости пути вдоль его оси (ГОСТ 33211–2014).

Боковое направление – перпендикулярное продольному направлению в плоскости пути (ГОСТ 33211–2014).

Вертикальное направление – направление, перпендикулярное к плоскости пути (ГОСТ 33211–2014).

Рамная сила – боковая сила, действующая от несущей конструкции тележки на колесную пару (ГОСТ 33211–2014).

Общее напряжение – механическое напряжение, вызываемое внешней нагрузкой в несущей конструкции с учетом ее основной геометрии (ГОСТ 33211–2014).

Несущая конструкция тележки – составные части тележки, которые воспринимают силы от действия на тележку кузова вагона, тормозной системы вагона и передают их на подшипники колесных пар (ГОСТ 33211–2014).

Расчетный статический прогиб – статический прогиб упругих элементов рессорного подвешивания эквивалентный подвешиванию с линейной зависимостью силы от деформации (постоянной жесткостью) без учета сил трения (ГОСТ 9246–2013).

Необрессоренные части тележки:

- грузового вагона – составные части несущей конструкции тележки, не имеющие опоры на рессорное подвешивание, а также колесные пары (ГОСТ 33211–2014);
- пассажирского вагона – составные части тележки, расположенные ниже рессорного подвешивания (ГОСТ 34093–2017).

Примечание – Для пассажирского вагона не несущие механические узлы не относятся к необрессоренным частям, но элементы их крепления считаются частью необрессоренных узлов (ГОСТ 34093–2017).

Обрессоренные части вагона (тележки):

- грузового вагона – составные части несущей конструкции вагона (тележки), расположенные выше рессорного подвешивания (ГОСТ 33211–2014);
- пассажирского вагона – составные части несущей конструкции вагонной тележки, расположенные выше рессорного подвешивания или между ступенями рессорного подвешивания и кузова (ГОСТ 34093–2017).

Примечание – Для пассажирского вагона не несущие механические узлы не относятся к обрессоренным частям, но элементы их крепления считаются частью обрессоренных частей (ГОСТ 34093–2017).

Брутто вагона – собственная масса вагона, включая полезную нагрузку (ГОСТ 34093–2017).

Примечание – Для пассажирского вагона полезная нагрузка включает в себя массу пассажиров с багажом, которая определяется населенностью вагона и условной массой одного пассажира.

Кузов вагона (пассажирского) – все несущие элементы, расположенные выше ходовой части, включая все компоненты, которые закреплены на этих элементах и непосредственно участвуют в обеспечении жесткости и устойчивости кузова (ГОСТ 34093–2017).

Примечание – Механические узлы оборудования и другие монтируемые узлы не рассматриваются как часть кузова вагона, но элементы крепления считаются частью кузова вагона.

4.2 Общие сведения

Вновь строящиеся вагоны магистральных железных дорог должны удовлетворять требованиям к прочности и динамическим качествам, которые установлены соответствующими межгосударственными стандартами: ГОСТ 33211–2014 – для грузовых вагонов и ГОСТ 34093–2017 – для пассажирских вагонов.

Указанные стандарты введены взамен документа «Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)». Учитывая, что последние действующие Нормы достаточно большой период времени не пересматривались, они стали препятствием для создания

нового инновационного подвижного состава с улучшенными характеристиками.

Введенные стандарты учитывают современные подходы к расчетам и испытаниям вагонов и не препятствуют созданию новых инновационных конструкций грузовых и пассажирских вагонов. Применяются при разработке и постановке на производство вновь проектируемых вагонов, а также при модернизации вагонов эксплуатационного парка.

4.3 Силы, действующие на вагон. Расчетные режимы

Силы, действующие на вагон. В процессе эксплуатации на вагон и его элементы действуют статические (постоянные) и динамические (переменные) силы.

Вагон в состоянии покоя подвергается воздействию только статических сил, а в процессе движения дополнительно и динамических.

К статическим силам относятся собственная сила тяжести конструкции вагона; сила тяжести груза; гидростатические и распорные усилия, передающиеся на стенки кузова; остаточные внутренние усилия, обусловленные технологией изготовления, ремонта и обслуживания.

К динамическим силам относятся силы взаимодействия между вагонами, между вагоном и локомотивом, между кузовом вагона и грузом; силы, возникающие при движении вагона по кривым и стрелочным переводам; аэродинамические силы; силы инерции, возникающие при торможении, трогании с места, колебаниях вагона на рессорах и др.

Все перечисленные выше силы приводятся к следующим четырем основным группам в зависимости от направления их действия: *продольные, вертикальные, боковые и самоуравновешенные.*

Расчетные режимы. Для оценки прочности грузовых вагонов стандарт (ГОСТ 33211–2014) устанавливает расчетный режим *I*, по которому рассматривается относительно редкое сочетание экстремальных сил.

Основное требование при расчете на прочность по режиму *I* – не допустить появления остаточных деформаций (повреждений) в узле или детали вагона.

Для удобства выполнения расчетов кузовов грузовых вагонов стандартом предусмотрено 4 разновидности режима *I*: режимы *Ia*, *Iб*, *Iв* и *Iг*, для тележек – три разновидности: *Ia*, *Iб* и *Iв*.

В эксплуатации расчетному режиму *Ia* («удар») соответствует сочетание сил, действующих на вагон при соударении при роспуске с сортировочной горки, осаживании вагонов; режиму *Iб* («рывок») – при трогании состава; режимам *Iв* («сжатие») и *Iг* («растяжение») – при

торможении и разгоне состава, движущегося в кривом участке пути. Режим I_2 используется также для определения устойчивости сжатых составных частей несущей конструкции кузова вагона.

Для оценки прочности кузовов пассажирских вагонов стандартом (ГОСТ 34093–2017) предусматриваются три расчетных режима: два основных (I и III) и один дополнительный (II). Необходимость реализации режима II устанавливается техническим заданием на проектирование.

В эксплуатации расчетному режиму I соответствует трогание с места, экстренное торможение и соударение; режиму II – движение при включении вагона в состав грузового поезда; режиму III – движение с конструкционной скоростью и с применением служебных торможений, т. е. нормальная работа вагона в движущемся поезде.

Характер действия продольных сил для режима I – повторно-ударный (120–150 раз за срок службы), режима II – повторно-статический, режима III – повторно-ударный и вибрационный (до 300000 раз за срок службы).

Основное требование при расчете по III режиму – не допустить усталостного разрушения узла или детали вагона.

4.4 Продольные расчетные силы

К основным расчетным продольным силам относятся сжимающие и растягивающие силы взаимодействия между вагонами и между вагонами и локомотивом, а также силы инерции составных частей вагона.

Примечание – *Составная часть вагона* – деталь, сборочная единица, комплекс или их комплект, входящие в конструкцию вагона и обеспечивающие его безопасную эксплуатацию, безопасность обслуживающего персонала и (или) пассажиров [33].

Продольные сжимающие и растягивающие силы взаимодействия между вагонами и между вагоном и локомотивом возникают при различных режимах движения поезда (трогание с места, изменение скорости движения, торможение) и маневровых работах. Указанные силы применяют при оценке прочности кузовов вагонов.

Продольные силы приводятся к двум видам: квазистатическим типа «сжатие-растяжение» и динамическим силам типа «удар-рывок». Они прикладываются к опорным поверхностям передних (при растяжении и рывке) или задних (при сжатии и ударе) упоров на уровне оси автосцепного устройства вагона. При этом должен учитываться конструктивный эксцентриситет продольной оси автосцепки относительно центра тяжести сечения хребтовой балки.

При выполнении прочностных расчетов используются следующие схемы приложения продольных сил N к кузову вагона:

1) продольные квазистатические силы растяжения или сжатия приложены к упорам автосцепки обоих концов вагона (рисунок 4.1, а);

2) продольные динамические силы удара или рывка приложены к упорам автосцепки одного конца вагона на прямом участке пути и уравновешены продольными силами инерции масс вагона (кузова, тележки, автосцепных устройств и груза) (рисунок 4.1, б).

Для грузовых вагонов стандарт (ГОСТ 33211–2014) устанавливает следующие значения продольных сил – квазистатических $N_{ст}$ (при сжатии и растяжении) и динамических $N_{д}$ (при ударе и рывке):

$$N_{д} = -3,5 \text{ МН} \text{ – для режима } Ia; \quad N_{д} = +2,5 \text{ МН} \text{ – для режима } Ib;$$

$$N_{ст} = -2,5 \text{ МН} \text{ – для режима } Ib; \quad N_{ст} = +2,0 \text{ МН} \text{ – для режима } Iг.$$

Знак «+» для усилий растяжения и рывка, знак «-» – для усилий сжатия и удара.

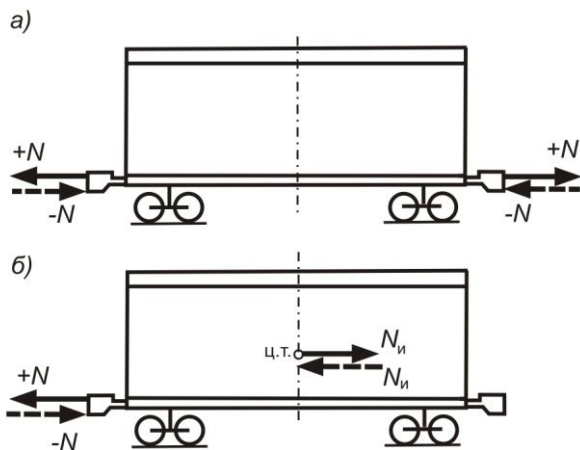


Рисунок 4.1 – Схема приложения продольных сил, действующих на вагон:
а – к упорам автосцепки обоих концов вагона; б – к упорам автосцепки одного конца вагона

При этом под *квазистатическими силами* (далее – статическими) понимают силы, которые при выполнении практических расчетов условно принимают действующими статически.

Рассмотрим основные схемы приложения продольных сил для расчетных режимов грузовых вагонов.

Расчетные режимы Ia и Ib (односторонний удар и рывок). Силы $N_{д} = -3,5$ МН и $N_{д} = +2,5$ МН приложены к опорной поверхности соответственно заднего и переднего упора автосцепного устройства с одной стороны вагона и уравновешены продольными силами инерции $N_{и}$ масс кузова вагона, тележек, автосцепного устройства и груза (рисунок 4.2, а, б);

Для вагонов с осевой нагрузкой не более 245 кН, не подлежащих роспуску с сортировочных горок или оборудованных поглощающими аппаратами класса T2 и T3, принимают значение продольной силы $N_{д} = 2,5$ МН, если иное не предусмотрено конструкторской документацией.

Расчетные режимы Iv и Iv (сжатие и растяжение). Силы $N_{ст} = -2,5$ МН и $N_{ст} = +2,0$ МН приложены к опорным поверхностям соответственно задних и передних упоров автосцепного устройства с двух сторон вагона (рисунок 4.3, а, б).

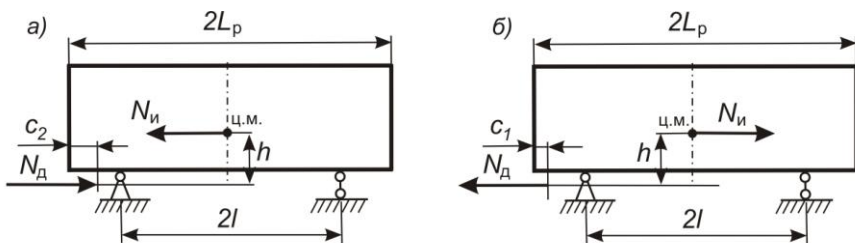


Рисунок 4.2 – Схема приложения продольных сил, действующих на вагон, в случае одностороннего удара (а) и рывка (б)

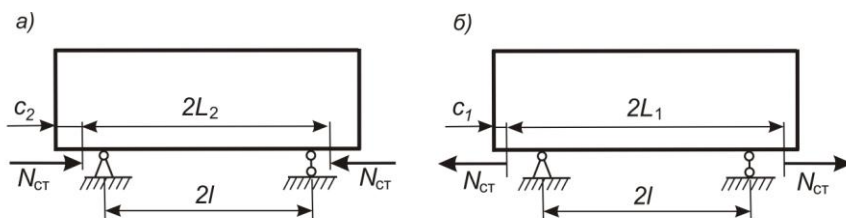


Рисунок 4.3 – Схема приложения продольных сил, действующих на вагон:
а – при сжатии; б – при растяжении

Обозначения на рисунках 4.2 и 4.3: $2L_p$ – длина рамы; $2L_1$, $2L_2$ – расстояние между опорными поверхностями соответственно передних и задних

упоров автосцепного устройства; c_1 , c_2 – расстояние от торца концевой балки рамы вагона до опорной поверхности соответственно передних и задних упоров автосцепного устройства; $2l$ – база вагона; h – высота центра масс кузова вагона.

Для пассажирских вагонов значения продольных сил принимают в соответствии ГОСТ 34093–2017:

$N_I = -2,5$ МН – для режима *I*; $N_{II} = +1,5$ МН – для режима *II*;

$N_{III} = \pm 1,0$ МН – для режима *III*.

Вагоны магистральных железных дорог рассчитывают на восприятие указанных нормативных сил, которые получены в эксплуатации на основе обработки статистических данных. Превышение этих максимальных сил может приводить к появлению деформаций и разрушений элементов вагонов. Наиболее часто это наблюдается при роспуске вагонов с сортировочной горки, когда превышает скорость соударения.

Продольные силы инерции составных частей вагона или груза возникают при динамическом действии указанных выше продольных сжимающих и растягивающих сил взаимодействия между вагонами и между вагоном и локомотивом. Эти силы в общем случае определяются по формуле

$$N_{и} = N_{д} \frac{m}{m_{в}} , \quad (4.1)$$

где $N_{д}$ – внешняя продольная динамическая сила удара или рывка, приложенная к вагону, Н;

m – масса составной части вагона или груза, для которой определяется продольная сила инерции, кг;

$m_{в}$ – максимальная расчетная масса вагона, кг.

При оценке прочности кузова грузового вагона сила $N_{д}$ – это сила удара или рывка, соответствующая режимам *Ia* или *Iб*, при оценке прочности тележки – сила удара, соответствующая режиму *Ia*.

Продольную силу инерции прикладывают к центру массы соответствующей составной части вагона (см. рисунок 4.2). Допускается учитывать продольную силу инерции массы составной части вагона приложением распределенного по ее объему ускорения.

При оценке прочности кузова продольная сила инерции рассматривается как сила, уравнивающая продольные сжимающие и растягивающие силы взаимодействия между вагонами; при расчете тележки продольная сила инерции относится к основным силам, действие которой учитывается при оценке ее прочности. Продольная сила инерции тележки приложена к

упорной поверхности подпятника и уравновешена продольными силами инерции масс составных частей, приложенными в их центре масс.

4.5 Вертикальные расчетные силы

К основным расчетным вертикальным силам относятся вертикальная статическая сила (собственная сила тяжести вагона и сила тяжести груза или пассажиров), вертикальная динамическая сила, вертикальная составляющая продольной силы инерции, вертикальная кососимметричная сила и вертикальная сила, обусловленная действием продольных сил.

Вертикальная статическая сила (сила тяжести). Сила тяжести, действующая на составную часть вагона, включает собственную силу тяжести и силу тяжести груза или пассажиров.

Примечания

1 При вычислении вертикальной статической нагрузки каждый элемент нагружают весом вышележащих частей, имеющих с ним вертикальную связь, а также собственным весом. Исключением является вес пружин, который следует распределить пополам между телами, соединяемыми этими пружинами (ГОСТ 34093–2017).

2 Действие на составную часть грузового вагона силы тяжести от масс опертых на нее частей (кузова, груза и т. п.) определяют исходя из максимальной расчетной статической осевой нагрузки при ускорении свободного падения $9,81 \text{ м/с}^2$ (ГОСТ 33211–2014).

Под собственной силой тяжести составной части вагона понимается суммарная сила тяжести частей вагона, нагружающих рассчитываемую составную часть, включая и силу тяжести самой составной части. Для пассажирских, изотермических вагонов и специальных грузовых вагонов (например, для перевозки скота) в собственную силу тяжести включают вес запаса воды, топлива и других предметов экипировки.

Собственная сила тяжести (вес) вагона

$$P_{\text{в}} = T g , \quad (4.2)$$

где T – масса тары вагона;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Силу тяжести груза и пассажиров с багажом относят к *полезной нагрузке*.

Сила тяжести груза и характер ее приложения для грузовых и изотермических вагонов определяются техническим заданием. В поверочных расчетах элементов вагона, производимых в эксплуатации (при установлении, например, причины транспортных происшествий), учитывается

фактическая сила тяжести груза и неравномерное ее распределение по площади пола.

Сила тяжести груза рассчитывается по формуле

$$P_{\text{пол}} = P_{\Gamma} = m_{\Gamma} g, \quad (4.3)$$

где m_{Γ} – масса груза в вагоне.

Сила тяжести пассажиров с багажом определяется по расчетной населенности вагона, т. е.

$$P_{\text{пол}} = P_{\text{пас}} = n m_{\text{пас}} g, \quad (4.4)$$

где n – максимальная расчетная населенность вагона;

$m_{\text{пас}}$ – средняя масса одного пассажира с багажом: для пассажирских вагонов дальнего следования принимается $m_{\text{пас}} = 100$ кг.

Максимальная расчетная населенность пассажирского вагона дальнего следования определяется по наибольшему числу мест, предусмотренных при эксплуатации вагона. Максимальная расчетная населенность вагонов *межобластного сообщения* устанавливается по проектному числу мест для сидения и плотности стоящих пассажиров из расчета 7 человек (со средним весом 70 кг) на 1 м² свободной площади пола, включая тамбуры и проходы (площадь, занятая ногами сидящих пассажиров шириной 200 мм у края дивана не учитывается). Максимальная населенность *второго этажа двухэтажного вагона* устанавливается из расчета 4 стоящих пассажира на 1 м² свободной площади пола.

Сумма собственной силы тяжести вагона и силы тяжести груза или пассажиров с багажом составляет силу тяжести вагона брутто (вес вагона брутто), т. е.

$$P_{\text{бр}} = P_{\text{в}} + P_{\text{пол}}, \quad (4.5)$$

которая приложена к центру массы вагона.

Для грузовых вагонов вес вагона брутто определяют по максимальной расчетной статической осевой нагрузке p_0 и осности m_0 вагона

$$P_{\text{бр}} = m_0 p_0. \quad (4.6)$$

Вертикальная статическая сила от веса вагона брутто, действующая на рассматриваемую составную часть,

$$P_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{бр}} - P_{\text{ч}}}{n}, \quad (4.7)$$

где $P_{\text{ч}}$ – вес частей вагона, через которые передается нагрузка от рассчитываемых составных частей на рельсы;

n – число параллельно нагруженных рассчитываемых составных частей вагона.

Например, вертикальная статическая сила (сила тяжести), действующая на составные части четырехосного грузового вагона:

– на кузов – $P_{ст}^к = P_{бр} - 2P_T$;

– на тележку – $P_{ст}^т = P_{бр}/2$;

– на надрессорную балку тележки – $P_{ст}^{нб} = \frac{P_{бр} - 2(P_T - P_{нб})}{2}$;

– на боковую раму тележки – $P_{ст}^р = \frac{P_{бр} - 2(4P_{бу} + 2P_{кп})}{4}$;

– на буксовый узел – $P_{ст}^{бу} = \frac{P_{бр} - 4P_{кп}}{8}$;

– на колесную пару – $P_{ст}^{кп} = P_{бр}/4$,

где P_T – вес (сила тяжести) тележки;

$P_{нб}, P_{бу}, P_{кп}$ – соответственно вес надрессорной балки, буксового узла и колесной пары.

При этом вес любой составной части вагона определяется по формуле

$$P_{сч} = m_{сч} g ,$$

где $m_{сч}$ – масса составной части вагона.

Схема нагружения кузова вагона вертикальными силами от собственной массы и полезной нагрузки приведена на рисунке 4.4.

Нагружение условно показано в виде равномерно распределенной нагрузки по длине с интенсивностью q , которая уравновешена реакциями в опорных узлах R .

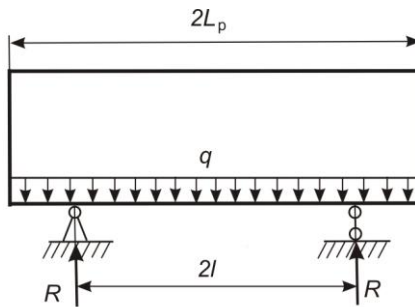


Рисунок 4.4 – Схема приложения вертикальных сил

Вертикальная динамическая сила P_d возникает при колебаниях вагона на рессорах и взаимодействии вагонов при движении поезда и маневровой работе. Эта сила приложена в центре массы составной части вагона.

Она принимается действующей статически и используется для расчета прочности кузова пассажирского вагона и оценки сопротивления усталости несущей конструкции кузова или тележки грузового вагона.

Вертикальная динамическая сила, действующая на составную часть вагона, определяется по формуле

$$P_d = P_{ст} K_d, \quad (4.8)$$

где K_d – коэффициент вертикальной динамики – при расчете пассажирских вагонов или коэффициент динамической добавки – при расчете грузовых вагонов.

Примечание – *Коэффициент динамической добавки* – отношение амплитуды вертикальной динамической силы (напряжения от действия вертикальной динамической силы), действующей при движении вагона по рельсовому пути, к силе тяжести (напряжения от действия силы тяжести) (ГОСТ 33211–2014).

Коэффициент вертикальной динамики при расчете пассажирского вагона рассчитывается по следующей эмпирической формуле

$$K_d = 2,113 \bar{K}_d, \quad (4.9)$$

где \bar{K}_d – математическое ожидание коэффициента вертикальной динамики:

– для конструкционной скорости $v \leq 15$ м/с (≤ 55 км/ч)

$$\bar{K}_d = a \frac{v}{15}; \quad (4.10)$$

– для конструкционной скорости $v > 15$ м/с (> 55 км/ч)

$$\bar{K}_d = a + B b \frac{v - 15}{f_{ст}}; \quad (4.11)$$

a – коэффициент, принимаемый равным 0,05 – для элементов кузова; 0,10 – для обрессоренных частей тележки; 0,15 – для необрессоренных частей тележки;

B – коэффициент, принимаемый равным $B = 3,6 \cdot 10^{-4}$ м/(м/с);

v – конструкционная скорость вагона, м/с;

b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей n_T в тележке или группе тележек под одним концом вагона, $b = \left(\frac{1}{2} + n_T \right) \sqrt{2} n_T$;

$f_{ст}$ – статический прогиб рессорного подвешивания, м.

Коэффициент динамической добавки при расчете грузового вагона вычисляется по формуле

$$K_d = 2,113 \frac{\bar{K}_d}{\beta} \gamma, \quad (4.12)$$

где \bar{K}_d – среднее вероятное значение коэффициента динамической добавки:

– для конструкционной скорости $v \leq 15$ м/с (≤ 55 км/ч)

$$\bar{K}_d = a \frac{\bar{v}}{15}; \quad (4.13)$$

– для конструкционной скорости $v > 15$ м/с (> 55 км/ч)

$$\bar{K}_d = a + Bb \frac{\bar{v} - 15}{f_1 - 0,5f_2}, \quad (4.14)$$

β – параметр распределения, устанавливаемый по экспериментальным данным: для грузовых вагонов $\beta = 1,13$;

γ – коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы в кривых участках пути: для рамы грузового вагона принимается $\gamma = 1,1$, для шкворневых стоек боковых стен и шкворневых балок $\gamma = 1,2$.

\bar{v} – средняя скорость интервала движения вагона, м/с, $\bar{v} = 33,75$ м/с [14];

f_1 – расчетный статический прогиб рессорного подвешивания вагона с максимальной расчетной массой, м, $f_1 = 0,06$ м;

f_2 – наибольший статический прогиб несущей конструкции вагона под действием силы тяжести груза, м, $f_2 = 0,0026$ м.

Примечания

1 *Конструкционная скорость вагона* – максимальная скорость движения вагона, указанная в конструкторской документации на него (ГОСТ 33211–2014).

2 *Расчетный статический прогиб* – статический прогиб упругих элементов рессорного подвешивания эквивалентный подвешиванию с линейной зависимостью силы от деформации (постоянной жесткостью) без учета сил трения (ГОСТ 9246–2013).

Вертикальная динамическая сила зависит от скорости движения, а также от конструкции и технического состояния вагона и верхнего строения пути.

Характер действия вертикальных статических и динамических нагрузок в зависимости от времени t показан на рисунке 4.5.

Как следует из рисунка 4.5, *результурующая вертикальная сила*, действующая на вагон,

$$P_{\text{сум}} = P_{\text{ст}} \pm P_d. \quad (4.15)$$

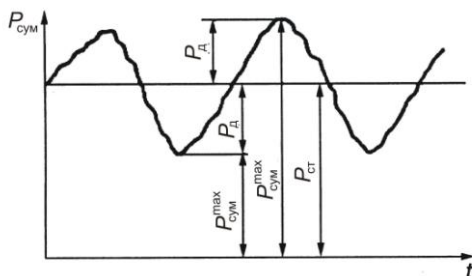


Рисунок 4.5 – Характер действия вертикальных статической $P_{ст}$ и динамической $P_{д}$ сил в зависимости от времени t

Сумма нагрузок $P_{сум}^{max}$ влияет на прочность элементов вагона, а разность $P_{сум}^{min}$ характеризует безопасность движения поездов, так как при этом происходит обезгруживание колесных пар.

Вертикальная составляющая силы инерции, действующая на составную часть вагона от опертых на нее частей, возникает от клевка вагона и вычисляется по формуле

$$P_{и} = N_{и} \frac{h}{2l}, \quad (4.16)$$

где $N_{и}$ – продольная сила инерции составной части вагона, определяемая по формуле (4.1);

h – высота центра масс составной части вагона или груза от уровня оси автосцепки, м;

$2l$ – база вагона, м.

Схема приложения сил $P_{и}$ показана на рисунке 4.6.

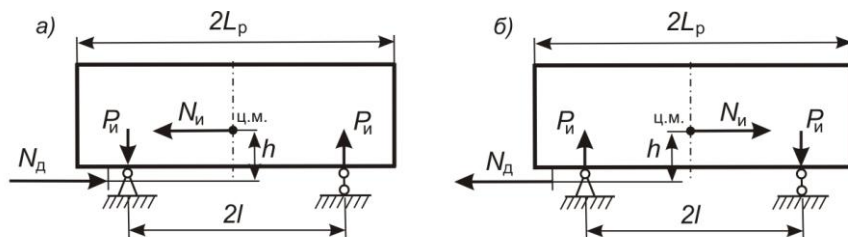


Рисунок 4.6 – Схема приложения сил $P_{и}$, действующих на вагон, в случае одностороннего удара (а) и рывка (б)

Силу $P_{и}$ суммируют с силой тяжести в опорах, расположенных со стороны действия сжимающей продольной динамической силы и со стороны противоположной действию растягивающей продольной динамической силы, и вычитают из силы тяжести с противоположной стороны.

Вертикальная составляющая продольной силы инерции, действующая на тележку, приложена к опорной поверхности подпятника тележки.

Вертикальная кососимметричная сила P_k учитывается при расчете кузова грузового вагона, если выполняется условие

$$z = 0,0032 \cdot 2l > 2\Delta, \quad (4.17)$$

где $2l$ – база вагона, м;

Δ – минимальное значение динамического прогиба бокового скользуна постоянного контакта при его применении или зазора при применении боковых скользунов зазорного типа, предусмотренное конструкторской документацией на тележку, м.

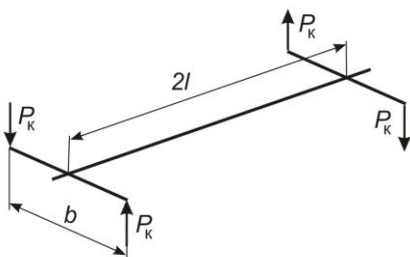


Рисунок 4.7 – Схема приложения кососимметричных сил

Действие вертикальных кососимметричных сил соответствует движению вагона по переходным кривым с отводом возвышения наружного рельса равным 3,2 мм/м при условии замыкания боковых скользунов, расположенных по диагонали.

Схема приложения кососимметричных сил показана на рисунке 4.7, где b – расстояние между осями скользунов кузова вагона.

Вертикальную кососимметричную силу прикладывают вверх к ответным поверхностям боковых скользунов на кузове вагона, расположенным по диагонали вагона, таким образом, чтобы соответствующее перемещение составило $0,5z - \Delta$ с каждой стороны вагона.

Вертикальная сила, обусловленная действием продольных сил. При нецентральной приложении продольных сил к автосцепкам двух соседних вагонов дополнительно учитывают действие вертикальной силы P_N , приложенной к соответствующим упорам автосцепного устройства. Она позволяет учесть разность высот осей сцепленных автосцепок соседних вагонов. Для определения этой силы используется упрощенная расчетная схема (рисунок 4.8).

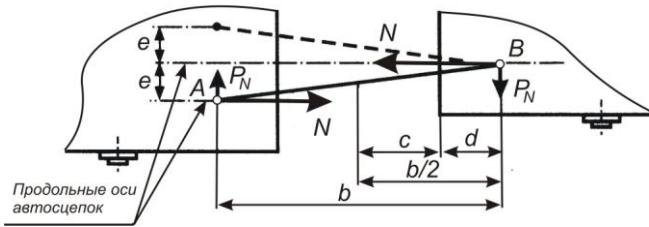


Рисунок 4.8 – Расчетная схема для определения вертикальной силы P_N :
 c – конструктивный вылет автосцепки; d – расстояние от торца концевой балки вагона до точки приложения силы P_N

Из условия равновесия моментов сил, действующих на корпус автосцепки, будем иметь

$$P_N = \pm N \frac{e}{b}, \quad (4.18)$$

где N – продольная сила, соответствующая рассматриваемому режиму (Ia , $Iб$, $Iв$ или $Iг$);

e – разность уровней осей автосцепок: при определении прочности расчетными методами принимают $e = 0,10$ м, если иное не предусмотрено эксплуатационной документацией вагона; при определении прочности методами испытаний допускается разность уровней осей автосцепок не более $0,05$ м;

b – расстояние между точками приложения сил P_N двух сцепленных автосцепок (длина жесткого стержня, образованного двумя сцепленными автосцепками по условным шарнирам A и B в точках опоры на вагоны), $b = 2a$; a – расчетная длина корпуса автосцепки: для корпуса автосцепки по ГОСТ 32885 принимают $a = 1,0$ м при действии сил внутрь вагона и $a = 0,9$ м при действии сил наружу вагона.

Знак «+» в формуле (4.18) обозначает действие силы вверх, знак «-» обозначает действие силы вниз.

Вертикальная сила P_N возникает за счет трения между поверхностями поглощающего аппарата и упоров автосцепного устройства.

4.6 Боковые расчетные силы

К основным расчетным боковым силам относятся боковая сила, действующая на вагон через автосцепные устройства (для грузовых вагонов); боковые силы от действия центробежной силы и силы давления ветра.

Боковая сила H_N , действующая на вагон через автосцепные устройства. Представляет собой поперечную составляющую квазистатической продольной силы $N_{ст}$, действующей на автосцепное устройство вагона. Возникает в кривых при движении поезда с малой скоростью и маневровой работе и определяется раздельно для сжимающих (рисунок 4.9, а) и растягивающих (рисунок 4.9, б) продольных сил по формулам:

– для режима $Iв$ (при сжатии)

$$H_N = N_{ст} \left[\frac{\delta L_2}{l} \left(1 + \frac{L_2}{a} \right) + \frac{L_{об}}{R} \right] \frac{l}{L_2}; \quad (4.19)$$

– для режима $Iз$ (при растяжении)

$$H_N = R_H = N_{ст} \frac{L_{об}}{R}, \quad (4.20)$$

где $N_{ст}$ – внешняя продольная статическая (сжимающая или растягивающая) сила, приложенная вдоль оси корпуса автосцепки, величина которой принимается соответственно для расчетных режимов $Iв$ и $Iз$, Н;

R_H – реакция в опорном узле (пятнике);

δ – возможное одностороннее боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона, м;

$2L_1, 2L_2$ – расстояния между передними и задними опорными поверхностями упоров автосцепных устройств соответственно, м (см. рисунок 4.3);

$2l$ – база вагона, м;

a – расчетная длина корпуса автосцепки, м (для корпуса автосцепки по ГОСТ 32885 принимают 1,0 м при действии сил внутрь вагона или 0,9 м при действии сил наружу вагона);

$2L_{об}$ – длина вагона по осям сцепления автосцепок, м;

R – радиус кривой: принимается $R = 250$ м.

Примечание – Возможное одностороннее боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона имеет место за счет зазоров колесной пары в рельсовой колее, зазоров между буксой (адаптером) колесной пары и проемом для колесной пары в боковой раме, зазоров между пятником и подпятником, упругих боковых деформаций рессорного подвешивания. Значение принимают средним вероятным в соответствии с конструкторской документацией, эксплуатационными и ремонтными документами.

Боковые силы H_N прикладываются к раме кузова с двух сторон вагона в плоскости передних упорных угольников автосцепного устройства в случае действия растягивающих сил и в плоскости задних упорных угольников при

действию сжимающих сил и уравновешиваются реакциями R_H в опорных узлах.

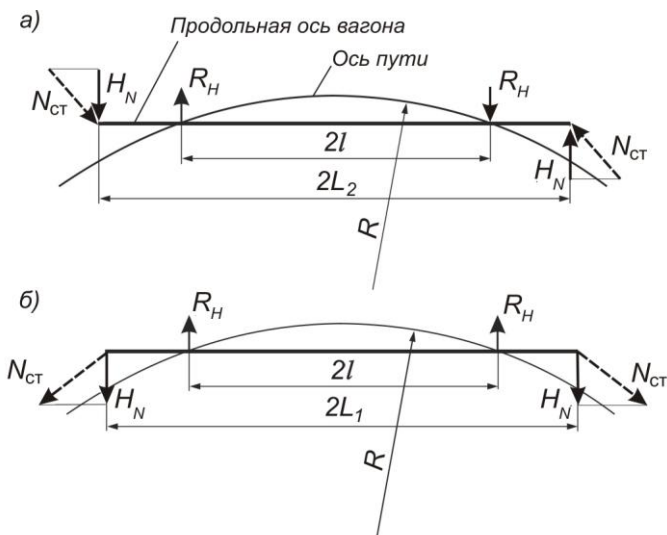


Рисунок 4.9 – Схема действия боковых сил, действующих на вагон через автосцепные устройства:

a – для случая продольных сжимающих сил; *б* – для случая продольных растягивающих сил

Силы H_N учитываются при расчетах кузовов грузовых вагонов на прочность и на устойчивость вагонов от опрокидывания. Оценка устойчивости вагона от опрокидывания производится при его движении по кривым участкам пути для двух случаев опрокидывания: наружу (рисунок 4.10, *a*) и внутрь (рисунок 4.10, *б*) кривой.

При оценке устойчивости вагона от опрокидывания наружу кривой рассматривается его движение с максимальной скоростью (для данного радиуса кривой и возвышения наружного рельса) в составе поезда. При этом учитываются продольные сжимающие силы N , действующая на кузов через автосцепку, боковые силы H_N , а также центробежная $H_{ц}$ и ветровая $H_{в}$ нагрузки, направленные наружу кривой.

При оценке устойчивости вагона от опрокидывания внутрь кривой рассматривается его движение с малой скоростью (когда практически отсутствует центробежная сила) в режиме тяги поезда. При этом учитываются продольные растягивающие силы N , боковые силы H_N и ветровая нагрузка $H_{в}$, направленные внутрь кривой.

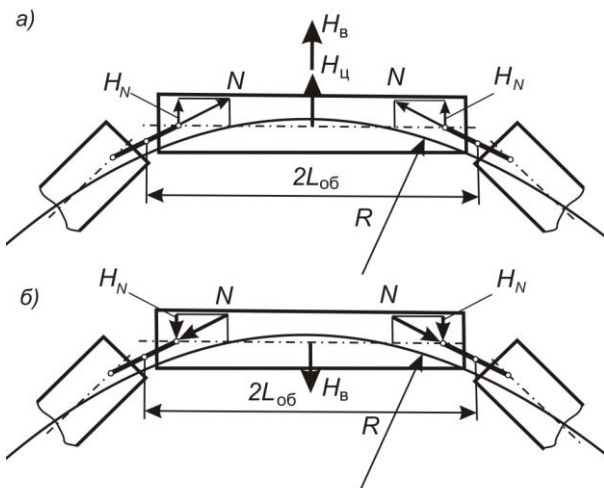


Рисунок 4.10 – Схема сил, учитываемых при оценке устойчивости вагона от опрокидывания наружу кривой (а) и внутрь кривой (б)

Боковые силы H_6 от действия центробежной силы и силы давления ветра в соответствии с рекомендацией ГОСТ 34093–2017 принимаются равными 10 % от веса брутто. При этом считают, что их уравновешивание происходит за счет разности вертикальных реакций кузова на скользунах. Боковые силы H_6 учитываются при расчетах на прочность кузова и тележки пассажирского вагона по режиму III.

Центробежная сила возникает при движении вагона по кривым участкам пути и направлена по горизонтали наружу кривой (рисунок 4.11). Она приложена к центру тяжести вагона и стремится опрокинуть вагон, перегружая наружный рельс; вызывает неприятные ощущения у пассажиров и может быть причиной смещения перевозимых грузов.

Центробежная сила определяется по формуле

$$C = \frac{P_{\text{бр}} v^2}{gR}, \quad (4.21)$$

где v – скорость движения, м/с;

R – радиус кривого участка пути, м.

Центробежная сила учитывается при расчетах на прочность кузова и тележки пассажирского вагона по режиму III как составляющая боковой силы H_6 и на устойчивость от опрокидывания грузовых вагонов.

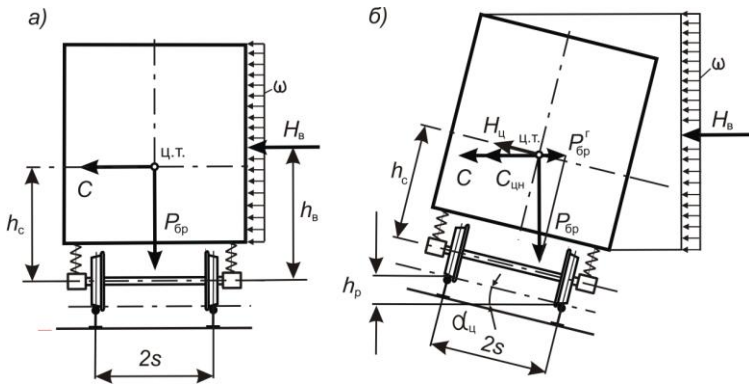


Рисунок 4.11 – Схема действия боковых сил при прохождении вагоном кривого участка пути:

а – без возвышения наружного рельса; б – с учетом возвышения наружного рельса

Для уменьшения действия центробежной силы наружный рельс в кривом участке пути укладывают выше внутреннего. Размер возвышения h_p зависит от радиуса кривой R , скорости движения v и рассчитывается по формуле

$$h_p = \frac{v^2 2s}{gR}, \quad (4.22)$$

где $2s$ – расстояние между кругами катания колес одной колесной пары.

В соответствии с ПТЭ возвышение наружного рельса должно быть не более 150 мм.

С учетом разгружающего влияния возвышения наружного рельса *непогашенная центробежная сила* $C_{цн}$, действующая на вагон, составит разность сил C и $P_{бр}^r$ – горизонтальной составляющей силы тяжести $P_{бр}$, направленной внутрь кривой:

$$C_{цн} = C - P_{бр}^r = C - P_{бр} \operatorname{tg} \alpha_{ц}, \quad (4.23)$$

где $\alpha_{ц}$ – угол, показанный на рисунке 4.11.

В практических расчетах учитывают силу $H_{ц}$ – составляющую силы $C_{цн}$, действующую перпендикулярно повернутой вертикальной оси кузова, которая определяется приближенно по формуле

$$H_{цн} = \eta_{ц} P_{бр}, \quad (4.24)$$

где $\eta_{ц}$ – коэффициент, зависящий от соотношений v , h_p и R : $\eta_{ц} = 0,075$ – для грузовых вагонов; $\eta_{ц} = 0,1$ – для пассажирских и изотермических вагонов.

Для предварительных расчетов вагонов рекомендуется принимать положение центра тяжести тележки на уровне осей колесных пар, а высоту центра массы кузова пассажирского вагона над уровнем осей колесных пар – равной 1,65 м, для двухэтажных вагонов – 2,6 м.

Боковая сила давления ветра (ветровая нагрузка) определяется по формуле

$$H_{в} = \psi F, \quad (4.25)$$

где ψ – удельное давление ветра: для грузовых вагонов $\psi = 360$ Па (ГОСТ 33211), для пассажирских вагонов $\psi = 500$ Па (ГОСТ 34093);

F – площадь боковой проекции вагона (кузова и тележек) с учетом груза, m^2 .

Равнодействующая силы $H_{в}$ считается приложенной к центрам площадей боковой проекции кузова и тележек (см. рисунок 4.11).

Сила давления ветра учитывается только при расчетах на устойчивость пассажирского вагона от опрокидывания и на прочность кузова и тележки пассажирского вагона по режиму III как составляющая боковой силы H_6 .

4.7 Самоуравновешенные расчетные силы

Это система самоуравновешенных сил, т. е. сил, которые сами уравновешивают друг друга. Они равны по абсолютной величине, но направлены в разные стороны (рисунок 4.12).

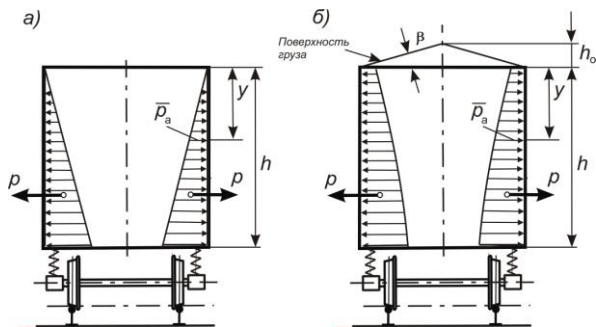


Рисунок 4.12 – Эпюры давления на вертикальные стенки кузова вагона при нагрузке сыпучего груза без «шапки» (а) и с «шапкой» (б)

Основными расчетными самоуравновешенными силами являются давление от силы тяжести груза (насыпного или скатывающего или жидкого) на стенки кузова и расчетное внутреннее давление при перевозке жидких грузов.

Давление от силы тяжести груза на стенки кузова. Давление от силы тяжести груза (насыпного или скатывающего или жидкого), приходящееся на единицу площади поверхности стены, определяют по формуле

$$\bar{p}_a = \frac{\gamma g y \sin^2(\beta + \varphi)}{\sin^2 \beta \sin(\beta - \delta) \left[1 + \sqrt{\frac{\sin(\varphi + \delta) \sin(\varphi - \nu)}{\sin(\beta - \delta) \sin(\beta + \nu)}} \right]^2}, \quad (4.26)$$

где γ – плотность груза, кг/м³: принимают равной частному от деления грузоподъемности вагона на объем кузова;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;

y – расстояние вниз от поверхности груза до уровня, на котором определяют давление, м;

β – плоский угол наклона стенки кузова к горизонту, для жидкого груза принимают $\beta = 90^\circ$;

φ – угол естественного откоса груза, образуемый поверхностью свободно насыпанного груза с горизонтальной плоскостью, для жидкого груза принимают $\varphi = 0$;

δ – плоский угол трения груза о стенки кузова. Для скатывающихся и жидких грузов принимают $\delta = 0$;

ν – плоский угол наклона поверхности груза к горизонту, для жидкого груза принимают $\nu = 0$.

Значения γ для некоторых конкретных грузов, а также углы δ и φ принимают по таблице 2 [16].

Для вертикальных стенок ($\beta = 90^\circ$) при загрузке без «шапки» ($\nu = 0$) и без учета трения груза о стенки кузова ($\delta = 0$) формула (4.26) принимает вид

$$\bar{p}_a = \gamma g y \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (4.27)$$

При перевозке жидкого груза формула (4.26) будет иметь вид

$$\bar{p}_a = \gamma g y. \quad (4.28)$$

Расчетное внутреннее давление паров жидкости или газа в котле вагона-цистерны. При проверке прочности котлов вагонов-цистерн, перевозящих жидкие грузы, принимают следующие значения расчетного внутреннего давления p :

$$p = p_{\text{изб}} + p_2 \quad \text{или} \quad p = p_{\text{изб}}, \quad (4.29)$$

где $p_{\text{изб}}$ – внутреннее избыточное давление паров жидкости или сжиженного газа при температуре 50 °С (если иное не предусмотрено конструкторской и эксплуатационной документацией);

p_2 – давление, создаваемое гидравлическим ударом.

Величина $p_{\text{изб}}$ принимается в соответствии с техническими требованиями к цистернам данного типа. Определяется по регулировке предохранительного клапана и обычно равна 0,15 МПа.

Величина максимального давления p_2 гидравлического удара от действия продольной силы инерции жидкости

$$p_2 = \frac{N_{\text{и}}}{\pi R_1^2}, \quad (4.30)$$

где $N_{\text{и}}$ – продольная сила инерции жидкости, определяемая по формуле (4.1),

$$N_{\text{и}} = N_{\text{д}} \frac{m_{\text{ж}}}{m_{\text{в}}}, \quad (4.31)$$

$N_{\text{д}}$ – продольная сила, возникающая при ударном взаимодействии цистерны с вагоном по режимам *Ia* и *Iб*;

$m_{\text{ж}}$ – масса жидкости в котле;

R_1 – радиус цилиндрической части котла;

πR_1^2 – минимальная площадь внутреннего поперечного сечения цилиндрической части (обечайки) котла.

Внутреннее давление, возникающее при гидравлическом ударе, принимают одинаковым по величине на протяжении всего котла и прикладывают к днищу и по всей длине обечайки котла (рисунок 4.13).

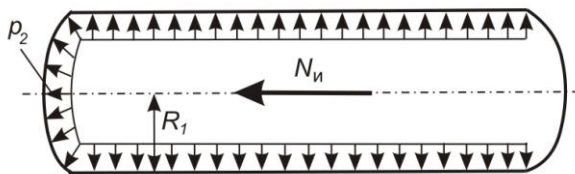


Рисунок 4.13 – Распределение давления по длине котла при гидравлическом ударе

4.8 Учет основных нагрузок при расчетах на прочность вагонов

При оценке прочности несущей конструкции кузова и тележки грузового вагона расчетными методами учитываются силы в соответствии с расчетными режимами в сочетаниях, указанных в таблицах 4.1 и 4.2. Сочетания основных сил при расчете кузова пассажирского вагона приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.1 – Сочетание основных сил для определения прочности несущей конструкции кузова грузового вагона

Силы	Учитываемые расчетные силы в режиме I			
	Ia	Iб	Iв	Iг
Продольные	$-N_d$	$+N_d$	$-N_{ст}$	$+N_{ст}$
Вертикальные:				
– сила тяжести	$P_{ст}$	$P_{ст}$	$P_{ст}$	$P_{ст}$
– составляющая продольной силы инерции	$P_{и}$	$P_{и}$	–	–
– кососимметричные	–	–	$P_{к}$	$P_{к}$
Боковые	–	–	H_N	H_N
Самоуравновешенные:				
– давление насыпного и скатывающего груза	\bar{p}_a	\bar{p}_a	\bar{p}_a	\bar{p}_a
– избыточное давление жидкого груза	$P_{изб}$	$P_{изб}$	$P_{изб}$	$P_{изб}$

Таблица 4.2 – Сочетание основных сил для определения прочности несущей конструкции тележки грузового вагона

Силы	Учитываемые расчетные силы в режиме I		
	Ia	Iб	Iв
Продольные:			
– сила инерции	$N_{и}$ при $N_d = -3,5$ МН	–	$N_{и}$ при $N_d = -3,5$ МН
– сила при торможении	–	–	$P_{гор}$
– сила от действия горочного вагонного замедлителя	–	240 кН	–
Вертикальные:			
– сила тяжести	$P_{ст}$	$P_{ст}$	$P_{ст}$
– составляющая сил инерции	$P_{и}$	–	$0,5 P_{и}$
Боковые	–	–	H_N

Таблица 4.3 – Сочетание основных сил для расчета прочности кузова пассажирского вагона

Силы	Расчетные режимы		
	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>
Продольные, МН	$N_I = -2,5$	$N_{II} = +1,5$	$N_{III} = \pm 1,0$
Вертикальные:			
– сила тяжести	$P_{ст}^{бр}$ (брутто)	$P_{ст}^т$ (тара)	$P_{ст}^{бр}$ (брутто)
– динамическая	–	P_d ($v = 15$ м/с)	P_d ($v = v_k$)
Боковые	Не учитываются		$H_б$
Примечание – v_k – конструкционная скорость			

Как следует из таблицы 4.2, силы, действующие на тележку для расчета ее прочности, разделены на три режима:

- режиму *Ia* соответствует сочетание сил, действующих на тележку при соударении вагона или роспуске с сортировочной горки;
- режиму *Iб* – при проходе вагонного замедлителя при роспуске вагона с сортировочной горки;
- режиму *Iв* – при торможении состава, движущегося в кривом участке пути.

4.9 Материалы, применяемые в вагоностроении. Допускаемые напряжения

Материалы, применяемые в вагоностроении. В процессе эксплуатации элементы вагона подвергаются механическим воздействиям, влиянию коррозии, абразивному износу и температурным воздействиям. В связи с этим применяемые в вагоностроении материалы должны быть *коррозионно- и износостойкими, технологичными и иметь высокие механические характеристики.*

В вагоностроении применяют стальной прокат и литье, алюминиевые сплавы и неметаллические материалы.

Стальной прокат является основным строительным материалом для вагонов и идет на изготовление кузовов и частично ходовых частей пассажирских вагонов.

Основные несущие элементы кузовов грузовых вагонов выполняют из низколегированных сталей 09Г2Д, 10ХНДП и 10Г2БД. Элементы каркаса кузова обычно изготавливают из стали 09Г2Д. Сталь 10ХНДП имеет повышенные механические характеристики и коррозионную стойкость. Поэтому ее рекомендуют применять для обшивки кузова. Перспективной для изготовления несущих сварных и тяжело нагруженных узлов вагона является

низколегированная сталь 10Г2БД, имеющая по сравнению со сталью 09Г2Д более высокие прочностные характеристики.

Для кузовов грузовых вагонов нового поколения применяют новые марки высокопрочной стали повышенного класса прочности 390. Например, марок 12Г2Ф, 12Г2ФД. Это позволяет увеличить грузоподъемность вагонов, не увеличивая тару вагона, так как эти стали прочнее. В последующем предполагается использование сталей с повышенным до 450 классом прочности.

Котлы вагонов-цистерн изготавливают из материалов, обеспечивающих качество перевозимых грузов и стойких против их разрушающего воздействия. Так, для изготовления котлов цистерн, предназначенных для перевозки некоторых кислот, желтого фосфора, расплавленной серы, различных синтетических смол, ядохимикатов, жидких минеральных удобрений, молока и особо чистых продуктов используют высоколегированные нержавеющие стали 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т. Получили применение двухслойные стали (биметаллы) с плакирующим слоем из высоколегированных сталей нержавеющей стали ВСтЗсп2+12Х18Н10Т; ВСтЗсп5+12Х18Н10Т, 20К+10Х17Н13М2Т (например, в цистерне для виноматериалов). Внутреннюю поверхность некоторых котлов цистерн покрывают защитным слоем – резиной (цистерна для соляной кислоты) или цинком (цистерна для фенола). Большинство котлов вагонов-цистерн выполнено из низколегированных сталей 09Г2С, 09Г2Д, 10Г2С1Д.

Для кузовов пассажирских вагонов используют как обычные углеродистые стали (15 кп, 20 кп, ВСтЗ), обладающие низкой прочностью и коррозионной стойкостью, так и низколегированные стали. Углеродистые стали ограничивают возможности снижения массы конструкции и повышения эксплуатационной надежности. Перспективным является применение для обшивки кузова и тонкостенных подкрепляющих элементов каркаса, особенно в его нижнем поясе, нержавеющей сталей (например, 12Х13Г18Д или 12Х18Н10Т). Использование в конструкции кузовов пассажирских вагонов нержавеющей сталей, обладающих повышенной коррозионной стойкостью и прочностью, позволяет снизить массу вагона за счет уменьшения сечений и является одним из основных направлений создания облегченных и коррозионностойких кузовов.

Кузова пассажирских вагонов нового поколения изготавливаются с применением углеродистых (15 кп, 20 кп), низколегированных (09Г2Д) и нержавеющей (12Х18Н10Т) сталей. Применение нержавеющей стали для отдельных элементов и узлов кузова (в виду ее высокой стоимости) ограничено и учитывает реальную картину коррозионных повреждений кузова пассажирского вагона.

С т а л ь н о е л и т ь е идет на изготовление деталей тележек грузовых вагонов и автосцепного устройства.

В настоящее время литые детали изготавливают из низколегированной стали повышенной динамической прочности марок 20ГЛ (марганцовистая), 20ФЛ (ванадиевая) и 20ГФЛ (марганцовисто-ванадиевая). Долговечность деталей из сталей этих марок значительно выше, чем углеродистых сталей.

Алюминиевые сплавы применяют в конструкциях грузовых и пассажирских вагонов. Использование алюминиевых сплавов является одним из главных направлений эффективного снижения массы тары вагонов.

Алюминиевые сплавы имеют следующие достоинства: малую объемную массу (в 3 раза больше, чем у стали), высокие механические характеристики, повышенную коррозионную стойкость, хорошую технологичность и высокую энергоемкость. В то же время использование алюминиевых сплавов в вагоностроении ограничивается вследствие их высокой стоимости и дефицитности.

Для изготовления кузовов грузовых и пассажирских вагонов применялись технически чистый алюминий и алюминиевые сплавы марок 1915, АМг5, АМг6, АМг6М и др.

Опыт применения алюминиевых сплавов для изготовления вагонов и их частей свидетельствует о перспективности более широкого их использования для создания легких и надежных конструкций.

Неметаллические материалы находят широкое применение в конструкциях грузовых и пассажирских вагонов. К ним относятся полимерные, древесные и резиновые материалы.

Полимерные материалы используют в качестве отделочных (пластик, линолеум), изоляционных (пенополистирол, пенополиуретан и др.) и конструкционных (стеклопластик).

Древесные материалы применяют для изготовления настилов полов, внутренней обшивки стен и внутреннего оборудования вагонов. В вагоностроении используют древесину хвойных и лиственных пород, а также фанеру и плиты (столярные, древесностружечные и древесноволокнистые).

Резиновые материалы применяют в качестве амортизирующих устройств в элементах рессорного подвешивания и поглощающих аппаратах автосцепного устройства, а также уплотнителей и звукоизоляции.

Допускаемые напряжения. Допускаемые напряжения $\sigma_{\text{д}}$ в составных частях несущих конструкций вагонов устанавливают в зависимости от расчетного режима, ответственности и условий работы составной части, свойств используемого материала, опыта эксплуатации и данных экспериментальных исследований.

Наибольшие допускаемые напряжения приняты для расчетного режима I – режима «большой продольной силы». Допускаемые эквивалентные напряжения по этому режиму выбираются близкими к пределу текучести σ_{T} с

учетом понижающих коэффициентов k_I . Так для элементов конструкции вагонов, выполненных из стального проката, их принимают $[\sigma] = k_I \sigma_T$. При этом коэффициент k_I обычно устанавливают 0,90–0,95.

Допускаемые напряжения по расчетному режиму *III* при оценке прочности пассажирских вагонов устанавливаются из пределов выносливости σ_r материала с учетом совместного действия квазистатических, вибрационных и ударных нагрузок, влияния коррозии и т. п. В целом они существенно ниже, чем по режиму *I*. Наиболее низкие значения допускаемых напряжений принимают для элементов тележек и тормоза, т. е. для элементов, работающих в условиях интенсивного динамического нагружения и непосредственно связанных с обеспечением безопасности движения.

5 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УСТРОЙСТВАХ МЕХАНИЧЕСКОГО СОЕДИНЕНИЯ ВАГОНОВ

5.1 Основные термины и определения

Автосцепное и сцепное устройства.

Автосцепка – сборочная единица автосцепного устройства, *состоящая из корпуса и механизма сцепления*, которая обеспечивает автоматическое сцепление единиц железнодорожного подвижного состава (ГОСТ 22703–2012).

Автосцепка жесткого типа – автосцепка, исключающая относительные вертикальные перемещения сцепленных автосцепок (ГОСТ 33434–2015).

Автосцепка нежесткого типа – автосцепка, не ограничивающая относительных вертикальных перемещений автосцепок после сцепления (ГОСТ 22703–2012).

Автосцепка полужесткого типа – автосцепка с кронштейном (ограничителем вертикальных перемещений) (ГОСТ 22703–2012).

Автосцепное устройство – комплект сборочных единиц и деталей для автоматического сцепления (механического соединения) единиц железнодорожного подвижного состава, передачи и амортизации продольных сил (ГОСТ 22703–2012).

Адаптер (переходное приспособление):

– деталь или сборочная единица, обеспечивающие сцепление сцепки с автосцепкой и состоящие из хвостовика для соединения со сцепкой и зуба для соединения с автосцепкой (ГОСТ 33434–2015).

– деталь или комплекс деталей, обеспечивающий сцепление сцепки с автосцепкой и состоящий из хвостовика для соединения со сцепкой и зуба для соединения с автосцепкой (ГОСТ 22703–2012).

Голова сцепки и автосцепки – часть корпуса, в которой размещен механизм сцепления (ГОСТ 22703–2012).

Зев корпуса автосцепки – поверхности головы автосцепки, расположенные между направляющей поверхностью большого и ударной поверхностью малого зубьев с конфигурацией, соответствующей контуру зацепления (ГОСТ 22703–2012).

Контур зацепления автосцепки – очертание в плане взаимодействующих поверхностей смежных сцепок (ГОСТ 22703–2012).

Контур зацепления сцепки – очертание в плане взаимодействующих поверхностей смежных автосцепок (ГОСТ 33434–2015).

Корпус автосцепки – деталь автосцепки, предназначенная для передачи продольных нагрузок, включающая в себя хвостовик и голову для размещения механизмом сцепления (ГОСТ 22703–2012).

Механизм сцепления автосцепки – комплект деталей, обеспечивающий автоматическое сцепление и принудительное расцепление автосцепок (ГОСТ 22703–2012).

Поглощающий аппарат – устройство, входящее в состав сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава, предназначенное для поглощения энергии и амортизации продольных усилий, действующих на подвижной состав (ГОСТ 32913–2014).

Расцепление – процесс выключения механизма сцепления (ГОСТ 33434–2015).

Саморасцеп – самопроизвольное нарушение сцепления единиц железнодорожного подвижного состава (ГОСТ 33434–2015).

Сцепка:

– сборочная единица сцепного устройства, обеспечивающая ручное или полуавтоматическое сцепление единиц железнодорожного подвижного состава, оснащенных сцепками аналогичных конструкций, но не обеспечивающая непосредственного сцепления с автосцепкой (ГОСТ 22703–2012);

– сборочная единица сцепного устройства, обеспечивающая ручное или автоматическое сцепление единиц железнодорожного подвижного состава, оснащенных сцепками аналогичных конструкций, но не обеспечивающая непосредственного сцепления с автосцепкой (ГОСТ 33434–2015).

Сцепное устройство – комплект сборочных единиц и деталей для сцепления (механического соединения) единиц железнодорожного подвижного состава, передачи и амортизации продольных сил (ГОСТ 22703–2012).

Тяговый хомут – деталь сцепного и автосцепного устройства, состоящая из головной и задней опорной частей, соединенных между собой верхней и нижней тяговыми полосами, и обеспечивающая передачу растягивающих усилий от автосцепки к поглощающему аппарату при действии растягивающих сил (ГОСТ 22703–2012).

Упоры – детали, закрепленные на раме железнодорожного подвижного состава и обеспечивающие передачу продольных усилий (ГОСТ 33434–2015).

Хвостовик сцепки и автосцепки – часть корпуса, предназначенная для крепления на железнодорожном подвижном составе и передачи продольных нагрузок (ГОСТ 22703–2012).

Центрирующая балочка – деталь центрирующего прибора, закрепленная на ударной розетке маятниковыми подвесками и обеспечивающая центральное горизонтальное положение автосцепки (сцепки) после разведения единиц железнодорожного подвижного состава (ГОСТ 22703–2012).

5.2 Устройства для механического соединения вагонов

Классификация и область применения. Устройства для механического соединения вагонов в поезде подразделяются на автосцепные и сцепные.

Автосцепное устройство устанавливается на все виды железнодорожного подвижного состава; сцепное устройство – на железнодорожный подвижной состав постоянного формирования, включая скоростной, высокоскоростной и моторвагонный.

Примечание – Железнодорожный подвижной состав постоянного формирования – это подвижной состав, не допускающий переформирования в пути следования.

Все виды автосцепных и сцепных устройств являются ударно-тяговыми, обеспечивая передачу и демпфирование растягивающих и сжимающих продольных сил.

Назначение автосцепного и сцепного устройств. *Автосцепное устройство* предназначено для автоматического сцепления (механического соединения) вагонов между собой, удержания их на определенном расстоянии друг от друга, а также передачи и амортизации продольных усилий, проходящихся на вагон.

Сцепное устройство предназначено для ручного или автоматического сцепления (механического соединения) вагонов, передачи и амортизации продольных усилий.

5.3 Требования к автосцепному и сцепному устройствам

Требования к автосцепному и сцепному устройствам железнодорожного подвижного состава, предназначенного для эксплуатации на железных дорогах колеи 1520 мм, установлены ГОСТ 33434–2015.

Общие требования к автосцепному и сцепному устройствам. *Автосцепное устройство должно обеспечивать:*

а) автоматическое сцепление единиц железнодорожного подвижного состава (вагонов) на прямых и кривых участках железнодорожного пути, указанных в таблице 5.1;

б) проход сцепленных единиц железнодорожного подвижного состава кривых участков пути (см. таблицу 5.1), в том числе с возвышением наружного рельса, переломов профиля и неровностей пути без саморасцепа;

в) передачу продольных усилий, возникающих при сцеплении и движении поезда, а также их демпфирование;

г) исключение возможности саморасцепа при всех режимах движения железнодорожного подвижного состава;

д) расцепление сцепленных между собой автосцепок с любой стороны железнодорожного подвижного состава не более чем одним человеком без захода между единицами железнодорожного подвижного состава;

е) установку на железнодорожный подвижной состав в соответствии с ГОСТ 3475.

Примечание – В случае если на кривых участках автоматическая сцепляемость не обеспечивается, то автосцепки должны быть оборудованы устройством для их принудительного отклонения к центру кривой.

Таблица 5.1 – **Нормативные кривые**

Транспортная операция	Расчетный участок железнодорожного пути	Расчетный радиус кривой, м		
		Грузовые вагоны длиной по осям сцепления		Пассажирский железнодорожный подвижной состав
		менее 21 м	21 м и более	
Автоматическое сцепление	Участок сопряжения прямой с кривой без переходного радиуса	135	250	250
	Круговая кривая	–	–	250
Проход в сцепе	Круговая кривая и участок сопряжения прямой с кривой без переходного радиуса	80	110	120
	S-образная кривая без прямой вставки	120	160	170

Сцепное устройство должно обеспечивать механическое соединение единиц железнодорожного подвижного состава и выполнение требований, перечисленных выше в пунктах б–г.

Автосцепные устройства должны соответствовать климатическому исполнению УХЛ категории размещения 1 по ГОСТ 15150, сцепные устройства – климатическому исполнению подвижного состава, на котором их устанавливают.

Высота оси автосцепок (сцепок) грузовых, пассажирских вагонов и локомотивов над уровнем головок рельсов, а также ее положение относительно горизонтали должны соответствовать ГОСТ 3475.

Разница между высотами осей автосцепок (сцепок) по обоим концам единицы железнодорожного подвижного состава должна быть не более 15 мм, если иного не требует конструкция единицы железнодорожного подвижного состава.

Положение оси автосцепок (сцепок) относительно горизонтали, зазор между хвостовиком автосцепки и потолком ударной розетки и расстояния от упора головы корпуса автосцепки до ударной розетки должны соответствовать ГОСТ 3475.

Требования к автосцепкам. Автосцепка должна иметь контур зацепления в соответствии с ГОСТ 21447.

Автосцепки могут быть нежесткого, полужесткого и жесткого типов.

Вагоны пассажирского железнодорожного подвижного состава, оснащенные автосцепками, конструкция которых не исключает продольных зазоров, должны быть дополнительно оборудованы буферами.

Автосцепки должны обеспечивать:

- автоматическое сцепление при разнице высот продольных осей автосцепок от 0 до 140 мм, относительном поперечном смещении этих осей в горизонтальном направлении от 0 до 160 мм и угле поворота в горизонтальной плоскости от 0 до 4,5°, а также угле 8° при относительном смещении в горизонтальном направлении 40 мм, что соответствует сцеплению вагонов в нормативных кривых;

- сохранение сцепленного состояния железнодорожного подвижного состава при движении, в том числе по расчетным круговым и S-образным кривым, а также переломам профиля пути 55 ‰, сопряженным вертикальной кривой радиусом 250 м;

- расцепление единиц железнодорожного подвижного состава в сжатом и свободном состоянии воздействием извне через расцепной привод;

- автоматическое сохранение расцепленного положения до разведения единиц железнодорожного подвижного состава;

- автоматическое восстановление готовности к сцеплению после разведения расцепленных автосцепок;

- восстановление сцепления воздействием извне ошибочно расцепленных вагонов без их разведения;

- возможность визуального контроля положения механизма сцепления без захода человека между единицами железнодорожного подвижного состава;

- возможность ограничения вертикальных перемещений.

Требования к сцепкам. Сцепки должны быть только жесткого типа и имеют контур зацепления, образуемый внутренней поверхностью корпуса сцепки, а также наружными поверхностями замка и направляющими элементами.

Сцепки с контуром зацепления, не соответствующим ГОСТ 21447 или приложению А [18], допускаются к установке только на специальные виды пассажирского железнодорожного подвижного состава, не предусматривающие расцепления между ремонтами.

Сцепки должны быть безззорными, т. е. исключать продольные зазоры между сцепками после сцепления.

Конструкция сцепок должна обеспечивать их сцепление и расцепление без нахождения человека между единицами железнодорожного подвижного состава при приложении к экипажам продольной нагрузки, приводящей к их смещению вдоль оси пути.

Сцепки должны обеспечивать:

- сцепление железнодорожного подвижного состава на прямых и кривых участках пути с радиусами и скоростями, соответствующими условиям формирования железнодорожного подвижного состава, для которого они предназначены, – при разнице высот продольных осей автосцепок от 0 до 70 мм;

- расцепление единиц железнодорожного подвижного состава в сжатом и свободном состоянии при стоянке железнодорожного подвижного состава;
- сохранение расцепленного положения до разведения единиц железнодорожного подвижного состава;
- сцепление с автосцепкой с контуром зацепления по ГОСТ 21447 через адаптер (переходное приспособление).

Требования к поглощающим аппаратам. Поглощающие аппараты, входящие в комплект сцепного и автосцепного устройств, должны обеспечивать амортизацию продольных усилий, действующих на железнодорожный подвижной состав.

Устанавливаемое автосцепное (сцепное) устройство в соответствии с типом железнодорожного подвижного состава должно комплектоваться поглощающими аппаратами соответствующего класса: *T1, T2, T3* – для грузового подвижного состава, *П0, П1, П2, П3, П4* – пассажирского.

Вместо поглощающих аппаратов класса *T1* допускается применение аппаратов классов *T2* и *T3*, вместо поглощающих аппаратов класса *T2* – аппаратов класса *T3*.

Габаритные размеры поглощающих аппаратов должны обеспечивать их установку на подвижной состав с установочными размерами по ГОСТ 3475. В комплекте сцепных устройств допускается применение поглощающих аппаратов с другими габаритными размерами.

Установленные поглощающие аппараты должны без зазоров прилегать к задним упорам и через упорную плиту – к передним упорам.

Требования к центрирующему прибору. Центрирующий прибор должен быть выполнен в виде центрирующей балочки, закрепленной на ударной розетке маятниковыми подвесками, и обеспечивать центральное горизонтальное положение автосцепки (сцепки) после разведения единиц железнодорожного подвижного состава.

Автосцепки и сцепки жесткого типа, а также автосцепки полужесткого типа с ограничителем вертикальных перемещений, допускающим относительные вертикальные смещения на величину не более 100 мм, устанавливают на железнодорожный подвижной состав только с центрирующим прибором с упругой опорой хвостовика.

Автосцепки нежесткого типа, а также полужесткого типа с ограничителем вертикальных перемещений, допускающим относительные вертикальные смещения на величину более 100 мм, могут быть установлены с центрирующим прибором жесткого типа или с упругой опорой хвостовика.

Центрирующий прибор грузовых вагонов может быть двух типов:

- *тип I* – для вагонов, оборудованных розетками, обеспечивающими максимальный угол поворота автосцепки по горизонтали не менее $16^{\circ} 30'$ в каждую сторону, с расстоянием между осями подвесок 340 мм;

– *min II* – для вагонов, оборудованных розетками, обеспечивающими максимальный угол поворота автосцепки по горизонтали не менее 23° в каждую сторону, с расстоянием между осями подвесок 380 мм.

Требования к расцепному приводу. Расцепной привод должен обеспечивать:

– безопасное расцепление сцепленных между собой автосцепок с любой стороны состава не более чем одним человеком без захода между единицами железнодорожного подвижного состава;

– возможность расцепления в свободно стоящем или сжатом составе – при его стоянке (для всех видов железнодорожного подвижного состава) или движении в режиме толкания со скоростью до 2 м/с (для грузовых вагонов). Усилие, необходимое для расцепления, с учетом трения не должно превышать 100 Н.

Конструкция расцепного привода не должна препятствовать отклонению автосцепки (сцепки) при прохождении кривых, указанных в [18, таблица 1], и не должна вызывать самопроизвольное расцепление автосцепок.

Расцепной привод не должен препятствовать возможности замены автосцепки (сцепки).

Расцепной привод автосцепки должен обеспечивать возможность установки механизма сцепления автосцепки в положение «на буфер», не допускающее сцепления при совмещении контуров сцепления смежных автосцепок.

Расцепной привод автосцепки пассажирского железнодорожного подвижного состава должен иметь возможность фиксации от самопроизвольного смещения и защиту от несанкционированного приведения в действие.

Расцепной привод автосцепок грузовых вагонов должен исключать возможность падения автосцепки на путь в случае ее обрыва.

Требования к деталям, передающим нагрузку на раму железнодорожного подвижного состава. Комплект деталей, передающих нагрузку на раму, должен включать в себя: тяговый хомут; клин или валик тягового хомута; упорную плиту; передний упор, объединенный с ударной розеткой; задний упор.

Передние и задние упоры должны обеспечивать передачу продольных сил от поглощающего аппарата на хребтовую балку и соответствовать следующим требованиям:

– упоры автосцепного устройства грузовых и пассажирских вагонов локомотивной тяги должны отвечать требованиям ГОСТ Р 52916;

– упоры должны быть прикреплены к стенкам хребтовой балки сваркой. Допускается крепление заклепками;

– допускается единая конструкция заднего упора с надпятниковой коробкой вагона. Допускается объединение переднего и заднего упоров в единую отливку.

Расстояние между осями отверстий для маятниковых подвесок центрирующего прибора принимается в зависимости от типа окна ударной розетки (типа переднего упора с ударной розеткой).

Различают следующие типы передних упоров:

- УП1 – для грузовых вагонов типа I (длиной по осям сцепления менее 21 м);
- УП2 – для пассажирского железнодорожного подвижного состава;
- УП3 – для грузовых вагонов типа II (длиной по осям сцепления 21 м и более).

Размеры ширины окна розетки вагонов типа I при центральном положении клина тягового хомута и несжатом поглощающем аппарате должны допускать отклонение автосцепки на угол $16^{\circ} 30'$, для вагонов типа II – на угол 23° . Вертикальные размеры окна розетки должны допускать отклонение автосцепки на 3° вверх и на 6° вниз.

Тяг о в ы й х о м у т предназначен для передачи растягивающих усилий от автосцепки на поглощающий аппарат при действии растягивающих сил и должен обеспечивать возможность постановки поглощающих аппаратов с размерами ГОСТ 3475, а также отклонения автосцепки в горизонтальной и вертикальной плоскости на расчетные углы, указанные выше при рассмотрении передних упоров, с учетом смещения хомута в хребтовой балке.

Конструкция упорной плиты должна предусматривать опорную поверхность для торца хвостовика автосцепки, позволяющую автосцепке отклоняться в горизонтальной плоскости на расчетные углы, указанные при рассмотрении передних упоров.

Клин тягового хомута изготавливают штамповкой из стали марки 38 ХС по ГОСТ 4543. Его геометрические размеры должны обеспечивать взаимозаменяемость для применения в составе автосцепных и сцепных устройств одной модели.

Глубина поверхностных дефектов (забоин, вмятин, рисок) не должна превышать 1 мм. Наличие заковов, плен, окалины и трещин не допускается.

Требования прочности. ГОСТ 33434 устанавливает величины нагрузок, на которые должны быть рассчитаны узлы и детали автосцепного устройства. В частности, для автосцепки грузовых вагонов такими нагрузками являются: 2000 кН – при квазистатическом растяжении и 2500 кН – при квазистатическом сжатии; автосцепки пассажирских вагонов локомотивной тяги – 1500 и 2500 кН соответственно; автосцепки вагонов моторвагонного подвижного состава – 1000 и 1500 кН.

Требования надежности. Конструкции сборочных единиц автосцепных и сцепных устройств должны обеспечивать работоспособное состояние в эксплуатации без технического обслуживания в течение времени между плановыми ремонтами вагонов.

Конструкция автосцепки должна обеспечивать сохранение ее функциональной работоспособности после испытаний при приложении многократной ударной нагрузки. Необходимое число соударений при испытаниях автосцепки грузовых вагонов – 800.

Клин тягового хомута автосцепки не должен разрушаться при приложении многократной циклической нагрузки с асимметричным циклом с максимальной силой 500 ± 50 кН. Необходимое число нагружений при испытаниях – $3,5 \cdot 10^5$ циклов. Для *упорной плиты* – максимальная сила асимметричного цикла 800 ± 50 кН, необходимое число нагружений – $4,5 \cdot 10^5$ циклов. Для *крепления упоров* число циклов нагружений на каждый год срока службы вагона составляет: $3 \cdot 10^3$ циклов на растяжение-сжатие силой 1000 ± 50 кН; 12 нагружений в передний и задний упоры силами 2500 ± 250 кН и 3000 ± 350 кН соответственно.

Требования к материалу. ГОСТ 22703–2012 устанавливает требования к литым деталям сцепных и автосцепных устройств. Стандарт предусматривает разделение литых деталей (кроме поглощающего аппарата) на три группы.

К первой группе относят детали, наиболее нагруженные в эксплуатации: корпус автосцепки и тяговый хомут.

К деталям второй группы относят: верхний и нижний кронштейны (ограничители вертикальных перемещений) корпуса автосцепки; передний и задний упоры, упор с надпятником; центрирующую балочку; кронштейн и фиксирующий кронштейн расцепного привода; детали механизма сцепления автосцепки: замок, замкодержатель, подъемник замка, валик подъемника.

К деталям третьей группы относят детали сцепных устройств: голову сцепки; хвостовик сцепки; корпус центрирующей балочки с упругой опорой хвостовика сцепки; зуб адаптера (переходного приспособления); хвостовик адаптера (переходного приспособления).

Детали первой группы должны быть отлиты из стали марки 20ГЛ, второй группы – из стали марок 20ГЛ или 20ФЛ, третьей группы – из стали марок 20Г1ФЛ или 20ГЛ. Содержание углерода в приведенных марках стали $C = 0,17 \dots 0,25$ %.

Детали должны быть термически обработаны:

– детали первой группы и замок подвергнуты закалке в воде и высокому отпуску;

– детали второй и отливки третьей групп – нормализации.

Качество термообработки определяют по соответствию структуры стали, твердости и механических свойств, требованиям ГОСТ 22703–2012.

Твердость деталей первой группы после окончательной термической обработки должна быть от 192 до 262 НВ, а твердость замка – от 163 до 262 НВ. Твердость отливок деталей третьей группы после нормализации должна быть от 170 до 200 НВ.

6 АВТОСЦЕПНЫЕ УСТРОЙСТВА ВАГОНОВ

6.1 Назначение и состав автосцепного устройства. Классификация автосцепок

Назначение и состав автосцепного устройства. *Автосцепное устройство* предназначено для автоматического сцепления (механического соединения) вагонов между собой, удержания их на определенном расстоянии друг от друга, а также передачи и амортизации продольных усилий, происходящих на вагон.

Автосцепное устройство вагона включает в себя следующие части: автосцепку, поглощающий аппарат, центрирующий прибор, расцепной привод и детали, передающие нагрузку на раму вагона.

Одной из основных частей автосцепного устройства, обеспечивающей автоматическое сцепление единиц железнодорожного подвижного состава, является автосцепка.

Обязательное требование к конструкции автосцепки – обеспечение возможности сцепления вагонов, у которых продольные оси автосцепок имеют различные относительные смещения в вертикальном ΔH (рисунок 6.1, а) и горизонтальном ΔB (рисунок 6.1, б) направлениях. В первом случае – ввиду различной загрузки сцепляемых вагонов или других факторов, во втором – при нахождении сцепляемых вагонов на кривом участке пути.

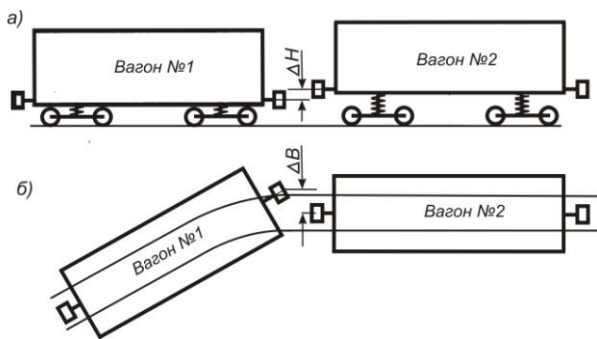


Рисунок 6.1 – Схемы расположения вагонов перед сцеплением:
а – в вертикальной плоскости; б – в горизонтальной плоскости

В то же время применение автосцепки предъявляет дополнительные требования к конструкции вагонов и пути.

Дополнительные требования к конструкции вагонов:

- ограничение размеров консольных частей рамы кузова;
- регламентирование разности продольных осей автосцепок;
- устройство упругих площадок пассажирских вагонов (выбираются зазоры в автосцепках и повышается тем самым плавность хода).

Дополнительные требования к конструкции пути:

- ограничение радиусов кривых (80 м – для грузовых и 120 м – для пассажирских при проходе вагонов в сцепе);
- ограничение перегибов вертикального профиля пути.

Классификация автосцепок. Автосцепки по способу соединения могут быть разделены на две группы: механические и унифицированные.

Механические автосцепки используют для сцепления только вагонов, при этом межвагонные коммуникации соединяют вручную.

Механические автосцепки применяются для сцепления грузовых и пассажирских вагонов общего назначения.

Унифицированные автосцепки предусматривают помимо сцепления вагонов соединение межвагонных коммуникаций, включающих в себя один или два воздухопровода, а при необходимости и контакты электро- и радиоцепей, а также паропроводы отопления. Унифицированные автосцепки применяют на специальном подвижном составе: вагонах метрополитена, некоторых типах зарубежных электро- и дизель-поездов и др.

По способу взаимодействия между собой различают три типа автосцепок: нежесткие, жесткие и полужесткие.

Автосцепка нежесткого типа (рисунок 6.2, а) – автосцепка, не ограничивающая относительные вертикальные перемещения автосцепок после сцепления.

Автосцепка характеризуется возможностью поворота корпуса в горизонтальной плоскости.

В случае разницы по высоте продольных осей двух сцепленных нежестких автосцепок они располагаются ступенчато, сохраняя горизонтальное положение. Относительные горизонтальные перемещения нежестких автосцепок обеспечиваются сравнительно простыми по конструкции шарнирами на концах корпуса.

Достоинства нежестких автосцепок:

- простота конструкции;
- возможность соединения вагонов с большой разницей по высоте продольных осей двух сцепляемых автосцепок (до 140 мм).

Основные недостатки:

- увеличенный износ замков и корпусов автосцепок вследствие их взаимного перемещения;

– неограниченные относительные перемещения сцепленных корпусов в вертикальном направлении делают возможным саморасцеп при разнице высот продольных осей автосцепок более 180 мм.

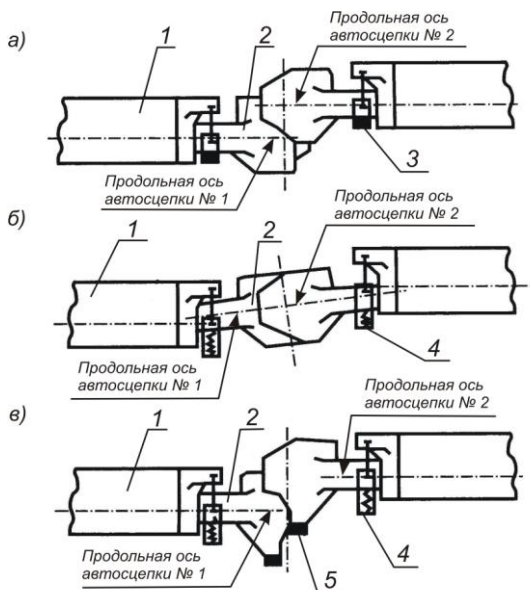


Рисунок 6.2 – Типы автосцепок:

a – нежесткого типа; *б* – жесткого типа; *в* – полужесткого типа;

1 – рама кузова вагона; 2 – корпус автосцепки; 3 – жесткая опора (центрирующий прибор);

4 – упругая опора (упругий центрирующий прибор); 5 – ограничитель вертикальных перемещений

Чтобы исключить возможность саморасцепа, т. е. чтобы гарантировать надежность сцепления вагонов в поезде, разница по высоте продольных осей двух сцепленных автосцепок вагонов, стоящих на прямом горизонтальном пути, согласно ПТЭ не должна превышать 100 мм. Указанное ограничение высот автосцепок затрудняет процесс формирования поездов в связи с необходимостью выполнения дополнительных маневров [8]. В процессе движения по вертикальным неровностям пути, особенно при проходе сортировочных горок, а также вследствие вертикальных колебаний кузова на рессорах эта разность (100 мм) будет возрастать. Однако наибольшая возможная разность продольных осей автосцепок не должна превышать 180 мм, при которой может произойти саморасцеп нежестких автосцепок [7].

К нежестким автосцепкам относится типовая автосцепка СА-3, которой оборудована большая часть грузового вагонного парка.

Область применения автосцепки – пассажирские и 4-осные грузовые вагоны с нормальной длиной консольной части рамы вагона.

Автосцепка жесткого типа (рисунок 6.2, б) – автосцепка, включающая относительные вертикальные перемещения сцепленных автосцепок.

В случае разницы по высоте продольных осей двух сцепленных нежестких автосцепок они располагаются по одной прямой. Автосцепка характеризуется возможностью поворота корпуса в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Эти перемещения обеспечиваются сложными шарнирами на концах корпуса и упругим центрирующим прибором.

Основные достоинства:

– возможность автоматического соединения не только вагонов, но и межвагонных коммуникаций (электрических и воздушных);

– меньший износ сцепляющихся поверхностей;

– меньшие зазоры между сцепляющимися поверхностями

Основной недостаток – сложность конструкции за счет введения специальных направляющих и центрирующих устройств, сложных концевых шарниров и контактной коробки.

Примером жесткой автосцепки являются автосцепка Шарфенберга.

Область применения жестких автосцепок – вагоны метрополитена и скоростных электропоездов (например, электропоезда ЭР200).

Автосцепка полужесткого типа (рисунок 6.2, в) – автосцепка с одним или двумя кронштейнами (ограничителями вертикальных перемещений), допускающими возможность ограниченных вертикальных перемещений одной смежной автосцепки относительно второй смежной автосцепки.

Особенности полужестких автосцепок:

– допускают ограниченные относительные перемещения сцепленных корпусов в вертикальном направлении за счет введения ограничителя вертикальных перемещений на малом зубе;

– характеризуются возможностью поворота корпуса в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

В некоторых конструкциях (автосцепка СА-3М) отклонения в вертикальной плоскости обеспечиваются за счет введения более сложных концевых шарниров и специального упругого центрирующего устройства.

Примечание – Концевые шарниры обеспечивают соединение хвостовика корпуса автосцепки:

– с упорной плитой по сферическим поверхностям;

– с тяговым хомутом с помощью цилиндрического валика и сферического вкладыша (между валиком и перемычкой хвостовика).

Главная особенность полужесткой автосцепки – наличие ограничителя вертикальных перемещений на малом зубе, препятствующего разъединению автосцепок при больших относительных вертикальных перемещениях. При небольших относительных смещениях корпусов в пределах нормы ($A = 145$ мм) автосцепка работает как нежесткая, а затем как жесткая.

Достоинство – исключается саморасцеп вагонов.

Недостаток – сложность конструкции.

К полужестким автосцепкам относятся модернизированная автосцепка СА-3М, а также автосцепки СА-3У, СА-3Т и СА-4.

Область применения нежестких автосцепок – вновь выпускаемые грузовые и пассажирские вагоны.

Отметим, что цистерны для перевозки опасных грузов имеют ограничители вертикальных перемещений не только в нижней части корпуса автосцепки, но и в верхней.

6.2 Автосцепное устройство четырехосных вагонов

Автосцепное устройство четырехосных вагонов. Автосцепное устройство четырехосных вагонов (рисунки 6.3 и 6.4) – это автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 (далее – автосцепное устройство СА-3). Оно размещается в концевой части рамы вагона и включает следующие основные составные части: автосцепку СА-3; поглощающий аппарат; центрирующий прибор; расцепной привод и детали, передающие нагрузку на раму.

Обратите внимание

Автосцепное устройство пассажирских вагонов отличается от автосцепного устройства четырехосных грузовых вагонов конструкцией поглощающего аппарата и центрирующего прибора.

Рассмотрим узлы и детали автосцепного устройства (см. рисунок 6.3).

Автосцепка СА-3 обеспечивает сцепление вагонов и передачу тяговых и ударных усилий и представляет собой корпус с механизмом сцепления.

Центрирующий прибор обеспечивает возвращение автосцепки после бокового отклонения в центральное положение и включает центрирующую балочку 10, две маятниковые подвески 11 и ударную розетку 6.

Ударная розетка усиливает концевую балку рамы вагона и служит для восприятия части ударной нагрузки непосредственно от автосцепки в случае полного сжатия поглощающего аппарата.

Расцепной привод служит для расцепления вагонов. Образован расцепным рычагом 15, державкой 12, фиксирующим кронштейном 16 и цепью 9, связывающей расцепной рычаг с валиком подъемника 8 механизма сцепления. Опорные детали расцепного рычага – державка и кронштейн – закреплены на концевой балке рамы вагона.

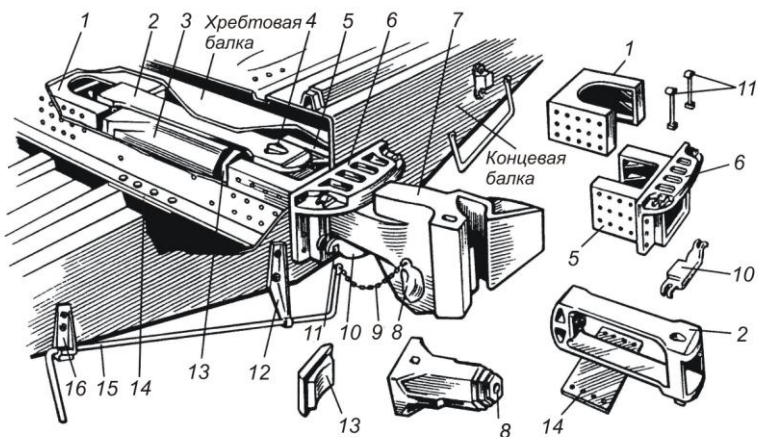


Рисунок 6.3 – Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3:

1 – задний упор; 2 – тяговый хомут; 3 – поглощающий аппарат; 4 – клин тягового хомута; 5 – передний упор, объединенный с ударной розеткой 6; 7 – автосцепка; 8 – валик подъемника; 9 – цепь расцепного рычага; 10 – центрирующая балочка; 11 – маятниковая подвеска; 12 – поддерживающий кронштейн (державка); 13 – упорная плита; 14 – поддерживающая планка; 15 – расцепный рычаг; 16 – фиксирующий кронштейн

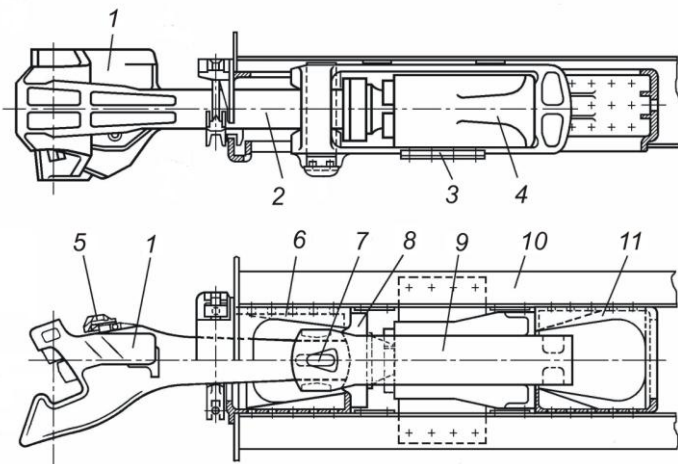


Рисунок 6.4 – Схема автосцепного устройства с автосцепкой СА-3:

1, 2 – головная часть и хвостовик корпуса автосцепки; 3 – поддерживающая планка; 4 – поглощающий аппарат; 5 – валик подъемника; 6 – передний упор, объединенный с ударной розеткой; 7 – клин тягового хомута; 8 – упорная плита; 9 – тяговый хомут; 10 – хребтовая балка рамы вагона; 11 – задний упор

В состав деталей, передающих нагрузку на раму, входят тяговый хомут 2, клин 4 тягового хомута, упорная плита 13, передний 5 и задний 1 упоры. Передний упор 5 объединен с ударной розеткой 6 в единую отливку. Упоры (передний и задний) размещены между стенками хребтовой балки и передают нагрузку на раму вагона.

Растягивающие (тяговые) усилия передаются от автосцепки на передний упор 5 через клин 4, тяговый хомут 2 и поглощающий аппарат 3; *сжимающие (ударные) усилия* – на задний упор 1 через упорную плиту 13 и поглощающий аппарат 3. Поглощающий аппарат амортизирует удары и рывки, защищая вагоны, грузы и пассажиров от вредных динамических воздействий.

Поддерживающая планка 14 удерживает автосцепку в горизонтальном положении.

Корпус автосцепки, детали механизма сцепления и детали, передающие нагрузку на раму вагона, изготовляют литьем из низколегированной стали по ГОСТ 22703, за исключением клина тягового хомута и маятниковой подвески, которые изготовляют штамповкой из хромокремнистой стали 38ХС по ГОСТ 4543. Предохранитель замка изготовляется штамповкой из стали марок Ст5пс и Ст5сп по ГОСТ 535 или литьем из стали марки 32Х06Л по ГОСТ 977.

6.3 Автосцепка модели СА-3

Назначение и состав. Автосцепка – сборочная единица автосцепного устройства, обеспечивающая автоматическое сцепление единиц железнодорожного подвижного состава.

Автосцепка модели СА-3 (далее – автосцепка СА-3) представляет собой корпус автосцепки с механизмом сцепления (рисунки 6.5 и 6.6). К деталям механизма сцепления относятся: замок 2, замкодержатель 1, предохранитель замка 6, подъемник 7 и валик подъемника 3.

Автосцепка с разнесенными элементами показана на рисунке 6.7.

Корпус автосцепки. Корпус автосцепки (рисунки 6.8 и 6.9) – деталь автосцепки, предназначенная для передачи продольных сил и размещения механизма сцепления автосцепки. Представляет собой пустотелую фасонную отливку 1 группы, состоящую из головы и хвостовика. Изготавливают из стали марки 20ГЛ.

Голова корпуса автосцепки – составная часть корпуса автосцепки, внутри которого имеется карман (внутренняя полость) для размещения механизма сцепления. Голова имеет большой 1 и малый 2 зубья, которые, соединяясь, образуют зев.

Зев корпуса автосцепки – поверхности головы автосцепки, расположенные между направляющей поверхностью большого и ударной поверхно-

стью малого зубьев с конфигурацией, соответствующей контуру зацепления.

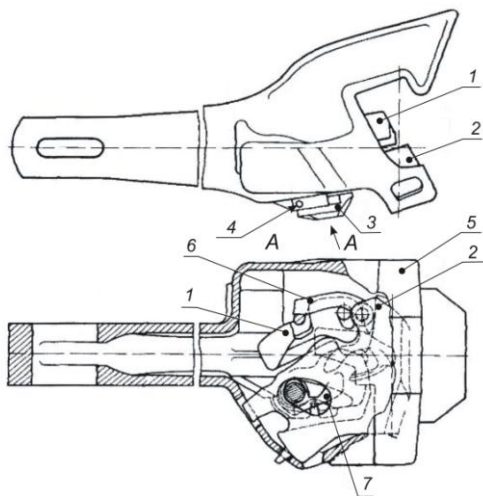


Рисунок 6.5 – Схема автосцепки СА-3:
1 – замкодержатель; 2 – замок; 3 – валик подъемника;
4 – запорный болт; 5 – корпус автосцепки;
6 – предохранитель замка; 7 – подъемник

Контур зацепления одной автосцепки, представляющий собой горизонтальную проекцию зубьев, зева и выступающей части замка, показан на рисунке 6.10, б жирными линиями.

Торцевые поверхности малого зуба и зева называют ударными, а задние поверхности большого и малого зубьев – тяговыми.

Примечание – Для уменьшения массы корпуса по всей высоте малого зуба проходит вертикальное отверстие.

Для обеспечения взаимосцепляемости всех автосцепок СА-3 контур зацепления должен соответствовать ГОСТ 21447–75.

Контуром зацепления (рисунок 6.10, а) называется очертание в плане взаимодействующих поверхностей смежных сцепок (ГОСТ 22703–2012). Линия I–I является продольной осью автосцепки, линия II–II – осью зацепления. Ось зацепления перпендикулярна оси I–I и проходит через точку O, называемую *центром зацепления*. Ось II–II используется для определения расстояния от концевой балки до автосцепки.

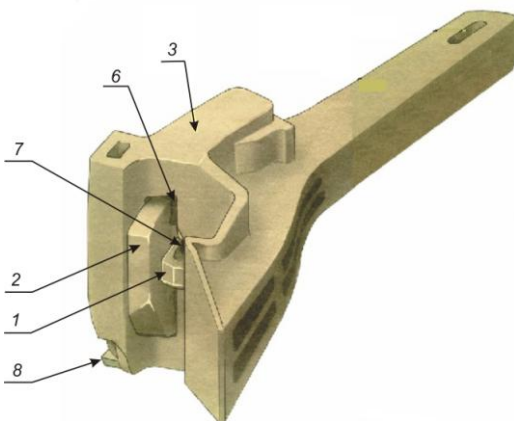


Рисунок 6.6 – Автосцепка СА-3 (общий вид):
1 – замкодержатель; 2 – замок; 3 – корпус автосцепки;
6, 7 – большое и малое окна для выхода соответственно замка и замкодержателя; 8 – ограничитель вертикальных перемещений

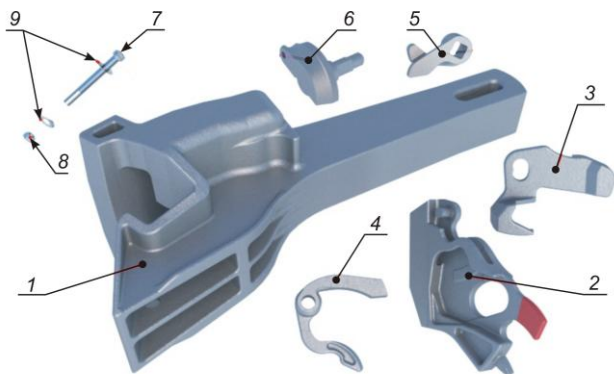


Рисунок 6.7 – Автосцепка СА-3 с разнесенными элементами:
 1 – корпус автосцепки; 2 – замок; 3 – замкодержатель; 4 – предохранитель;
 5 – подъемник; 6 – валик подъемника; 7 – запорный болт; 8 – гайка; 9 – шайбы

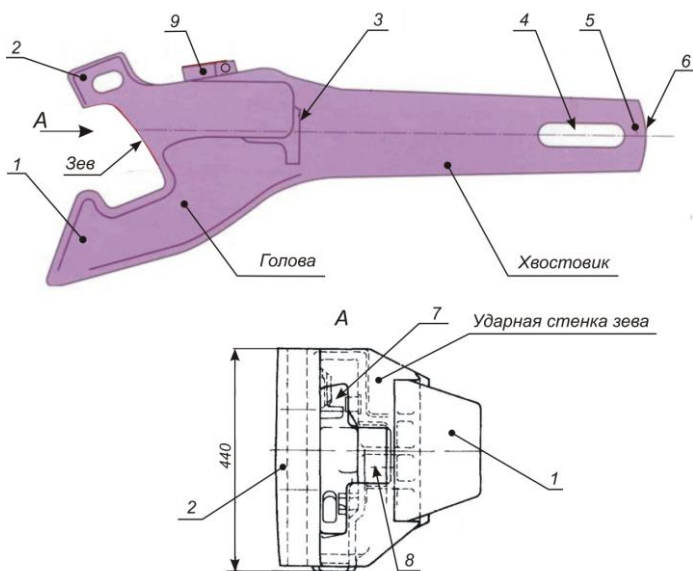


Рисунок 6.8 – Корпус автосцепки СА-3:
 1 – большой зуб; 2 – малый зуб; 3 – упор; 4 – отверстие для клина тягового хомута;
 5 – перемычка; 6 – торец; 7, 8 – большое и малое окна ударной стенки зева;
 9 – прилив с отверстиями для валика подъемника и запорного болта

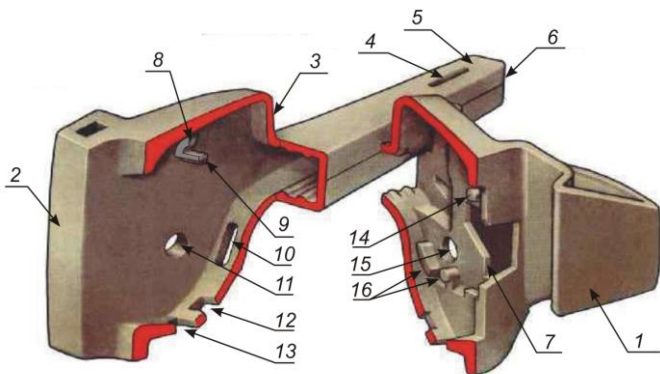


Рисунок 6.9 – Карман корпуса автосцепки СА-3:

1 – большой зуб; 2 – малый зуб; 3 – упор; 4 – отверстие для клина тягового хомута; 5 – перемычка; 6 – торец; 7 – ребро, ограничивающее уход лапы замкодержателя внутрь корпуса; 8 – серповидный прилив, ограничивающий перемещение замка внутрь корпуса; 9 – полочка для предохранителя; 10 – отверстие для сигнального отрезка замка; 11, 15 – отверстия для валика подъемника; 12 – отверстие для направляющего зуба замка; 13 – грязевое отверстие; 14 – шип для замкодержателя; 16 – приливы для подъемника

В пространство зева выступают замок 2 и замкодержатель 1 механизма сцепления (см. рисунки 6.5 и 6.6). Это обеспечивается наличием на торцевой стенке зева двух окон во внутренний карман корпуса: большого 7 – для выхода в зев замка и малого 8 – для выхода лапы замкодержателя (см. рисунок 6.8).

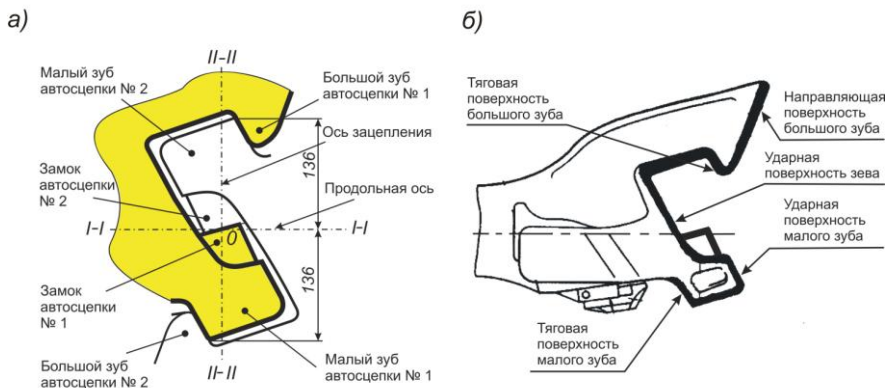


Рисунок 6.10 – Контур зацепления автосцепки СА-3:

а – взаимодействующих смежных автосцепок; б – одной автосцепки

Голова корпуса заканчивается упором 3 (см. рисунок 6.8), который в случае полного сжатия поглощающего аппарата обеспечивает передачу ударного сжимающего усилия на раму кузова через ударную розетку, расположенную на концевой балке рамы кузова. На корпусе со стороны малого зуба выполнен прилив 7 с отверстиями для валика подъемника и запорного болта.

В *кармане корпуса* имеются приливы и отверстия (см. рисунок 6.9), предназначенные для размещения деталей механизма сцепления и правильного их взаимодействия.

Серповидный прилив 8 на верхней части внутренней стенки малого зуба ограничивает перемещение замка внутрь кармана. Нижняя часть прилива переходит в полочку 9, которая является опорной для верхнего плеча предохранителя. В стенке корпуса со стороны малого зуба выполнено отверстие 11 с приливом снаружи для размещения толстой цилиндрической части стержня валика подъемника, а со стороны большого зуба – отверстие 15 для тонкой цилиндрической части стержня.

На внутренней стенке со стороны большого зуба имеются приливы 16, образующие полукруглую опору для подъемника, и шип 14 – для навешивания замкодержателя. Ребро 17 внутренней стенки ограничивает уход лапы замкодержателя внутрь корпуса.

На дне кармана корпуса выполнены отверстия: 10 – для сигнального отбрасывателя замка, 12 – для направляющего зуба замка; 13 – для удаления грязи (для выпадения мусора, случайно попавшего в карман). В нижней части имеется также отверстие (на рисунке 6.9 его не видно), через которое происходит внешнее воздействие на лапу замкодержателя для восстановления сцепления ошибочно расцепленных автосцепок.

Хвостовик корпуса автосцепки – составная часть корпуса автосцепки, предназначенная для его соединения с упорной плитой, клином тягового хомута, центрирующим прибором и для передачи продольных сил.

Хвостовик имеет продолговатое отверстие 4 для клина, соединяющего корпус с тяговым хомутом, и цилиндрический торец 6, обеспечивающий поворот корпуса автосцепки в горизонтальной плоскости. Часть хвостовика 5, расположенная между отверстием для клина тягового хомута и торцом, называется *перемычкой*.

Одним из контролируемых размеров автосцепного устройства является *уровень оси хвостовика корпуса автосцепки*, который представляет собой расстояние между уровнем головок рельсов и продольной осью симметрии хвостовика корпуса автосцепки.

Примечание – За продольную ось автосцепки принимают литейный шов на ее корпусе.

Отличительная особенность автосцепки СА-3 для пассажирских вагонов – наличие в нижней части малого зуба кронштейна 8 – ограничителя вертикальных перемещений (см. рисунок 6.6). Он приваривается к малому зубу и предотвращает саморасцеп автосцепок (потерю вертикального зацепления) при разнице продольных высот автосцепок более 145 мм. Такими ограничителями оборудуют автосцепки пассажирских вагонов с 1978 г. Наличие предохранительного кронштейна превращает нежесткую автосцепку СА-3 в полужесткую.

Механизм сцепления автосцепки. Механизм сцепления автосцепки – комплект деталей, обеспечивающий автоматическое сцепление и принудительное расцепление автосцепок (ГОСТ 33434).

В состав деталей механизма сцепления входят замок, замкодержатель, предохранитель замка, подъемник и валик подъемника. Детали механизма закрепляются в корпусе запорным болтом с двумя шайбами и гайкой (см. рисунок 6.7).

Детали механизма сцепления автосцепки: замок, замкодержатель, подъемник замка, валик подъемника – изготавливают литьем (отливки 2 группы) из стали марок 20ГЛ или 20ФЛ.

З а м о к (рисунок 6.11) выполнен в виде детали сложной конфигурации и предназначен для запирания двух сцепленных автосцепок.

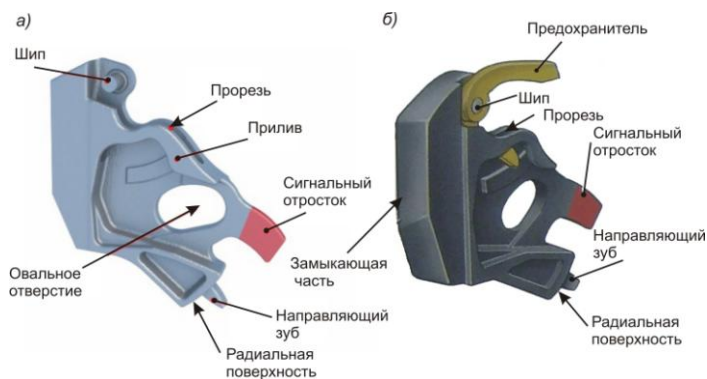


Рисунок 6.11 – Замок механизма сцепления (а) и в сборе с предохранителем (б)

Запираение двух сцепленных автосцепок производится с помощью замыкающей части 8 замка (рисунок 6.12), которая имеет утолщение к наружной кромке. Утолщение препятствует выжиманию замка из зева внутри кармана корпуса силами трения при перемещениях сцепленных автосцепок друг относительно друга в процессе движения поезда.

В верхней части замок снабжен *цилиндрическим шипом 7*, предназначенным для навешивания предохранителя, а в средней – *овальным отверстием 2* для пропуска стержня валика подъемника.

В нижней части замок имеет *радиальную поверхность 4*, направляющий зуб 3 и *сигнальный отросток 1*, окрашенный в красный цвет. Радиальной поверхностью замок опирается на наклонное дно кармана корпуса и перекачивается по нему в процессе сцепления и расцепления автосцепок, а направляющий зуб препятствует перемещению опоры замка по дну кармана. По положению сигнального отростка определяют сцеплены или расцеплены автосцепки при осмотре вагонов.

Для перемещения замка внутрь кармана корпуса при расцеплении автосцепок служит *прилив 5*, который снабжен *прорезью 6* под нижним плечом предохранителя. Замок устроен и размещен так, чтобы под действием собственного веса своей замыкающей частью выходит наружу из полости головной части.

Замкодержатель (рисунок 6.13) обеспечивает удержание замка в нижнем (сцепленном) и верхнем (расцепленном) положениях. Первая задача решается совместно с предохранителем, вторая – совместно с подъемником. Замкодержатель имеет лапу, овальное отверстие, расцепной угол и противовес.

Лапа 4 замкодержателя взаимодействует со смежной автосцепкой. В собранном механизме лапа под действием противовеса 1 выходит в зев автосцепки. Хвостовик 6 лапы служит в качестве направляющей. На хвостовик воздействуют для восстановления сцепленного состояния у ошибочно расцепленных автосцепок.

Овальное отверстие 3 в стенке 2 служит для навешивания замкодержателя на шип, расположенный внутри кармана корпуса.

Расцепной угол 5, находящийся снизу под овальным отверстием, взаимодействует с подъемником замка.

Предохранитель замка (предохранитель от самрасцепа) предназначен для удержания замка в сцепленном положении. Представляет собой

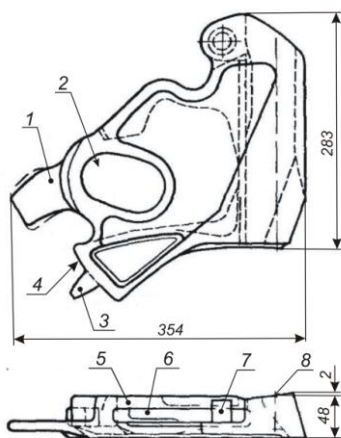


Рисунок 6.12 – Схема замка:

- 1 – сигнальный отросток; 2 – овальное отверстие; 3 – направляющий зуб; 4 – радиальная поверхность; 5 – прилив; 6 – прорезь; 7 – цилиндрический шип

двуплечий рычаг с *отверстием 2*, предназначенным для навешивания на цилиндрический шип замка (рисунок 6.14). Выполнен в двух вариантах конструктивного исполнения.

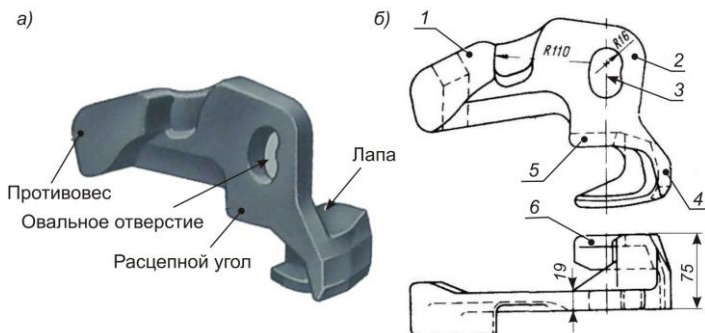


Рисунок 6.13 – Замкодержатель:
а – общий вид; б – схема

Первый вариант (рисунок 6.14, б) изготавливают штамповкой из стали марок Ст5пс и Ст5сп по ГОСТ 977, второй – литьем из низколегированной стали марки 32Х06Л категории прочности КТ45 по ГОСТ 22703.

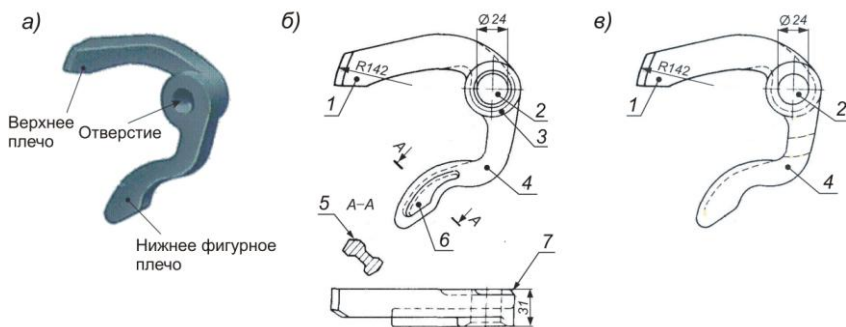


Рисунок 6.14 – Предохранитель замка:
а – общий вид; б, в – схемы вариантов конструктивного исполнения

Верхнее плечо 1 служит для упора в противовес замкодержателя, препятствуя уходу замка внутрь кармана корпуса и не допуская тем самым саморасцеп автосцепок. *Нижнее фигурное плечо 4*, взаимодействуя с

подъемником при расцеплении автосцепок, выводит верхнее плечо из зацепления с противовесом замкодержателя.

На верхнем и нижнем плечах выполнены фаски (см. рисунок 6.13, б). *Фаска 5* на нижнем плече предохранителя облегчает проход нижнего плеча в паз замка при расцеплении автосцепок, *фаска 7* у основания верхнего плеча и вокруг втулки 3 служит для того, чтобы предохранитель не задевал за шип для замкодержателя в корпусе и не препятствовал перемещению замка при боковых отклонениях предохранителя.

В нижнем плече предусмотрены *углубления 6*, уменьшающие его массу и не допускающие излом плеча от действия инерционной нагрузки.

П о д ъ е м н и к (рисунок 6.15) предназначен для подъема верхнего плеча предохранителя (вывода его из положения упора в противовес замкодержателя), увода замка внутрь кармана и удержания его вместе с замкодержателем в утопленном положении.

Подъемник имеет два пальца – широкий и узкий, а также квадратное отверстие. *Широкий палец 1* поворачивает за нижнее плечо предохранитель, поднимая его верхнее плечо вверх, и уводит замок внутрь кармана. А *узкий палец 2* взаимодействует с расцепным углом замкодержателя. *Отверстие 5* предназначено для квадратной части стержня валика подъемника. *Буртик 4* не допускает западания подъемника в овальное отверстие замка. *Углубление 3* служит для опоры подъемника на прилив в кармане корпуса.

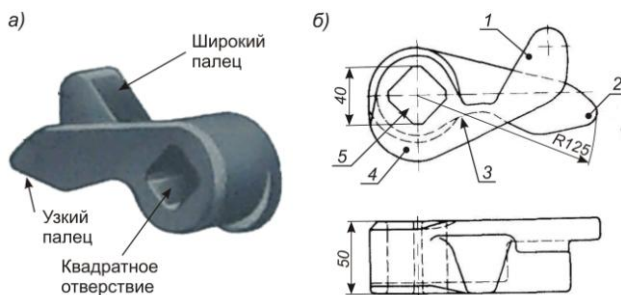


Рисунок 6.15 – Подъемник:
а – общий вид; б – схема

В а л и к **п о д ъ е м н и к а** (рисунок 6.16) обеспечивает поворот подъемника замка при расцеплении автосцепок и удержание подъемника в вертикальном положении. Он состоит из балансира и стержня.

Балансир 1 облегчает возвращение валика подъемника в исходное положение после разведения автосцепок. Отверстие балансира служит для его соединения с цепью расцепного привода.

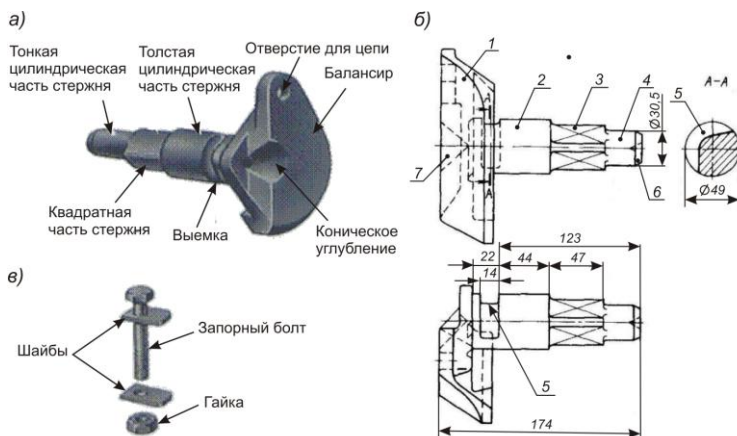


Рисунок 6.16 – Валик подъемника и запорное устройство:
а, б – общий вид и схема валика подъемника; *в* – запорный болт с шайбами и гайкой

Стержень валика имеет три части: квадратную 3 и две цилиндрических (толстую 2 и тонкую 4). В собранной автосцепке цилиндрические части валика размещаются в соответствующих отверстиях корпуса, а квадратная часть располагается в отверстии подъемника. Толстая цилиндрическая часть удерживает замок от выпадения, а выемка 5 на ней служит для запорного болта.

Конические углубления 7 на балансире и 6 на торце стержня предназначены для центровки валика подъемника при обработке поверхностей стержня на станке.

Закрепление деталей механизма в корпусе выполняется запорным болтом с двумя шайбами и гайкой (рисунок 6.17). Запорный болт закрепляет валик подъемника и удерживает детали механизма в собранном состоянии.

Сборка и разборка механизма сцепления автосцепки. Сборка механизма автосцепки производится в следующем порядке.

1 Подъемник замка (рисунок 6.18, *а*) укладывают на прилив (в виде полукруглой опоры) в кармане корпуса широким пальцем вверх. При этом прилив корпуса входит в углубление подъемника со стороны узкого пальца.

2 Замкодержатель навешивают на шип корпуса.

3 Подъемник и замкодержатель прижимают к стенке кармана, чтобы они не препятствовали последующей установке замка.

4 Предохранитель (рисунок 6.18, *б*) навешивают на шип замка и поворачивают по часовой стрелке так, чтобы нижнее плечо предохранителя прошло через прорезь прилива и уперлось в вертикальную стенку замка.

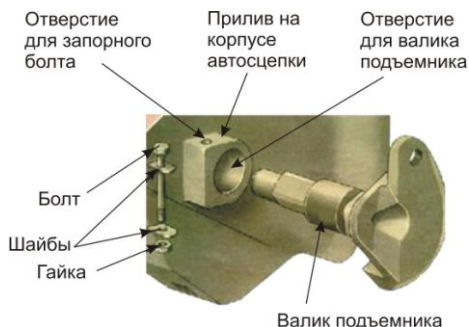


Рисунок 6.17 – Установка валика подъемника в карман корпуса и его крепление

5 Замок с предохранителем вводят в карман корпуса так, чтобы направляющий зуб замка вошел в отверстие на дне кармана, а верхнее плечо предохранителя легло на полочку кармана. Для выполнения последнего условия одновременно с введением замка внутрь кармана необходимо с помощью бородка или какого-либо подобного предмета поднять нижнее плечо предохранителя так, чтобы верхнее плечо стало выше полочки кармана.

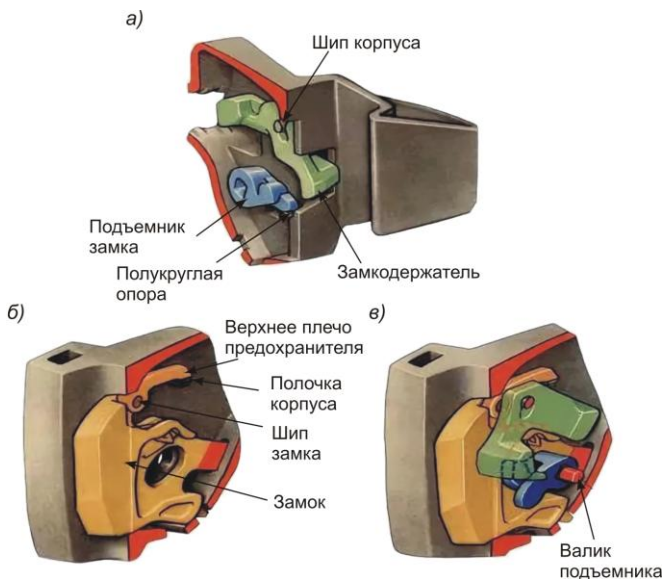


Рисунок 6.18 – К последовательности сборки механизма автосцепки: положения в кармане корпуса подъемника замка и замкодержателя (а), замка с предохранителем (б) и валика подъемника (е)

6 Валик подъемника, установленный в положение, показанное на рисунке 6.17, вводят в отверстие корпуса со стороны малого зуба так, чтобы балансир валика дошел до прилива корпуса, а отверстие для крепежного болта расположилось напротив паза на толстой цилиндрической части стержня. Далее необходимо замок отпустить. При этом задняя кромка овального отверстия замка должна находиться против толстой цилиндрической части стержня.

7 Выполняют проверку правильности сборки. С этой целью рукой перемищают замок внутрь кармана корпуса заподлицо с ударной стенкой зева, а затем отпускают. Замок должен быстро и беспрепятственно возвратиться в исходное положение. Аналогично определяют подвижность замкодержателя.

Затем проверяют, нет ли заеданий в деталях механизма при расцеплении. Для этого валик подъемника поворачивают против часовой стрелки до отказа, затем отпускают. Валик подъемника и другие детали должны свободно возвратиться в исходное положение. Подвижность деталей проверяют несколько раз.

Далее контролируют надежность перекрытия полочки верхним плечом. С этой целью замок вытягивают из кармана корпуса, насколько позволяют зазоры между удерживающими его деталями, а затем выталкивают внутрь кармана. Замок должен свободно уходить внутрь кармана корпуса.

8 Механизм автосцепки закрепляют в корпусе запорным болтом с фасонной шайбой. Болт пропускают через отверстие в приливе на стенке корпуса. При этом болт проходит выемку в толстой цилиндрической части стержня валика подъемника. Болт закрепляется гайкой, под которую устанавливают фасонную шайбу.

Разбирают автосцепку в порядке, обратном сборке.

Условия, обеспечивающие процесс сцепления автосцепок. При сцеплении вагонов продольные оси их автосцепок могут занимать различные взаимные положения: находиться на одной прямой или иметь смещения в горизонтальном или вертикальном направлении. Автоматическое сцепление обеспечивается, если относительное смещение продольных осей сцепляемых автосцепок в горизонтальной плоскости не превышает захвата сцепления, равного для автосцепки СА-3 175 мм (рисунок 6.19).

Примечание – Горизонтальные смещения автосцепок имеют место в следующих случаях:

- сцепляемые вагоны находятся на кривом участке пути. При этом чем меньше радиус кривой, тем больше отклонение продольных осей автосцепок;
- различия в длинах баз и консольных частей вагонов;
- вследствие неисправности центрирующего прибора.

Вертикальное смещение продольных осей зависит от типа подвижного состава, его технического состояния, степени загрузки и др.

Предельное расстояние по вертикали между их продольными осями, обеспечивающее сцепление, составляет: 240 мм – для новых автосцепок с номинальными размерами; 150 мм – для изношенных автосцепок, отвечающих эксплуатационным требованиям.

Однако сцепление при разнице высот осей автосцепок 150 мм будет ненадежным из-за недостаточного размера площадки зацепления замков. В этом случае при проходе сцепленных автосцепок по неровностям пути (пучины, просадки) может произойти разъединение автосцепок. Поэтому Правилами технической эксплуатации железных дорог допускается расстояние по высоте между продольными осями сцепленных автосцепок вагонов в грузовом поезде не более 100 мм.

Предельное расстояние по вертикали между их продольными осями автосцепок, обеспечивающее сцепление, составляет для новых автосцепок с номинальными размерами 240 мм.

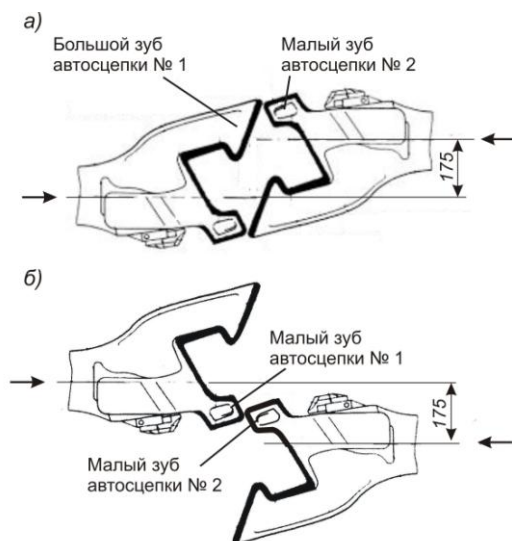


Рисунок 6.19 – Положения автосцепок при сцеплении:

а – при скольжении малого зуба одной автосцепки по направляющей поверхности большого зуба другой автосцепки; *б* – то же малых зубьев сцепляемых автосцепок

Процесс сцепления автосцепок. Процесс сцепления производится следующим образом.

При соударении вагонов малый зуб корпуса одной автосцепки скользит по направляющей (скошенной) поверхности большого (см. рисунок 6.19, *а*) или малого (см. рисунок 6.19, *б*) зуба другой автосцепки в зависимости от отклонения автосцепок в одну или другую сторону. Далее малый зуб входит

в зев. При малом относительном смещении продольных осей сцепляемых автосцепок малые зубья входят в зевы сразу без скольжения.

Войдя в зевы, малые зубья нажимают на выступающие части замков или замки нажимают друг на друга (рисунок 6.20). В результате замки поворачиваются вокруг своих радиальных опор и уходят внутрь корпусов. Вместе с замками перемещаются предохранители, верхние плечи которых скользят по полкам и проходят над противовесами замкодержателей.

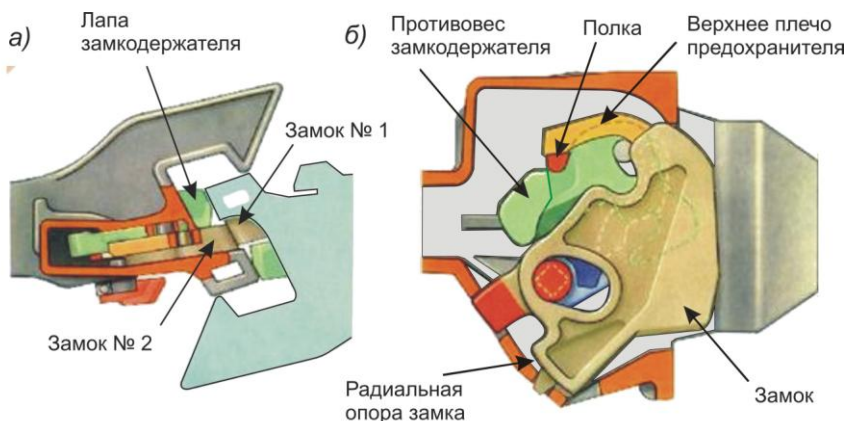


Рисунок 6.20 – Положения деталей механизма сцепления автосцепок в начале сцепления (начало перемещения замка внутрь корпуса):
а – вид в плане; б – разрез в вертикальной плоскости

При дальнейшем сближении автосцепок (рисунок 6.21) замки продолжают перемещаться внутрь кармана корпуса, а малые зубья нажимают на лапы замкодержателей. В результате замкодержатели поворачиваются, их противовесы поднимаются и становятся опорами для верхних плеч предохранителей. Малые зубья начинают скользить по наклонным поверхностям зева в направлении к боковым стенкам зева.

Когда малые зубья займут в зевах свои крайние положения в пространстве между большими зубьями (рисунок 6.22), замки освобождаются от нажатия и под действием собственного веса выходят снова в зевы, заполняя всё имеющееся там пространство, и тем самым запирают автосцепки.

Замки теперь не смогут вновь войти внутрь карманов корпусов, так как при движении замков в нижнее положение верхние плечи предохранителей, перемещаясь вместе с замками, соскальзывают на полочки с противовесов замкодержателей. В результате торцы верхних плеч предохранителей располагаются против упоров замкодержателей. Верхние плечи предохранителей сохраняют такое положение, поскольку они опираются на полки

корпуса, а на лапы замкодержателей нажимают малые зубья смежных автосцепок.

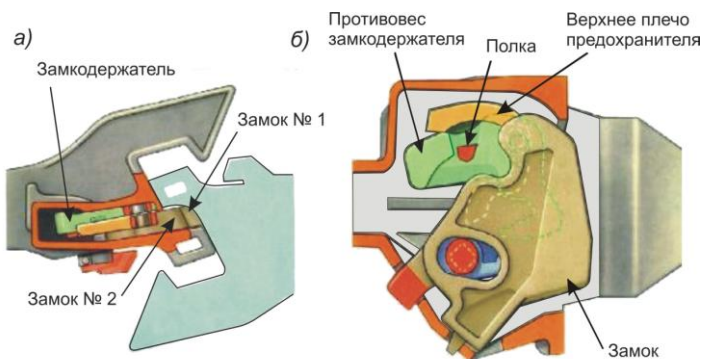


Рисунок 6.21 – Положения деталей механизма сцепления автосцепок в результате перемещения замка и поворота замкодержателя:
а – вид в плане; *б* – разрез в вертикальной плоскости

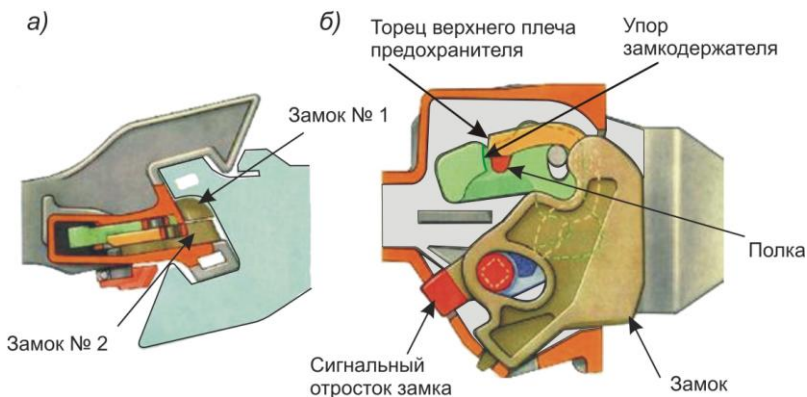


Рисунок 6.22 – Положения деталей механизма сцепления автосцепок в конце сцепления:
а – вид в плане; *б* – разрез в вертикальной плоскости

Таким образом, это расположение деталей механизма сцепленных автосцепок исключает возможность перемещения замка внутрь кармана корпуса под действием внешних сил. В результате у сцепленных автосцепок происходит автоматическое включение предохранителей от саморасцепки.

Сигнальные отростки замков у сцепленных автосцепок находятся внутри карманов и не выступают за наружные кромки отверстий.

Положение деталей у сцепленных автосцепок показано на рисунке 6.23.

Процесс расцепления автосцепок. Процесс расцепления вагонов состоит из трех этапов [7]:

- выключение предохранителя от саморасцепа;
- перемещение замка внутрь корпуса корпуса автосцепки;
- удержание замка внутри корпуса до разведения вагонов.

Для расцепления автосцепки достаточно увести внутрь кармана корпуса хотя бы один из замков, тогда малые зубья смогут выйти из зевов.

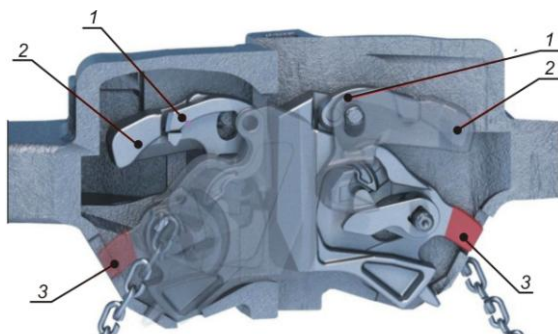


Рисунок 6.23 – Положения деталей механизмов сцепленных автосцепок:
1 – предохранитель от саморасцепа; 2 – замкодержатель; 3 – сигнальный отросток замка

Рассмотрим выполнение первого этапа.

У натянутых автосцепок замки зажаты между малыми зубьями, поэтому перед расцеплением нужно сжать автосцепки.

Для расцепления вагонов у одной из сцепленных автосцепок с помощью натяжения цепи расцепного привода поворачивают валик подъемника (рисунок 6.24) и вместе с ним подъемник (по стрелке), который своим широким пальцем нажимает на нижнее плечо предохранителя. В результате верхнее его плечо приподнимается выше противовеса замкодержателя, т. е. предохранитель от саморасцепа выключается, и завершается выполнение *первого этапа*.

При дальнейшем повороте подъемника тот же палец нажимает на замок (по стрелке) и, поворачивая его, уводит внутрь корпуса (рисунок 6.25). При этом узкий палец подъемника нажимает снизу на горизонтальную грань расцепного угла замкодержателя. Замкодержатель, имеющий овальное отверстие, перемещается вверх (по стрелке). Сигнальный отросток замка при этом выступает наружу. Этим завершается *второй этап расцепления*.

Третий этап реализуется с помощью узкого пальца подъемника, который при дальнейшем повороте заходит за вертикальную грань расцепного угла. В результате замкодержатель, освобожденный от нажатия, снова опускается вниз (рисунок 6.26) – автосцепки расцеплены.

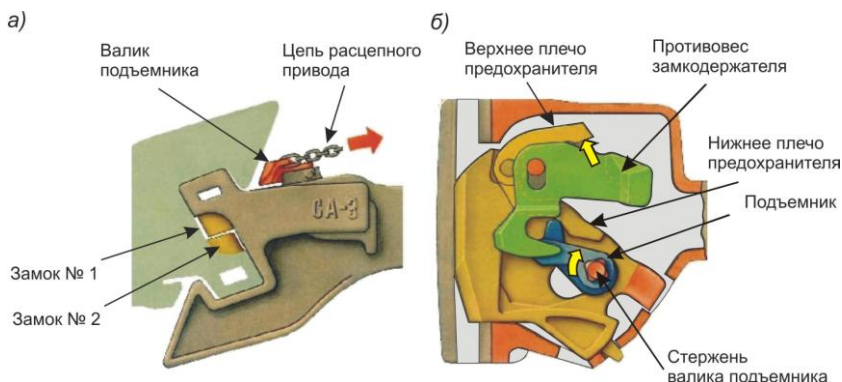


Рисунок 6.24 – Положения деталей механизма автосцепок при расцеплении (этап I):
а – вид в плане; *б* – разрез в вертикальной плоскости

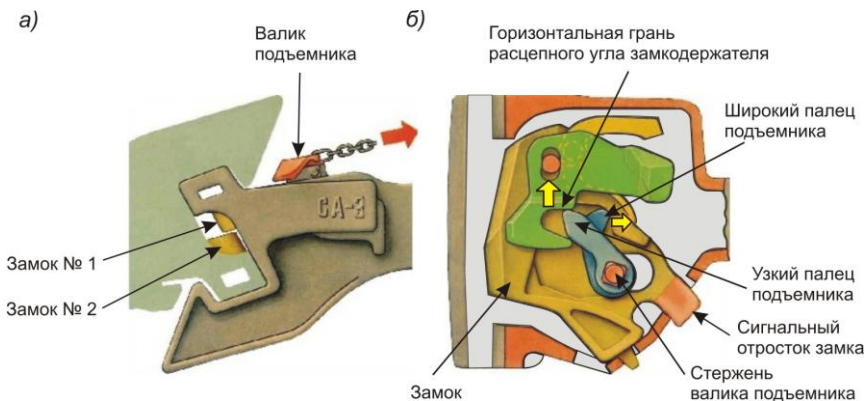


Рисунок 6.25 – Положения деталей механизма автосцепок при расцеплении (этап II):
а – вид в плане; *б* – разрез в вертикальной плоскости

Замок не может вновь выйти в зев до разведения вагонов, поскольку он удерживается широким пальцем подъемника. Подъемник сохраняет такое положение, так как его узкий палец опирается на вертикальную грань расцепного угла замкодержателя. Последний не может в свою очередь повернуться из-за того, что его лапа упирается в малый зуб смежной автосцепки.

О расцепленном состоянии автосцепки свидетельствует сигнальный отросток, выступающий снизу корпуса.

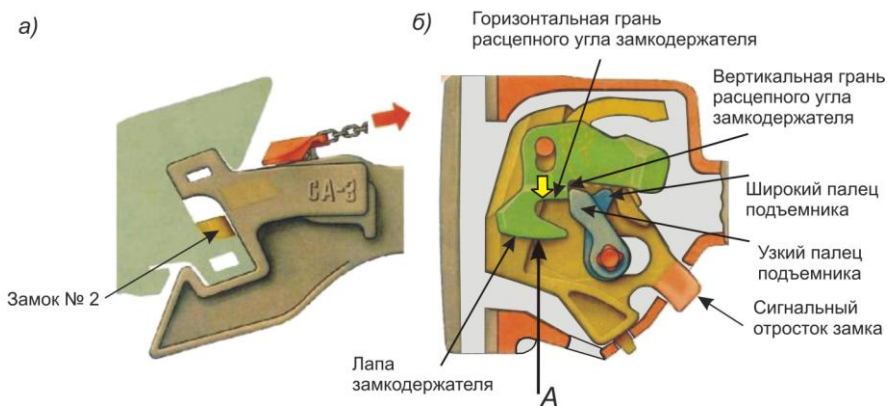


Рисунок 6.26 – Положения деталей механизма автосцепок при расцеплении (этап III):
а – вид в плане; б – разрез в вертикальной плоскости

При разведении вагонов лапа замкодержателя, освобожденная от нажатия, выходит в зев. Расцепной угол, поворачиваясь, обеспечивает поворот подъемника. В результате замок возвращается в первоначальное положение.

У смежной автосцепки замкодержатель поворачивается на шипе, и его противовес опускается ниже полочки, вследствие чего упор противовеса размещается ниже верхнего плеча предохранителя замка. Механизмы обеих разведенных автосцепок готовы к новому сцеплению.

Таким образом, *после разведения вагонов механизмы обеих автосцепок автоматически восстанавливают готовность к новому сцеплению.*

Восстановление сцепления автосцепок. Восстановление сцепления автосцепок, расцепленных ошибочно, может быть произведено и без разведения вагонов – поднятием замкодержателя. В корпусе автосцепки есть отверстие, расположенное в нижнем ребре большого зуба, через которое рукояткой молотка, металлическим или деревянным стержнем нажимают снизу на лапу замкодержателя по направлению стрелки А (см. рисунок 6.26). Замкодержатель, имеющий овальное отверстие, перемещается вверх, и подъемник, лишенный опоры на вертикальную грань расцепного угла замкодержателя, поворачивается. В результате замок выходит в зев, восстанавливая сцепление автосцепок.

Установка механизма автосцепки в выключенное положение. Выключенное положение механизма (положение «на буфер») необходимо для толкания вагонов без сцепления автосцепок во время маневровой работы. Для установки механизма в такое положение нужно при помощи расцепно-

го привода повернуть валик подъемника и установить рукоятку расцепного привода на полочку кронштейна привода. Замок при этом удерживается внутри корпуса нажатием подъемника, который сохраняет такое положение натянутой цепью расцепного привода, соединенной с валиком подъемника.

6.4 Расцепной привод автосцепного устройства

Назначение и состав расцепного привода. Расцепной привод предназначен для расцепления автосцепок с любой стороны состава и установки механизма сцепления в выключенное положение.

Расцепной привод располагается на концевой балке рамы кузова с левой стороны вагона, если смотреть на торец вагона. Расцепление сцепленных между собой автосцепок выполняется с любой стороны состава без захода человека между вагонами.

Расцепной привод автосцепки вагонов эксплуатационного парка (рисунок 6.27) состоит из расцепного рычага 2, кронштейна с полкой (кронштейна фиксирующего) 1, державки (кронштейна поддерживающего) 3 и цепи 4, соединяющей рычаг с валиком подъемника.

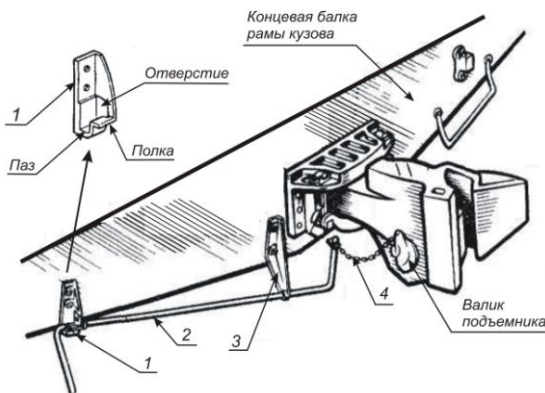


Рисунок 6.27 – Расцепной привод автосцепки СА-3:
1 – кронштейн с полкой; 2 – расцепной рычаг; 3 – державка; 4 – цепь

Конструкция деталей расцепного привода. Расцепной рычаг (рисунок 6.28, а) предназначен для расцепления автосцепок.

Представляет собой двуплечий рычаг в виде стержня 3 с рукояткой 6 и коротким расцепным плечом 4. Стержень соединен с рукояткой коленом 1 – плоской частью с поперечным сечением 20×35 мм. Между стержнем и ко-

леном приварен ограничитель 2 продольных перемещений. Короткое плечо имеет отверстие 5 для регулировочного болта.

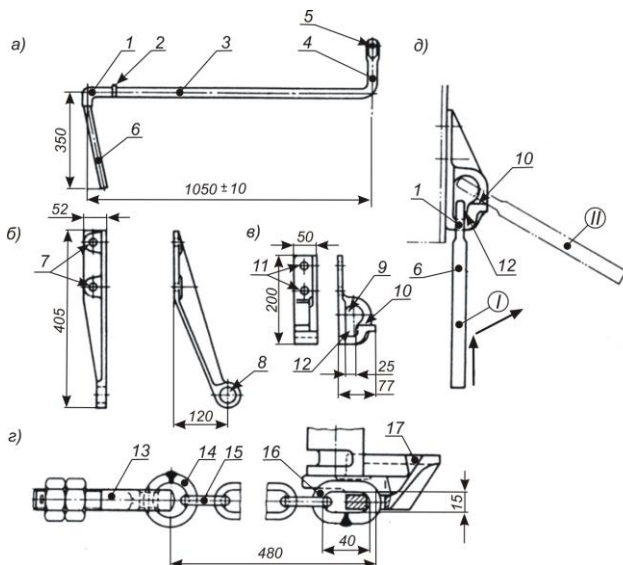


Рисунок 6.28 – Детали расцепного привода и положения рукоятки рычага:
 I – положение рычага при сцепленных или расцепленных автосцепках; II – положение рычага при установке механизма автосцепки в положение «на буфер»; а – расцепной рычаг; б – державка; в – кронштейн с полкой; г – цепь и узлы ее соединения с рычагом и роликом подъемника; д – положения рукоятки рычага

Державка (рисунок 6.28, б) – кронштейн поддерживающий – обеспечивает поддержку расцепного рычага, стержень которого проходит через отверстие 8 в ней. Крепится на концевой балке вагона двумя или тремя болтами, через предусмотренные на державке отверстия 7.

Кронштейн с полкой (рисунок 6.28, в) – кронштейн фиксирующий – удерживает рычаг в нормальном и расцепленном положениях. В нормальном положении плоская часть расцепного рычага размещается в прямоугольном пазу 12 отверстия 9, в расцепленном выключенном положении (положении «на буфер») – на полке 10.

Державка и кронштейн с полкой закрепляются на концевой балке болтами с гайками, контргайками и шплинтами.

Цепь расцепного привода (рисунок 6.28, г) связывает короткое плечо рычага расцепного привода с роликом подъемника механизма автосцепки. Цепь, образованная промежуточными звеньями 15, заканчивается с одной стороны круглым звеном 14, с другой – удлиненным 16. Соединение цепи с

рычагом выполняется с помощью круглого звена 14 цепи и регулировочного болта 13 с гайкой и контргайкой. Для соединения цепи с валиком подъемника 17 используется удлиненное звено 16.

Длину цепи нужно регулировать. При короткой цепи автосцепки могут самопроизвольно расцепиться и невозможно будет установить механизм автосцепки в положение «на буфер». При длинной цепи после установки расцепного рычага на полочку кронштейна для работы автосцепки «на буфер» замок полностью не войдет в карман автосцепки и может произойти сцепление вагонов.

Работа расцепного привода. Расцепление сцепленной автосцепки выполняется следующим образом (рисунок 6.28, д). Рукоятку 6 рычага поднимают вверх из *положения I*, выводя тем самым его плоскую часть 1 из паза 12 кронштейна. Далее рычаг поворачивают против часовой стрелки до отказа, поворачивая валик подъемника и обеспечивая установку механизма автосцепки в расцепленное положение. Затем рукоятку возвращают в первоначальное положение так, чтобы плоская часть стержня рычага вошла в паз кронштейна. В результате механизм будет находиться в расцепленном состоянии до разведения автосцепок.

При выполнении маневровой работы требуется выполнять толкание вагонов без сцепления автосцепок. Это обеспечивается удержанием замка в расцепленном положении у одной из смежных автосцепок, что называется *выключенным положением механизма автосцепки*.

Выключенное положение механизма автосцепки осуществляется установкой рукоятки расцепного рычага на горизонтальную полочку кронштейна в следующей последовательности. Рычаг 6 перемещают вверх и поворачивают так же, как и при расцеплении. Далее его перемещают по направлению стержня, пока рукоятка своей плоской частью 1 не ляжет на полочку 10 кронштейна в *положение II* (в положение «на буфер»). В результате расцепной привод будет удерживать замок в утопленном положении и при соударении этой автосцепки с другой сцепления не произойдет.

Для обеспечения нормальной установки механизм автосцепки в положение «на буфер» производится проверка длины цепочки расцепного привода и при необходимости регулировка длины.

Критерием оценки длины цепочки является положение замка при уводе рычага в положение «на буфер». При этом возможны следующие варианты положения замка:

- в кармане – длина цепочки нормальная;
- в зеве – цепочка увеличенной длины;
- в кармане, но рукоятка в положение «на буфер» не устанавливается – цепочка короткая.

Длину цепи увеличивают, отпуская гайки регулировочного болта и (или) наращивая цепь новыми промежуточными звеньями. И наоборот, длину

цепи укорачивают подкручиванием гаек регулировочного болта и (или) уменьшением числа звеньев.

Примечание – Расцепной привод автосцепки пассажирского железнодорожного подвижного состава должен иметь возможность фиксации от непроизвольного смещения и защиту от несанкционированного приведения в действие.

Модернизированный расцепной привод. Для новых и перспективных вагонов используется расцепной привод (рисунок 6.29), который дополнительно оборудован блокировочным плечом на рычаге и блокировочной цепью, связывающей рычаг с валиком подъемника. Такое конструктивное решение позволяет исключить самопроизвольное расцепление автосцепки при обрыве деталей автосцепного устройства. В настоящее время такой привод используется в качестве типового. Его конструкция подробно рассмотрена в подразд. 8.1.

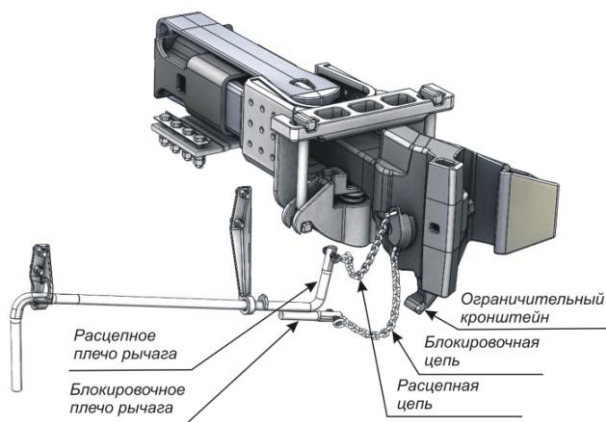


Рисунок 6.29 – Расцепной привод автосцепки СА-3 с блокировочной цепью

Отметим, что применение нового расцепного привода предполагает наличие на корпусе автосцепки СА-3 кронштейна, ограничивающего вертикальные перемещения автосцепки и служащего опорой для оборванной смежной автосцепки.

6.5 Центрирующий прибор автосцепного устройства

Назначение и классификация. Центрирующий прибор является опорой корпуса автосцепки и обеспечивает его центрирование относительно продольной оси вагона – возвращение в нормальное (центральное) положение при боковых отклонениях.

В вагонах применяются центрирующие приборы маятникового типа. При использовании таких приборов отклоненная автосцепка стремится возвратиться в центральное положение под действием собственного веса, т. е. выполняет функцию возвращающего устройства.

Различают центрирующие приборы с жесткой и упругой опорами хвостовика корпуса автосцепки.

Конструкция центрирующих приборов с жесткой опорой хвостовика. Типовой центрирующий прибор с жесткой опорой хвостовика (центрирующий прибор жесткого типа) для четырехосного грузового вагона (рисунки 6.30 и 6.31) состоит из центрирующей балочки 1 и двух маятниковых подвесок 2. Подвески опираются на ударную розетку 4, которая закреплена на концевой балке вагона.

Рассматриваемый центрирующий прибор применяется в автосцепном устройстве с автосцепкой СА-3.

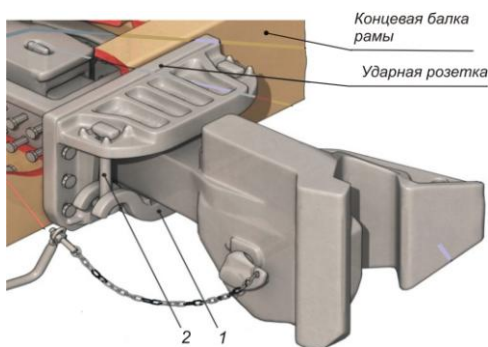


Рисунок 6.30 – Общий вид центрирующего прибора жесткого типа для грузового вагона:

1 – центрирующая балочка; 2 – маятниковая подвеска

Центрирующая балочка (рисунок 6.32) выполнена в виде коромысла и имеет:

- опорную поверхность 1 для хвостовика корпуса автосцепки;
- крючкообразные выступы 3 с опорными поверхностями для маятниковых подвесок;
- ограничители 2 боковых перемещений, предотвращающие выход автосцепки за пределы опорной поверхности 1 при ее отклонении;
- ограничитель 4 продольных перемещений балочки.

Ограничитель 5 продольных перемещений (см. рисунок 6.31) заходит за вертикальную стенку 6 ударной розетки и удерживает балочку на месте во время продольных перемещений автосцепки.

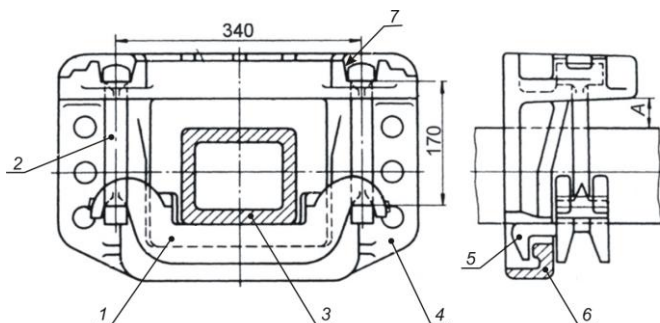


Рисунок 6.31 – Центрирующий прибор с жесткой опорой хвостовика для грузового вагона:

1 – центрирующая балочка; 2 – маятниковая подвеска; 3 – хвостовик корпуса автосцепки; 4 – ударная розетка; 5 – ограничитель продольных перемещений центрирующей балочки; 6 – вертикальная стенка ударной розетки; 7 – гнездо для верхней головки маятниковой подвески

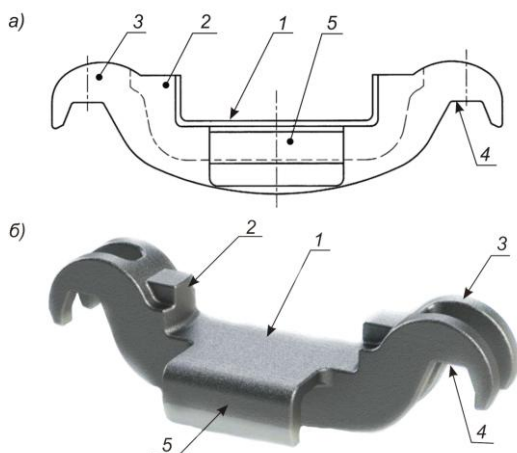


Рисунок 6.32 – Балочка центрирующая:
а – схема; б – общий вид;

1 – опорная поверхность для хвостовика автосцепки; 2 – боковой ограничитель; 3 – крючкообразный выступ для опирания маятниковых подвесок; 4 – ограничитель продольных перемещений балочки; 5 – опорная поверхность для маятниковой подвески

Маятниковая подвеска (рисунок 6.33) состоит из стержня 2 диаметром 25 мм, верхней (широкой) 1 и нижней 3 головок. Ширина нижней головки подвески равна диаметру стержня, а ширина верхней составляет 40 мм. Длина головок одинакова (64 мм).

Подвески верхними головками опираются на ударную розетку (см. рисунки 6.30 и 6.31), а нижними головками закрепляют центрирующую балочку на ударной розетке. Ударная розетка закреплена на концевой балке вагона. На ударной розетке для установки верхних головок подвесок выполнены специальные гнезда 7 (см. рисунок 6.31).

Соединения подвесок с ударной розеткой и центрирующей балочкой обеспечивают маятниковые поперечные колебания центрирующей балочки, поддерживающей хвостовик корпуса автосцепки.

При боковом отклонении корпус автосцепки вместе с центрирующей балочкой несколько поднимается вверх, а после прекращения действия боковой силы под воздействием собственного веса возвращается в исходное положение. В результате корпус автосцепки раскачивается как в люльке в поперечной плоскости, обеспечивая автоматическое центрирование автосцепки относительно продольной оси вагона, т. е. возврат автосцепки из крайних положений в центральное.

Сборка центрирующего прибора выполняется следующим образом.

В отверстия ударной розетки пропускают нижние головки и стержни подвесок, которые затем разворачивают на 90° и устанавливают верхние головки в гнезда ударной розетки. В результате головки подвесок, установленных на розетке, направлены вдоль оси вагона. Далее на нижние головки навешивают центрирующую балочку так, чтобы стержни подвесок вошли между крюкообразными выступами, а ограничитель – за вертикальную стенку 6 розетки (см. рисунок 6.31). После установки центрирующей балочки проверяют ее подвижность. Она должна свободно перемещаться в сторону и возвращаться в центральное положение.

Различают два типа центрирующих приборов грузовых вагонов:

– *тип I* – для вагонов, оборудованных розетками, обеспечивающими максимальный угол поворота автосцепки по горизонтали не менее $16^\circ 30'$ в каждую сторону, с расстоянием между осями подвесок 340 мм;

– *тип II* – для вагонов, оборудованных розетками, обеспечивающими максимальный угол поворота автосцепки по горизонтали не менее 23° в каждую сторону, с расстоянием между осями подвесок 380 мм.

Центрирующий прибор с жесткой опорой хвостовика пассажирского вагона показан на рисунке 6.34.

Центрирующий прибор, устанавливаемый на пассажирских вагонах, отличается от центрирующего прибора грузовых вагонов в основном размерами деталей.



Рисунок 6.33 – Маятниковая подвеска

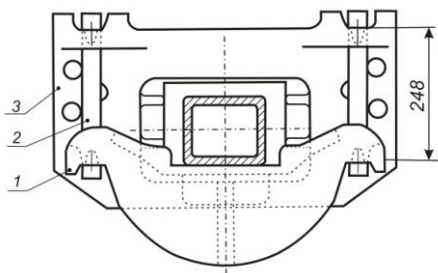


Рисунок 6.34 – Центрирующий прибор жесткого типа для пассажирского вагона:
 1 – центрирующая балочка; 2 – маятниковая подвеска; 3 – ударная розетка

Увеличена длина маятниковых подвесок 2, что уменьшает поднятие автосцепки при боковых отклонениях. Верхняя и нижняя головки подвесок одинаковы. Увеличен проем между боковыми ограничителями центрирующей балочки 1. Маятниковые подвески и центрирующая балочка этой конструкции прочнее, чем в центрирующем приборе для грузовых вагонов.

Такими центрирующими приборами оборудуются не только пассажирские вагоны, но и некоторые другие виды подвижного состава: рефрижераторные вагоны и вагоны некоторых электропоездов.

Основной недостаток описанных выше центрирующих приборов жесткого типа – ограничение вертикальных перемещений автосцепки при прохождении горба сортировочной горки или переходных мостов паромной переправы, когда оси сцепленных автосцепок располагаются под углом друг к другу в продольной вертикальной плоскости. В этом случае при малом продольном зазоре в контуре зацепления сцепленные автосцепки могут заклинить и на центрирующий прибор одной из автосцепок будет частично передаваться вес соседнего вагона. Это может привести к обрыву маятниковых подвесок и другим повреждениям.

Указанный недостаток особенно проявляется у вагонов с увеличенной длиной консольной части рамы. Поэтому восьмиосные и некоторые четырехосные вагоны оборудуются центрирующим прибором с упругой опорой для хвостовика автосцепки.

Конструкция центрирующих приборов с упругой опорой хвостовика.

Центрирующие приборы с упругой опорой хвостовика устанавливают на вагоны, оборудованные автосцепками жесткого типа, а также автосцепками полужесткого типа с ограничителем вертикальных перемещений, допускающим относительные вертикальные смещения на величину не более 100 мм.

Такие приборы могут устанавливаться также на вагонах с автосцепками нежесткого типа и полужесткого типа с ограничителем вертикальных перемещений, допускающим относительные вертикальные смещения на величину более 100 мм.

В новых четырехосных грузовых вагонах применяют центрирующие приборы, различающиеся, прежде всего, формой центрирующей балочки. Центрирующий прибор, показанный на рисунке 6.35, представляет собой

центрирующую балочку 6 с карманами для размещения двух пружин 5, опору (поддерживающую плиту) 4 и два стяжных элемента – фиксатора 7 постоянной длины с симметричными головками. Фиксаторы служат для фиксации положения пружин и их предварительной затяжки. Опора имеет углубления, которые входят в соответствующие направляющие выступы центрирующей балочки, обеспечивая фиксацию опоры от смещений относительно центрирующей балочки. Центрирующая балочка 6 закреплена на ударной розетке 2 маятниковыми подвесками 3.

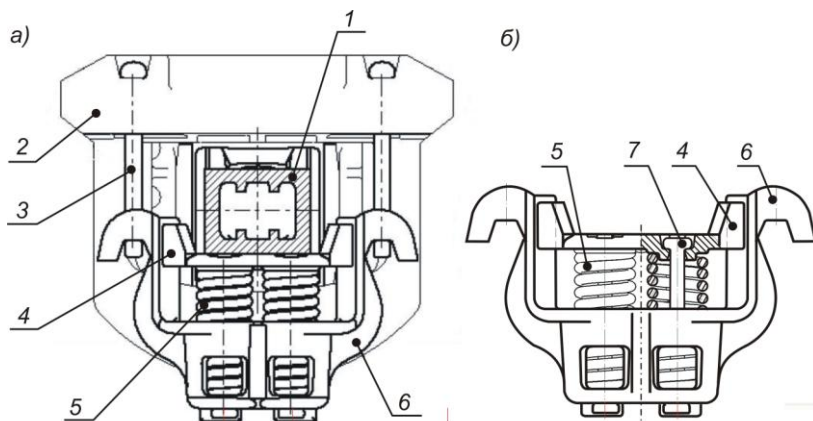


Рисунок 6.35 – Центрирующий прибор с упругой опорой хвостовика:
a – установка на вагоне; *б* – центрирующий прибор без подвесок

В таком приборе хвостовик корпуса автосцепки 1 упруго опирается на центрирующую балочку 6 через опору 4 и вертикально расположенные пружины 5. При отклонении автосцепки вниз, например при прохождении горба сортировочной горки, хвостовик 1 надавливает на опору 4 и сжимает пружины 5. В результате нагрузка на маятниковые подвески увеличивается только на величину усилия от дополнительного сжатия пружин.

В *восьмиосных вагонах* используются центрирующие приборы, конструкция которых рассмотрена в подразд. 6.8.

Центрирующий прибор обеспечивает необходимые вертикальные и горизонтальные отклонения автосцепки при сцепленных вагонах на прямых и кривых участках пути, проходе сцепленных вагонов горба сортировочной горки, переломов вертикального профиля пути, а также исключает жесткую передачу вертикальных нагрузок на маятниковые подвески и раму кузова.

6.6 Детали, передающие нагрузку от автосцепки на раму вагона

К деталям, передающим нагрузку от автосцепки на раму вагона, относят тяговый хомут; клин или валик тягового хомута; упорную плиту; передний упор, объединенный с ударной розеткой; задний упор; поглощающий аппарат (рисунок 6.36).

Нижней опорой тягового хомута и поглощающего аппарата является поддерживающая планка. Она крепится к нижним полкам хребтовой балки болтами с гайками, контргайками и шплинтами. Планка имеет привалочную и опорную поверхности.

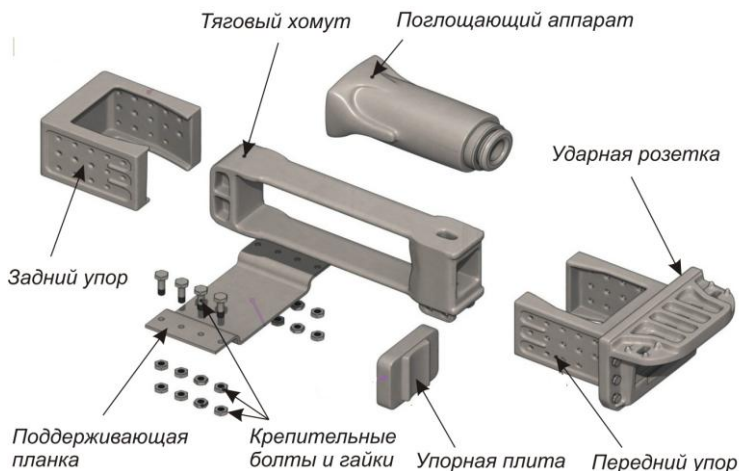


Рисунок 6.36 – Детали, передающие нагрузку на раму вагона

Тяговый хомут и клин тягового хомута. Тяговый хомут предназначен для передачи растягивающих усилий от автосцепки на поглощающий аппарат, постановки поглощающих аппаратов с размерами по ГОСТ 3475 и отклонения автосцепки в горизонтальной и вертикальной плоскостях на соответствующие нормативные углы.

Типовой тяговый хомут (рисунки 6.37 и 6.38) состоит из головной и задней опорной частей, которые соединены между собой верхней 1 и нижней 5 тяговыми полосами шириной 125 или 160 мм.

В головной части тяговые полосы уширены и в них имеются отверстия 9 для клина тягового хомута. Кроме того, полосы в этой части связаны соединительными планками 8, в проеме между которыми размещается хвостовик автосцепки.



Рисунок 6.37 – Тяговый хомут (общий вид)

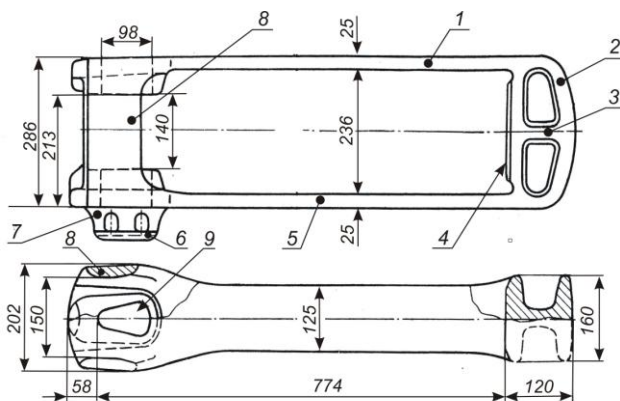


Рисунок 6.38 – Схема тягового хомута автосцепки СА-3:

- 1, 5 – верхняя и нижняя тяговые полосы; 2 – наружная стенка; 3 – усиливающее ребро;
4 – задняя опорная часть; 6 – козырек; 7 – ушко с отверстиями для болтов, поддерживающих клин; 8 – соединительная планка между полосами 1 и 5; 9 – отверстие для клина

Внизу головной части находятся ушки (приливы) 7 с отверстиями для болтов, поддерживающих клин. Правое ушко имеет буртик с козырьком 6. При постановке болтов головки их заходят за этот козырек, в случае утери гаек он препятствует выпаданию болтов. Задняя опорная часть 4 тягового хомута передает нагрузку на основание поглощающего аппарата. Опорная площадка имеет усиливающие ребра 3, связывающие ее с наружной стенкой 2.

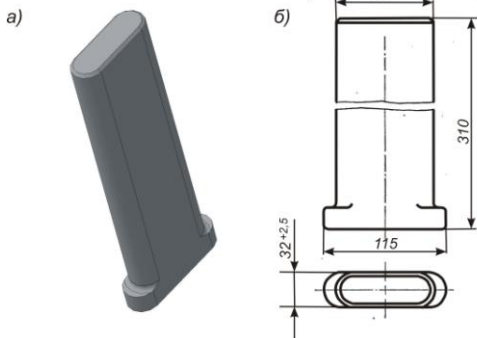


Рисунок 6.39 – Клин тягового хомута:
а – общий вид; б – схема

Клин тягового хомута соединяет корпус автосцепки с тяговым хомутом и передает тяговому хомуту растягивающее усилие.

Клин (рисунок 6.39) в нижней части имеет заплечики, которые удерживают его от выжимания вверх, упираясь в кромки отверстия хомута. Изготавливается штамповкой из стали марки 38 ХС по ГОСТ 4543. Его геометрические размеры должны обеспечивать взаимозаменяемость для применения в составе автосцепных устройств одной модели.

Клин вставляется снизу через отверстия головной части хомута и хвостовика автосцепки, после чего в отверстия ушек вставляются болты б, поддерживающие клин (рисунок 6.40). Затем под головку каждого болта б устанавливают запорную шайбу 4, которую затем разгибают до упора в нижнюю тяговую полосу 7 хомута. Это исключает поднятие болтов выше предохранительного козырька 5. Под гайки 2 болтов ставят запорную планку 3. После затяжки гаек и постановки проволоки 1 длиной 100 мм запорную планку загибают на грани гаек. Вместо проволоки можно устанавливать шпильки диаметром 5 мм. Допускается устанавливать болты с шестигранной головкой.

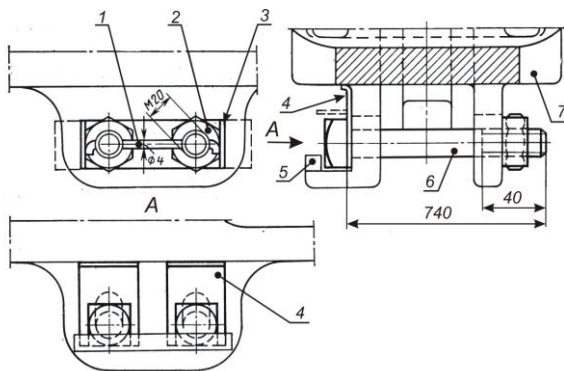


Рисунок 6.40 – Типовое крепление клина тягового хомута автосцепки СА-3

Узел соединения тягового хомута с хвостовиком корпуса автосцепки СА-3 показан на рисунке 6.41.

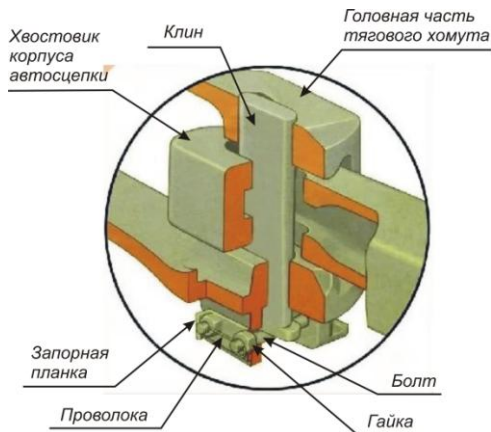


Рисунок 6.41 – Узел соединения хвостовика корпуса автосцепки с тяговым хомутом

Упорная плита. Упорная плита передает сжимающие усилия от торца хвостовика автосцепки на поглощающий аппарат и тяговые усилия от поглощающего аппарата на передние упоры.

Упорные плиты типового и модернизированного автосцепных устройств показаны на рисунке 6.42.

Упорная плита типового автосцепного устройства (см. рисунок 6.42, а) имеет в средней части гнездо с цилиндрической опорной поверхностью для торца хвостовика автосцепки.

Это облегчает повороты автосцепки в горизонтальной плоскости, а также обеспечивает центральное нагружение плиты при действии сжимающих усилий.

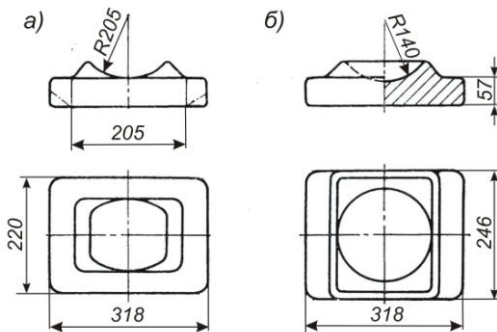


Рисунок 6.42 – Упорные плиты типового (а) и модернизированного (б) устройств

Конструкция упорной плиты предусматривает опорную поверхность для торца хвостовика автосцепки, позволяющую автосцепке откlopen

няться в горизонтальной плоскости на расчетные углы, указанные при рассмотрении передних упоров.

Передний и задний упоры обеспечивают передачу продольных сил от поглощающего аппарата на хребтовую балку: передние упоры – растягивающих (тяговых) сил, задние – сжимающих.

Упоры прикрепляют к стенкам хребтовой балки сваркой, допускается крепление заклепками.

Передние упоры грузовых и пассажирских вагонов выполняют объединенным в одной отливке с ударной розеткой. Такое конструктивное исполнение повышает прочность хребтовой балки рамы в ее консольной части и обеспечивает правильное положение упорной плиты.

Задний упор допускается объединять с надпятниковой коробкой вагона в единую отливку. Допускается единая конструкция переднего и заднего упоров.

Объединенные упоры в отличие от отдельных усиливают хребтовую балку и уменьшают перекося поглощающего аппарата, возможный при неточной установке отдельных упоров.

Различают следующие типы передних упоров:

- УП1 – для грузовых вагонов типа I (длиной по осям сцепления менее 21 м);
- УП2 – для пассажирского железнодорожного подвижного состава;
- УП3 – для грузовых вагонов типа II (длиной по осям сцепления 21 м и более).

Размеры ширины окна розетки вагонов типа I (не менее 246 мм) при центральном положении клина тягового хомута и несжатом поглощающем аппарате должны допускать отклонение автосцепки на угол $16^{\circ} 30'$, для вагонов типа II – на угол 23° . Вертикальные размеры окна розетки должны допускать отклонение автосцепки на 3° вверх и на 6° вниз.

Задние упоры классифицируют на следующие типы:

- УЗ1 – для грузовых вагонов;
- УЗ2 – для пассажирского железнодорожного подвижного состава;
- УЗ0 – объединенный с надпятником для грузовых вагонов.

Типы упоров для грузовых и пассажирских вагонов приведены в таблице 6.1 [11].

Конструктивное исполнение передних упоров грузовых и пассажирских вагонов показано на рисунках 6.43–6.46.

Передний упор УПК-1 для грузового вагона (см. рисунок 6.43) объединен в одной отливке с ударной розеткой. Как следует из обозначения упора (наличие буквы «К»), он закрепляется на раме вагона заклепками. Сам упор приклепывается к стенкам хребтовой балки, а ударная розетка упора привалочной плитой 5 к концевой балке рамы. Упор с креплением сваркой имеет обозначение УП1-1.

Таблица 6.1 – Типы упоров для грузовых и пассажирских вагонов

Тип	Обозначение	Типоразмер	Исполнение	Наименование подвижного состава	Условное обозначение			
Упор передний	УП1	1	Клепанный	Грузовые вагоны, оборудуемые передними упорами с шириной окна розетки 246 мм, не менее	УП1К-1			
			Приварной		УП1-1			
	УП2	2	Клепанный	Грузовые вагоны, оборудуемые передними упорами с шириной окна розетки 282 мм, не менее	УП1К-2			
						Приварной	Пассажирские вагоны	УП2-1
			УП3	1	Приварной		Вагоны специального назначения	Скоростные пассажирские вагоны
						2		УП3-1
Упор задний	УЗ1	-	Клепанный	Грузовые вагоны	УЗ1К			
			Приварной		УЗ1			
	УЗ2	Приварной	Пассажирские вагоны и вагоны специального назначения	УЗ2				
Упор, объединенный с надпятником	УЗО	1	Клепанный	Грузовые вагоны	УЗО1К			
			Приварной		УЗО1			
		2	Клепанный		УЗО2К			

Передача растягивающих (тяговых) сил от автосцепки на раму вагона осуществляется через тяговый хомут, поглощающий аппарат и упорную плиту на опорные площадки 8 упора, усиленные ребрами. В проеме между опорными площадками размещается головная часть тягового хомута.

Лобовая часть 3 ударной розетки усилена ребрами 4. Она предназначена для восприятия удара корпуса автосцепки и навешивания центрирующего прибора. Удар корпуса может иметь место, если ход автосцепного устройства будет меньше хода закрытия поглощающего аппарата.

В ударной розетке упора предусмотрены гнезда 7 с опорными площадками 2 для верхних головок маятниковых подвесок и отверстиями 1 для прохода нижних головок маятниковых подвесок. В передней части ударной розетки выполнено окно для пропуска хвостовика корпуса автосцепки, а в нижней части – углубление 6 для ограничителя продольных перемещений центрирующей балочки. Узел сочленения ударной розетки и ограничителя центрирующей балочки показан на рисунке 6.44.

В пассажирских вагонах применяют упоры, закрепляемые на раме вагона только с помощью сварки. Приварка упоров к хребтовой и концевой бал-

кам выполняется продольными швами. Использование поперечных швов для приварки упоров к стенке хребтовой балки не допускается.

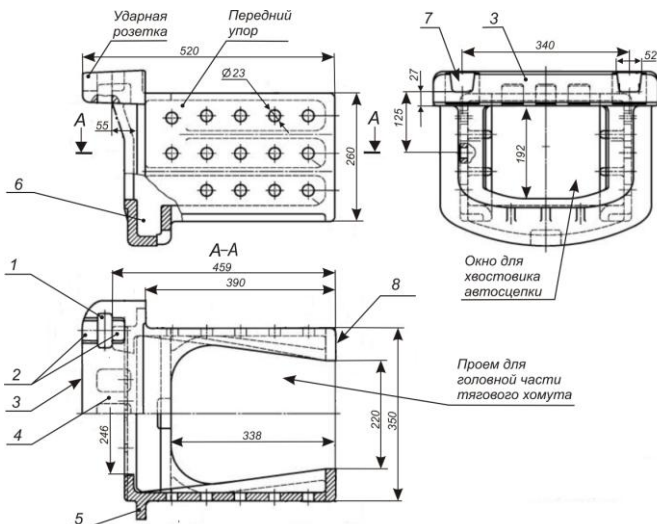


Рисунок 6.43 – Передний упор УПК-1 для грузовых вагонов:

- 1 – отверстие для нижней головки маятниковой подвески; 2 – опорные площадки для верхней головки маятниковой подвески; 3 – лобовая часть розетки; 4 – усиливающее ребро;
- 5 – привалочная плита; 6 – углубление; 7 – гнездо для верхней головки маятниковой подвески; 8 – опорная площадка

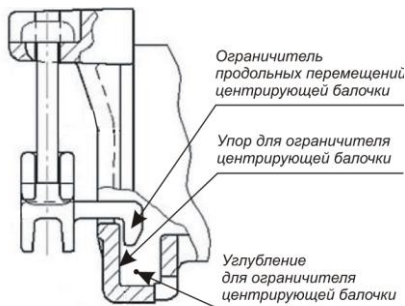


Рисунок 6.44 – Узел сочленения ударной розетки и центрирующей балочки

Передние приварные упоры УП2-1 и УП2-2 для пассажирских общесетевых и скоростных вагонов (см. рисунок 6.45) имеют на наружных стенках 2 специальные выступы (усы) 3. Между передним и задним упорами на стенках хребтовой балки продольными швами закрепляется предохранительная усиливающая планка толщиной 10 мм. Для исключения поперечных швов и обеспечения необходимой прочности крепления упоров их приварка производится к предохранительной планке по всей высоте выступа 3.

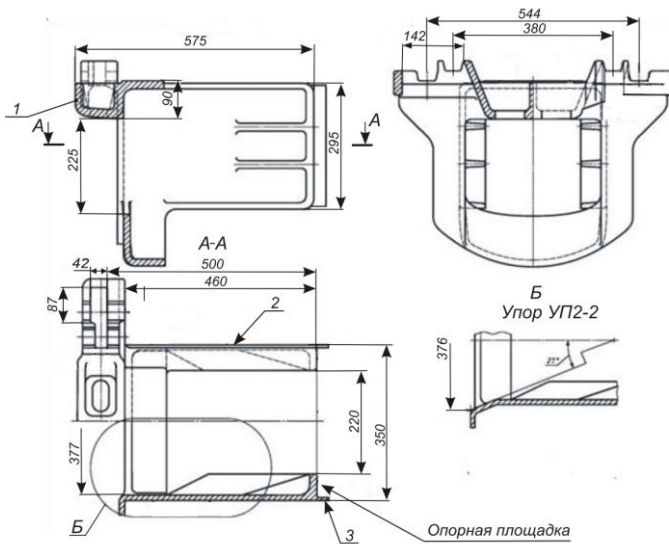


Рисунок 6.45 – Упоры передние приварные УП2-1 и УП2-2 для пассажирских общесетевых и скоростных пассажирских вагонов:
 1 – ударная розетка; 2 – наружная стенка упора; 3 – выступ (ус)

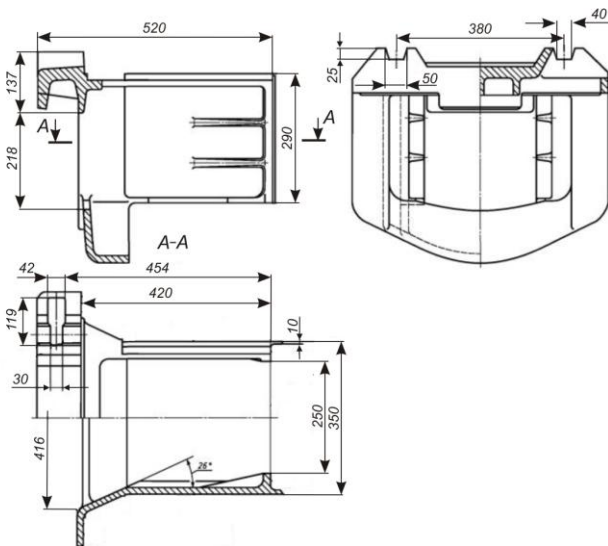


Рисунок 6.46 – Упор передний приварной УП3-2 для вагонов специального назначения

Ударная розетка переднего упора пассажирских вагонов выполняется в двух вариантах: для центрирующих приборов с жестким и упругим опиранием хвостовика автосцепки.

Конструкция задних отдельных упоров *У31К*, *У31* и *У32* показана на рисунках 6.47 и 6.48; объединенных с надпятником *У301К*, *У301* и *У302К* на рисунках 6.49–6.51.

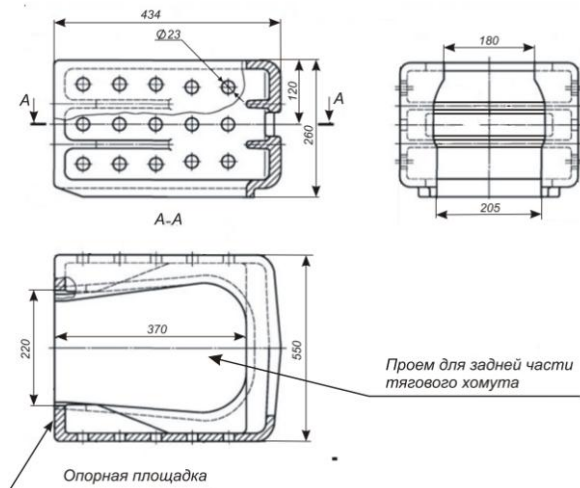


Рисунок 6.47 – Упор задний *У31К* клепаный для грузовых вагонов

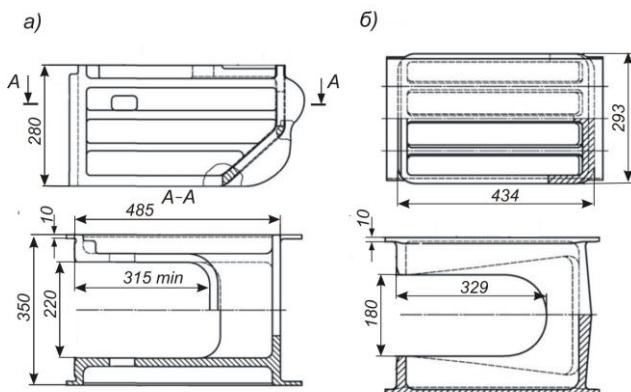


Рисунок 6.48 – Упоры задние приварные *У31* для грузовых вагонов (а) и *У32* – для пассажирских вагонов (б)

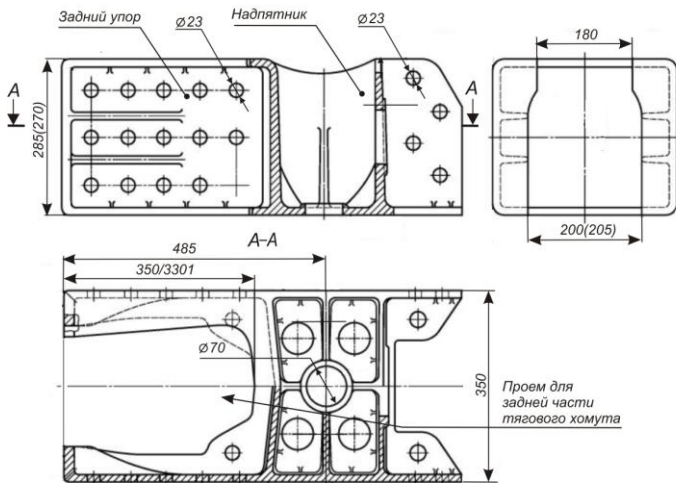


Рисунок 6.49 – Упор, объединенный с надпятником УЗОИК клепаный для грузовых вагонов

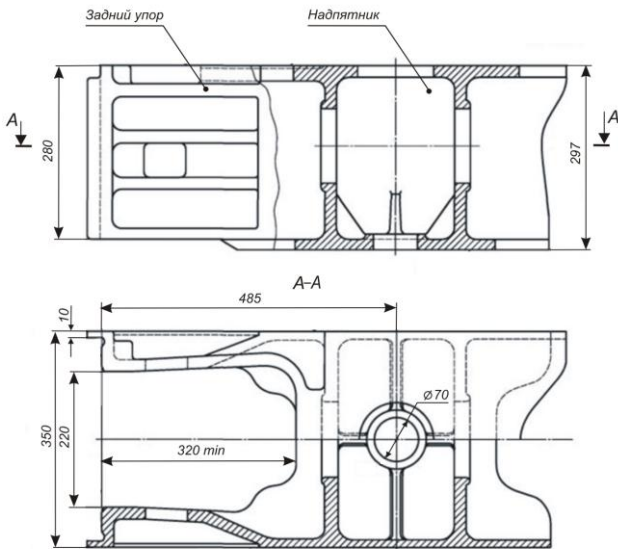


Рисунок 6.50 – Упор, объединенный с надпятником УЗОI приварной для грузовых вагонов

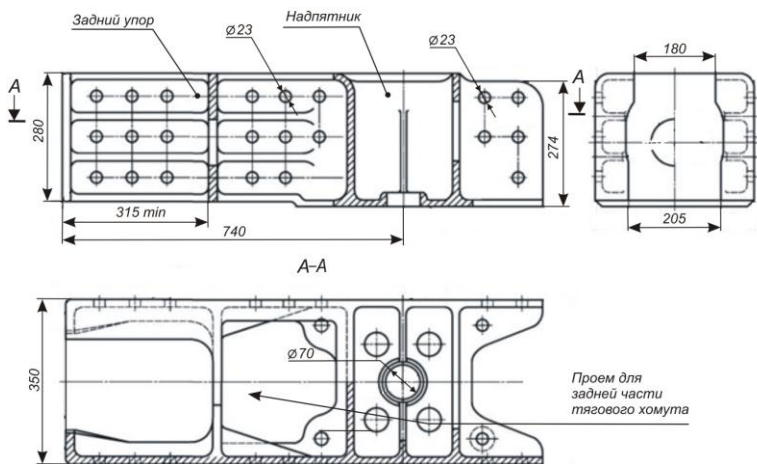


Рисунок 6.51 – Упор, объединенный с надпятником УЗО2К клепаный для грузовых вагонов

Задние упоры УЗ1К, УЗ1 для грузовых и УЗ2 для пассажирских вагонов представляют собой П-образную отливку, которая заклепками (упор УЗ1К) или сваркой (упоры УЗ1, УЗ2) прикреплена к хребтовой балке рамы. Проем между опорными частями заднего упора используется для размещения задней части тягового хомута. Расстояние между опорными частями упора (220 мм – для грузовых вагонов и 180 мм – для пассажирских) выбрано так, чтобы они могли ограничивать боковые перемещения задней части тягового хомута.

Задний упор УЗ1К (см. рисунок 6.47) имеет различное расстояние между опорными частями по высоте: 205 мм – в нижней части, 220 – в средней и 180 мм – в верхней. Размеры 205 и 220 мм обеспечивают расположение и перемещение пружины в случае применения поглощающих аппаратов (например, Ш-6-ТО-4), силовая пружина которых выходит за пределы днища аппарата. Размер 180 мм необходим для обеспечения нормальной (без перекосов) работы тягового хомута.

Работа автосцепного устройства при передаче растягивающих (тяговых) и сжимающих (ударных) нагрузок. Работа типового автосцепного устройства осуществляется следующим образом.

При действии сжимающей силы на головку автосцепки 1 (рисунок 6.52, а) она смещается вправо и своим хвостовиком нажимает на упорную плиту 3, через которую нагрузка передается на поглощающий аппарат 5, сжимая его, и далее на задние упоры 6 и раму вагона.

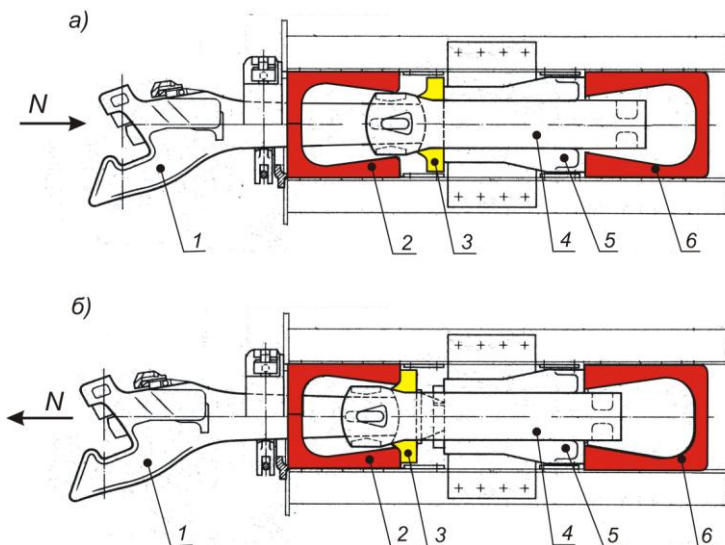


Рисунок 6.52 – Схемы работы автосцепного устройства при действии сжимающих (а) и растягивающих (б) усилий:

1 – головка автосцепки; 2, 6 – передние и задние упоры; 3 – упорная плита; 4 – тяговый хомут; 5 – поглощающий аппарат

При действии растягивающей силы на головку автосцепки 1 (рисунок 6.52, б) она смещается влево и через тяговый клин, соединяющий хвостовик автосцепки с тяговым хомутом, нагрузка передается на тяговый хомут 4, который своей хвостовой частью воздействует на поглощающий аппарат 5, сжимая его, и далее нагрузка передается на упорную плиту 3 и передние упоры 2 и на раму вагона.

Обратите внимание.

При действии как сжимающих, так и растягивающих усилий поглощающий аппарат работает только на сжатие.

6.7 Установочные размеры автосцепного устройства

Установочные размеры автосцепного устройства грузовых и пассажирских вагонов регламентированы ГОСТ 3475–81. Это необходимо для обеспечения надежной и безопасной работы частей и деталей автосцепного устройства, а также их взаимозаменяемости. Контроль размеров производят при прилегании хвостовика автосцепки к упорной плите.

К основным установочным размерам автосцепного устройства относятся следующие (рисунок 6.53).

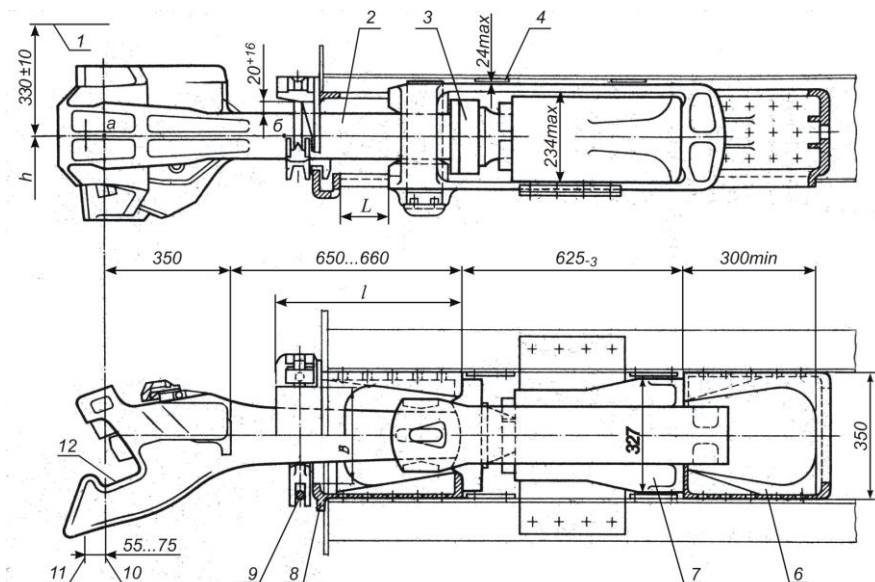


Рисунок 6.53 – Основные установочные размеры автосцепного устройства:

- 1 – линия приближения к автосцепке переходной площадки пассажирских вагонов;
- 2 – автосцепка; 3 – упорная плита; 4 – ограничительная планка; 5 – центрирующая балочка;
- 6 – задний упор; 7 – поглощающий аппарат; 8 – ударная розетка; 9 – маятниковая подвеска;
- 10 – плоскость зацепления автосцепки; 11 – упорная поверхность буферов пассажирских вагонов;
- 12 – контур зацепления автосцепки

1 Расстояние L от нижней перемычки переднего упора до торцевой поверхности тягового хомута. Определяется в зависимости от хода поглощающего аппарата 7, который должен быть не менее 70 мм.

При ходе поглощающего аппарата 70 мм размер L должен быть не менее 80 мм; при ходе более 70 мм расстояние L устанавливают в соответствии со значением выбранного хода. Указанное соотношение размеров позволяет уменьшить длину ударной розетки при установке поглощающего аппарата с увеличенным ходом до 120 мм.

Для вагонов, имеющих центрирующую балочку с упругой опорой для хвостовика автосцепки, размер L устанавливают по согласованию с заказчиком.

2 Длина l переднего упора (расстояние между опорными поверхностями розетки и упора). Также определяется величиной хода поглощающего аппарата.

При ходе поглощающего аппарата 70 мм размер L должен быть не более:
 – 575 мм – для вновь изготавливаемых грузовых вагонов;

– 580 мм – для вновь изготавливаемых пассажирских вагонов и находящихся в эксплуатации грузовых и пассажирских вагонов.

При ходе поглощающего аппарата более 70 мм размер L устанавливают в соответствии со значением выбранного хода.

3 *Высота h горизонтальной оси автосцепки от головок рельсов (расстояние от головок рельсов до оси автосцепки).* Измеряется в точке b – точке пересечения горизонтальной оси автосцепки с вертикальной плоскостью, проходящей через переднюю грань центрирующей балочки 5.

Размер h должен быть:

– у вновь изготавливаемых и эксплуатируемых грузовых и пассажирских вагонов – не более 1080 мм;

– у вновь изготавливаемых грузовых и пассажирских вагонов (незагруженных и без экипировки) – не менее 1040 мм;

– у эксплуатируемых грузовых вагонов (груженых и с экипировкой) – не менее 950 мм, пассажирских вагонов (груженых и с экипировкой) – не менее 980 мм.

4 *Отклонение головы автосцепки от горизонтального положения* вверх не должно превышать 3 мм, вниз (провисание) не должно быть более 10 мм.

Отклонение головы автосцепки определяют разностью высот автосцепки 2, измеренных в точке a (точке пересечения горизонтальной оси автосцепки с плоскостью зацепления 10) и точке b . Указанный диапазон отклонений головы автосцепки улучшает условия работы маятниковых подвесок 9.

Отклонение автосцепки вверх растягивает маятниковые подвески, которые при больших продольных силах могут оборваться. Поэтому ограничение отклонения автосцепки вверх облегчает работу подвесок и прохождение сцепа вагонов через горб сортировочной горки.

Отклонение автосцепки вниз улучшает условия работы маятниковых подвесок, но провисание более 10 мм приводит к неравномерному износу поверхностей касания сцепленных автосцепок.

5 *Зазор между тяговым хомутом и потолком хребтовой балки или ограничительными планками* не должен быть более 24 мм. Ограничительные планки 4 над тяговым хомутом устанавливают, когда расстояние от оси автосцепки до потолка хребтовой балки превышает 155 мм.

6 *Ширина B окна в переднем упоре* должна обеспечивать отклонение автосцепки при вписывании грузовых и пассажирских вагонов в кривые наименьшего радиуса, предусмотренного нормативными документами.

7 *Расстояние между опорными поверхностями переднего и заднего упоров.* Для грузовых восьмиосных вагонов это расстояние устанавливают по согласованию с заказчиком.

8 *Расстояние между опорной поверхностью заднего упора и перемычкой.* Для вновь изготавливаемых и эксплуатируемых четырехосных грузовых

вагонов допускается применять задние упоры с указанным расстоянием в размере 270 мм.

9 *Расстояние от плоскости зацепления до упора на голове автосцепки* должно быть 350 мм. Автосцепки с расстоянием, меньшим 350 мм допускаются применять по согласованию с заказчиком.

10 *Расстояние от автосцепки до потолка ударной розетки* должно быть 20 мм, что необходимо для прохождения поезда по кривым участкам пути. При расстоянии менее 20 мм хвостовик может быть зажат между балочкой и розеткой, что может вызвать обрыв маятниковых подвесок.

11 *Размеры, необходимые для обеспечения взаимозаменяемости поглощающих аппаратов различных типов:*

– расстояние между опорными поверхностями передних и задних упоров – 625_{-3} мм;

– расстояние между предохранительными планками на внутренних вертикальных стенках хребтовой балки: $327^{+4,5}_{-1,5}$ мм – для грузовых вагонов, 327 ± 3 мм – для пассажирских;

– минимальная глубина проема заднего упора b – 300 мм.

Предохранительные планки устанавливаются в зонах расположения упорной плиты и поглощающего аппарата для защиты от изнашивания стенок хребтовой балки в результате их перемещения.

Первые два размера определяют пространство для установки поглощающего аппарата, последний – обеспечивает возможность перемещения тягового хомута при наличии поглощающего аппарата с увеличенным до 120 мм ходом.

12 *Расстояния от оси автосцепки до упругой площадки пассажирского вагона (линия 1)* установлены размером 330 ± 10 мм, *между упорной поверхностью 11 упругой площадки или буферов пассажирских вагонов и осью 10 зацепления автосцепки* – размером 55–75 мм.

6.8 Особенности конструкции автосцепного устройства восьмиосных вагонов с автосцепкой СА-3М

Основные конструктивные особенности автосцепного устройства.

Восьмиосные вагоны и некоторые специальные вагоны с увеличенной длиной консольной части рамы кузова оборудованы усиленным автосцепным устройством с автосцепкой СА-3М (рисунки 6.54 и 6.55), представляющей собой модернизированный вариант автосцепки СА-3.

Модернизированное автосцепное устройство значительно отличается от типового автосцепного устройства конструкцией корпуса автосцепки, тягового хомута, центрирующего прибора и узла соединения хвостовика корпуса с тяговым хомутом.

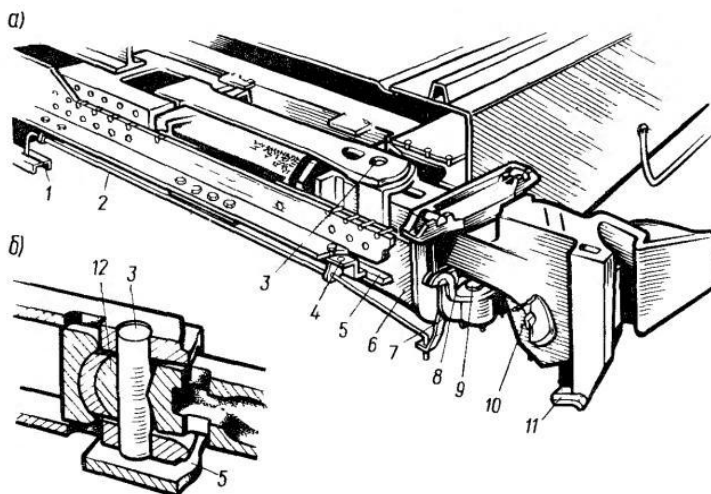


Рисунок 6.54 – Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3М:

a – общий вид; *б* – узел соединения хвостовика корпуса с тяговым хомутом и упорной плитой; 1 – кронштейн соединительной балки четырехосной тележки; 2 – торсион; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – планка; 6 – передний упор, объединенный с ударной розеткой; 7 – кронштейн центрирующей балочки; 8 – опора (поддерживающая плита); 9 – пружины; 10 – автосцепка; 11 – ограничитель вертикальных перемещений; 12 – вкладыш

Конструктивные особенности автосцепного устройства с автосцепкой СА-3М (см. рисунок 6.54).

1 Наличие ограничителя вертикальных перемещений 11 на корпусе автосцепки со стороны малого зуба, препятствующего разъединению автосцепок при их больших относительных перемещениях, делает автосцепку полужесткой.

2 Центрирующий прибор маятникового типа с подпружиненной опорой хвостовика автосцепки обеспечивает отклонения хвостовика корпуса автосцепки в горизонтальном и вертикальном направлениях. Центрирующий прибор снабжен поддерживающей плитой 8, опирающейся на пружины 9.

3 Конструктивное исполнение узлов соединения хвостовика корпуса с тяговым хомутом и упорной плитой (см. рисунок 6.54, б) обеспечивает возможность отклонения хвостовика корпуса автосцепки в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Соединение хвостовика корпуса с тяговым хомутом – шарнирное, произведено с помощью цилиндрического валика 3 и вкладыша 12, а сопрягаемые поверхности упорной плиты и торца хвостовика имеют сферическую

форму. Валик удерживается от выпадения с помощью планки, проходящей через отверстия в переднем упоре 6.

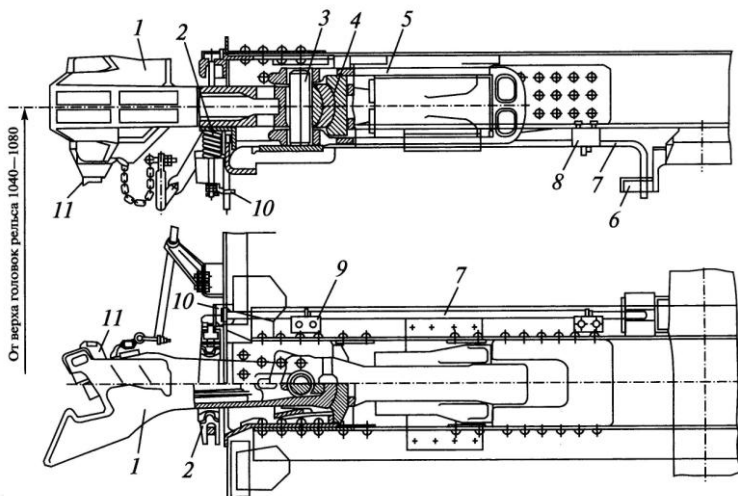


Рисунок 6.55 – Схема автосцепного устройства восьмиосного вагона:

1 – корпус автосцепки; 2 – центрирующая балочка; 3 – валик; 4 – вкладыш; 5 – тяговый хомут; 6 – кронштейн соединительной балки тележки; 7 – торсион; 8, 9 – кронштейны крепления торсиона; 10 – кронштейн центрирующего прибора; 11 – ограничитель вертикальных перемещений

4 Наличие направляющего механизма – устройства для принудительного отклонения автосцепки, обеспечивающее сцепляемость 8-осных вагонов в кривых участка пути небольшого радиуса.

Направляющий механизм представляет собой торсион 2 в виде П-образного рычага из пружинной стали, закрепленного во втулках 4. Одно плечо торсиона связано с кронштейном 1 соединительной балки четырехосной тележки, другое – с кронштейном 7 центрирующей балочки. При прохождении вагоном кривого участка пути малого радиуса соединительная балка, смещаясь относительно вагона, поворачивает рычаг и отклоняет центрирующую балочку вместе с автосцепкой к центру кривой, обеспечивая необходимый захват автосцепки.

Рассмотрим основные детали и узлы автосцепного устройства более подробно.

Автосцепка модели СА-3М. Конструктивные особенности автосцепки СА-3М (см. рисунок 6.54):

- наличие ограничителя вертикальных перемещений;
- повышенная прочность за счет изменения конструкции (в частности, увеличения размеров хвостовика по ширине и высоте);

– измененная конструкция хвостовика (сферическая поверхность торца и отверстие для размещения цилиндрического валика тягового хомута и вкладыша), обеспечивающая шарнирное соединение хвостовика с упорной плитой и тяговым хомутом.

Главное отличие автосцепки СА-3М наличие ограничителя 1 вертикальных перемещений – предохранительного кронштейна, приваренного к малому зубу, что превращает ее в полужесткую автосцепку. Ограничитель не позволяет разъединяться автосцепкам при прохождении вагоном горба сортировочной горки. Когда вертикальное смещение автосцепок достигает 145 мм, большой зуб одной из автосцепок опирается на предохранительный кронштейн другой, не позволяя ей выйти из зацепления.

Примечание – Ограничители вертикальных перемещений устанавливаются также на вновь выпускаемых рефрижераторных и некоторых других вагонах. При этом вагоны оборудуются упругим центрирующим прибором, обеспечивающим возможность вертикальных отклонений автосцепки [1].

Корпус автосцепки имеет стандартный контур зацепления. В отличие от СА-3 у автосцепки СА-3М толщина стенок корпуса увеличена в среднем на 30 %, что повысило его надежность.

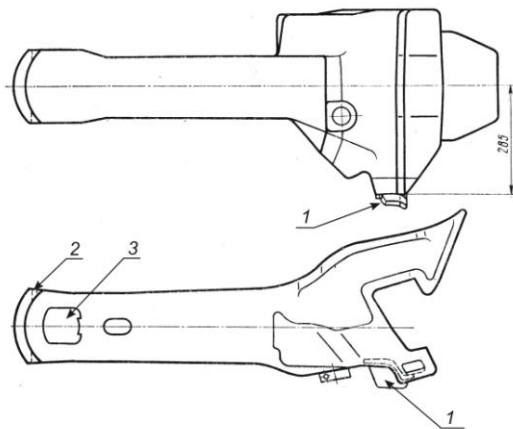


Рисунок 6.56 – Корпус автосцепки СА-3М:

1 – ограничитель вертикальных перемещений; 2 – торцевая сферическая поверхность хвостовика; 3 – отверстие для валика тягового хомута и вкладыша

Автосцепка СА-3М неважозамениаема с типовой автосцепкой СА-3. Однако автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 (включая поглощающий аппарат, тяговый хомут и другие детали) в необходимых случаях мо-

жет быть установлено на вагоны взамен устройства с автосцепкой СА-3М с незначительными переделками на вагоне.

Центрирующий прибор. В автосцепном устройстве с автосцепкой СА-3М применяются центрирующие приборы с упругой опорой хвостовика. Прибор состоит (рисунок 6.57, *а*) из центрирующей балочки 6, двух маятниковых подвесок 4 диаметром 25 мм, двух цилиндрических пружин 1, 7 и опоры (поддерживающей плиты) 2. Упругий центрирующий прибор обеспечивает возможность горизонтальных и вертикальных отклонений корпуса автосцепки.

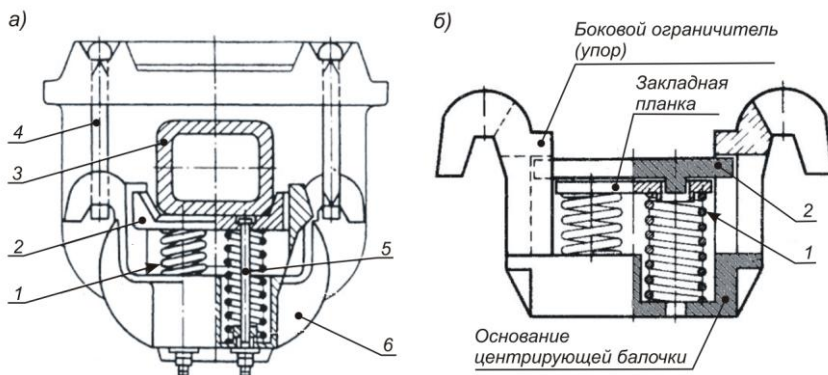


Рисунок 6.57 – Центрирующие приборы с упругой опорой хвостовика грузового вагона болтовой (*а*) и безболтовой (*б*) конструкции:
 1 – цилиндрическая пружина; 2 – опора; 3 – хвостовик корпуса автосцепки; 4 – маятниковая подвеска; 5 – стяжной болт; 6 – центрирующая балочка

Центрирующая балочка в средней части имеет цилиндрические гнезда для размещения пружин 1 и 7. На пружины установлена опора (плита) 2, поддерживающая хвостовик 3 корпуса автосцепки. Для предварительной затяжки пружин усилием 10 кН (1000 кгс) используются стяжные болты 5.

Отметим, что центрирующие балочки со стяжными болтами вследствие случаев обрыва в настоящее время не выпускаются. Взамен болтов ставятся специальные фиксаторы постоянной длины с симметричными головками (см. рисунок 6.35, *б*) или закладные планки (рисунок 6.57, *а*).

Тяговый хомут, валик тягового хомута и упорная плита. Тяговый хомут автосцепного устройства СА-3М (рисунок 6.58) имеет увеличенные длину и ширину, а также размеры поперечных сечений верхней 1 и нижней 2 тяговых полос и проема для размещения поглощающего аппарата.

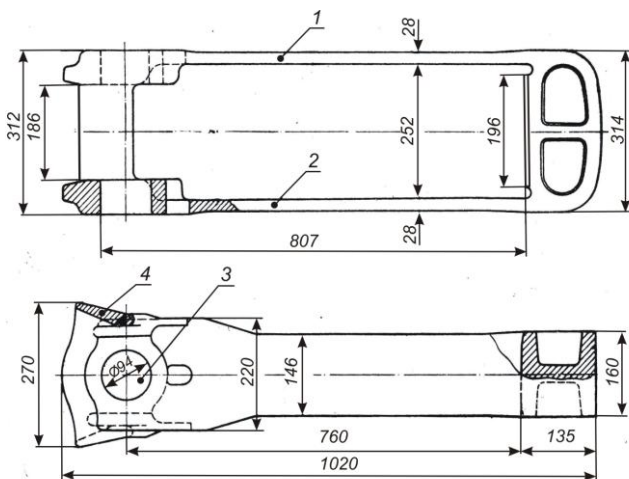


Рисунок 6.58 – Схема тягового хомута автосцепки СА-3М:

1, 2 – верхняя и нижняя тяговые полосы; 3 – отверстие для валика; 4 – соединительная планка

Расстояние между верхней 1 и нижней 2 тяговыми полосами 252 мм обеспечивает размещение поглощающего аппарата типа Ш-2-Т. Отверстия 3 в головной части, в которые вставляется валик, сделаны круглыми. Расстояние между внутренними поверхностями соединительных планок 4 увеличено, что позволяет автосцепке отклоняться от продольной оси на больший угол.

Узел соединения хвостовика корпуса автосцепки СА-3М с тяговым хомутом и упорной плитой показан на рисунке 6.59.

Валик 6, соединяющий хвостовик 7 модернизированной автосцепки СА-3М с тяговым хомутом 8, обеспечивает вертикальные отклонения автосцепки и удерживается от выпадания планкой 3. Она расположена между стенками хребтовой балки и входит в отверстия переднего упора 4, находящиеся ниже полки 2 хребтовой балки. Планка удерживается от продольных перемещений стенками отверстий в упоре, а от поперечных – угольником 5, который закреплен на нижней полке хребтовой балки двумя болтами 1 с гайками, контргайками и шплинтами.

Соединение автосцепки с тяговым хомутом не препятствует вертикальным отклонениям, так как между валиком и перемычкой хвостовика автосцепки устанавливается вкладыш 9. Он сконструирован таким образом, чтобы при отклонении автосцепки вниз или вверх поверхности перемычки хвостовика и вкладыша взаимно перемещались и одновременно обеспечи-

валась достаточная площадь их соприкосновения. Конструктивное исполнение вкладыша показано на рисунке 6.60.

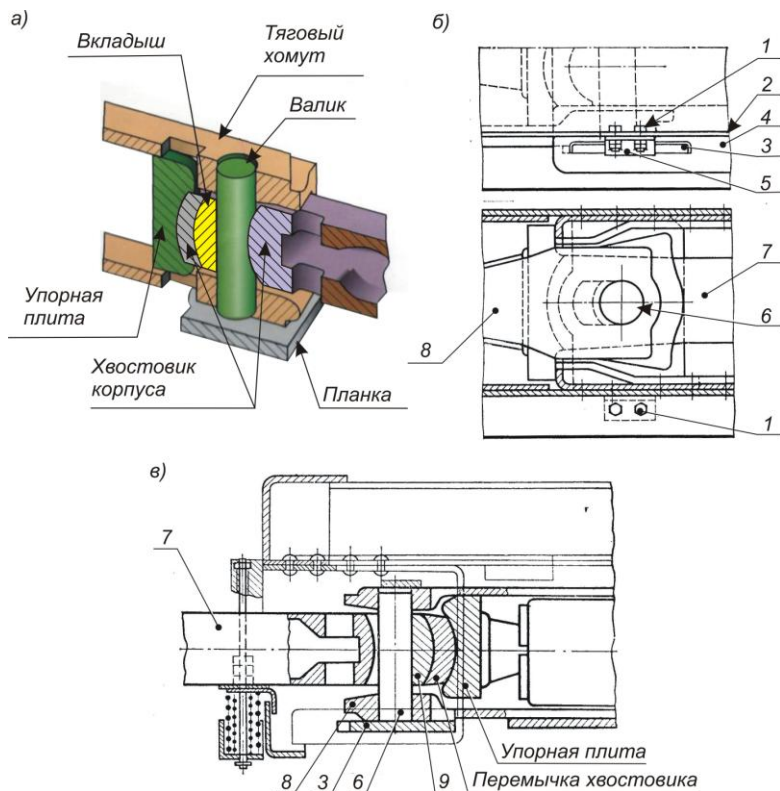


Рисунок 6.59 – Узел крепления соединительного валика автосцепки СА-3М:
а – общий вид; б, в – схемы видов

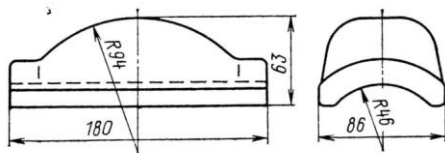


Рисунок 6.60 – Вкладыш автосцепки СА-3М

Упорная плита модернизированного автосцепного устройства показана на рисунке 6.42, б. Она имеет, как и торец хвостовика автосцепки, сферическую поверхность, которая позволяет отклоняться автосцепке в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

7 ПОГЛОЩАЮЩИЕ АППАРАТЫ АВТОСЦЕПНЫХ И СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ ВАГОНОВ

7.1 Основные термины и определения

Основные термины и определения установлены ГОСТ 32913–2014.

Поглощающий аппарат. Устройство, входящее в состав сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава, предназначенное для поглощения энергии и амортизации продольных усилий, действующих на подвижной состав.

Класс. Группа поглощающих аппаратов, определяемая их энергоемкостью.

Статическое нагружение поглощающего аппарата. Сжатие с любой малой скоростью, не превышающей 0,05 м/с.

Динамическое нагружение поглощающего аппарата. Сжатие при начальной скорости деформации более 0,5 м/с.

Силовая характеристика поглощающего аппарата. График зависимости силы сопротивления поглощающего аппарата при сжатии и восстановлении исходного состояния (отдаче) от деформации.

Статическая характеристика поглощающего аппарата. Силовая характеристика при статическом нагружении.

Динамическая характеристика поглощающего аппарата. Силовая характеристика при динамическом нагружении.

Рабочий ход поглощающего аппарата. Величина сжатия (деформации).

Конструкционный ход поглощающего аппарата. Максимальный рабочий ход поглощающего аппарата, допускаемый конструкцией без повреждения или разрушения каких-либо элементов этой конструкции.

Усилие начальной затяжки. Минимальная сила, которую необходимо приложить к поглощающему аппарату при статическом нагружении, чтобы он начал сжиматься.

Сила закрытия. Минимальная сила, которую нужно приложить к поглощающему аппарату для сжатия его на конструкционный ход.

Усилие возврата. Минимальная сила, препятствующая восстановлению поглощающего аппарата в исходном состоянии, в котором он находился до приложения внешней силы.

Воспринятая энергия. Энергия, необходимая для сжатия поглощающего аппарата на величину рабочего хода, при заданных условиях нагружения.

Примечание – На графике силовой характеристики соответствует площади, ограниченной линией нагрузки и осью абсцисс

Введенная энергия. Суммарная энергия, воспринятая поглощающим аппара

7 ПОГЛОЩАЮЩИЕ АППАРАТЫ АВТОСЦЕПНЫХ И СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ ВАГОНОВ

7.1 Основные термины и определения

Основные термины и определения установлены ГОСТ 32913–2014.

Поглощающий аппарат – устройство, входящее в состав сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава, предназначенное для поглощения энергии и амортизации продольных усилий, действующих на подвижной состав.

Класс – группа поглощающих аппаратов, определяемая их энергоемкостью.

Статическое нагружение поглощающего аппарата – сжатие с любой малой скоростью, не превышающей 0,05 м/с.

Динамическое нагружение поглощающего аппарата – сжатие при начальной скорости деформации более 0,5 м/с.

Силовая характеристика поглощающего аппарата – график зависимости силы сопротивления поглощающего аппарата при сжатии и восстановлении исходного состояния (отдаче) от деформации.

Статическая характеристика поглощающего аппарата – силовая характеристика при статическом нагружении.

Динамическая характеристика поглощающего аппарата – силовая характеристика при динамическом нагружении.

Рабочий ход поглощающего аппарата – величина сжатия (деформации).

Конструкционный ход поглощающего аппарата – максимальный рабочий ход поглощающего аппарата, допускаемый конструкцией без повреждения или разрушения каких-либо элементов этой конструкции.

Усилие начальной затяжки – минимальная сила, которую необходимо приложить к поглощающему аппарату при статическом нагружении, чтобы он начал сжиматься.

Сила закрытия – минимальная сила, которую нужно приложить к поглощающему аппарату для сжатия его на конструкционный ход.

Усилие возврата – минимальная сила, препятствующая восстановлению поглощающего аппарата в исходном состоянии, в котором он находился до приложения внешней силы.

Воспринятая энергия – энергия, необходимая для сжатия поглощающего аппарата на величину рабочего хода, при заданных условиях нагружения.

Примечание – На графике силовой характеристики соответствует площади, ограниченной линией нагрузки и осью абсцисс.

Введенная энергия – суммарная энергия, воспринятая поглощающим аппаратом в процессе статических или динамических нагружений.

Энергия отдачи – энергия, возвращаемая поглощающим аппаратом при восстановлении исходного состояния, в котором поглощающий аппарат находился до приложения внешней силы.

Примечание – На графике силовой характеристики соответствует площади, ограниченной линией разгрузки и осью абсцисс.

Поглощенная энергия – энергия, необратимо поглощенная поглощающим аппаратом, равная разности воспринятой энергии и энергии отдачи.

Коэффициент необратимого поглощения энергии – отношение поглощенной энергии к воспринятой.

Энергоемкость – количество энергии, воспринятой поглощающим аппаратом при статическом или динамическом нагружении.

Статическая энергоемкость – энергоемкость при статическом нагружении на величину сжатия, равную конструкционному ходу.

Максимальная энергоемкость – энергоемкость, полученная при соударении двух вагонов массой (100 ± 5) т каждый, при максимальной силе или силе закрытия, не превышающей максимальную.

Номинальная энергоемкость – энергоемкость, полученная при соударении двух вагонов массой (100 ± 5) т каждый, при номинальной силе или силе закрытия, не превышающей номинальную.

Номинальная скорость соударения – скорость соударения двух вагонов массой (100 ± 5) т каждый, оборудованных поглощающими аппаратами, при номинальной силе.

Приработка поглощающего аппарата – процесс многократных нагружений, в результате которого происходит изменение геометрии поверхностей трения и взаимное выравнивание шероховатостей трущихся поверхностей, а также стабилизация энергоемкости аппарата.

Энергоемкость в состоянии поставки – энергоемкость поглощающего аппарата при динамическом нагружении на конструкционный ход и силе, не превышающей максимальную нормативную силу, до его приработки.

Работоспособность – соответствие энергоемкости фрикционных аппаратов в состоянии поставки нормативным требованиям.

Заклинивание – невозвращение в исходное состояние поглощающего аппарата, сжатого на какую-либо величину рабочего хода, после снятия нагрузки в результате превышения силы трения покоя над возвращающей силой.

7.2 Назначение и классификация поглощающих аппаратов

Назначение и состав. Поглощающий аппарат – составная часть сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава, предназначенная для поглощения (демпфирования) энергии и амортизации продольных усилий, действующих на подвижной состав. Он обеспечивает защиту вагона, оборудования и перевозимого груза от продольных нагрузок.

В состав поглощающего аппарата входят элементы неупругого и упругого сопротивления. Первыми из них энергия поглощается необратимо, вторыми – обратимо.

Аппарат устанавливается между передним и задним упорами в хребтовой балке рамы вагона и соединяется с автосцепкой посредством клина и упорной плиты.

Конструкцией автосцепного устройства предусмотрено, что при возникновении между вагонами растягивающих или сжимающих усилий, поглощающий аппарат работает только на сжатие.

Принцип действия. Уменьшение продольных усилий, действующих на вагон, обеспечивается за счет возникновения в аппарате сил сопротивления и преобразования кинетической энергии удара в другие виды энергии (например, в тепловую – которая рассеивается, и потенциальную энергию деформации упругих элементов).

Классификация поглощающих аппаратов. Поглощающие аппараты классифицируют на две большие группы: поглощающие аппараты для грузового и пассажирского подвижного состава.

По виду рабочего элемента и способу поглощения энергии удара поглощающие аппараты разделяются на фрикционные, гидравлические, эластомерные, аппараты из упругих элементов и комбинированные, использующие сочетание нескольких способов поглощения энергии.

Рабочий элемент – это элемент, создающий сопротивление.

Во *фрикционных поглощающих аппаратах* большая часть энергии поглощается за счет сухого трения на рабочих поверхностях фрикционного узла, в *гидравлических* – за счет дросселирования жидкости через калиброванное отверстие, в *эластомерных* – за счет продавливания высоковязкого эластомерного материала через калиброванный щелевой зазор или отверстие, а также его объемного сжатия, в *аппаратах из упругих элементов* – за счет упругой деформации полимерных упругих элементов (ГОСТ 32913–2014).

В современном подвижном составе наибольшее распространение получили фрикционные, эластомерные и резинометаллические поглощающие аппараты.

По эксплуатационным техническим показателям поглощающие аппараты для грузового и пассажирского подвижного состава делятся на классы (ГОСТ 32913–2014).

Класс – группа поглощающих аппаратов, определяемая их энергоемкостью (ГОСТ 32913–2014).

ГОСТ 32913–2014 предусматривает следующие классы поглощающих аппаратов, устанавливаемых на грузовых вагонах:

– класс *T1* – поглощающие аппараты (с номинальной энергоемкостью не менее 70 кДж, ГОСТ 33434) для вагонов, перевозящих все виды грузов (кроме опасных), а также маневровых локомотивов (массой до 100 т включительно);

– класс *T2* – поглощающие аппараты (с номинальной энергоемкостью не менее 100 кДж, ГОСТ 33434) для специализированных вагонов, перевозящих ценные грузы, опасные грузы классов 3, 4, 5, 8, 9 по ГОСТ 19433, а также вагонов с расчетной массой брутто свыше 120 т и магистральных локомотивов;

– класс *T3* – поглощающие аппараты (с номинальной энергоемкостью не менее 140 кДж, ГОСТ 33434) для вагонов, перевозящих особо опасные грузы классов 1, 2, 6, 7 по ГОСТ 19433, а также маневровых локомотивов (массой свыше 100 т).

Допускается применение поглощающих аппаратов классов *T2* и *T3* вместо класса *T1*, а также класса *T3* вместо класса *T2*.

Классы поглощающих аппаратов для пассажирского подвижного состава (ГОСТ 32913–2014):

– класс *ПО* – поглощающие аппараты межвагонных сцепок, предназначенные для моторвагонного подвижного состава постоянного формирования, который не допускает переформирования между плановыми заводскими ремонтами;

– класс *П1* – поглощающие аппараты для моторвагонного подвижного состава;

– класс *П2* – поглощающие аппараты для пассажирских вагонов локомотивной тяги;

– класс *П3* – поглощающие аппараты для пассажирских вагонов, эксплуатируемых в условиях повышенных динамических нагрузок;

– класс *П4* – поглощающие аппараты для пассажирских локомотивов.

Для *пассажирского моторвагонного железнодорожного подвижного состава* предназначены поглощающие аппараты энергоемкостью не менее 20 кДж, для *пассажирских вагонов локомотивной тяги* – не менее 35 кДж.

7.3 Основные параметры поглощающих аппаратов

Качество спроектированного поглощающего аппарата оценивается его параметрами и силовой характеристикой.

Поглощающие аппараты характеризуются следующими основными параметрами:

- энергоемкостью;
- конструкционным ходом;
- усилием начальной затяжки и силой закрытия аппарата;
- усилием возврата;

- коэффициентом необратимого поглощения энергии;
- ресурсом.

Энергоемкость E – количество энергии, воспринятой поглощающим аппаратом при статическом или динамическом нагружении (ГОСТ 32913–2014).

В соответствии со стандартом (ГОСТ 32913–2014) различают энергоемкость статическую, номинальную и максимальную.

Статическая энергоемкость – энергоемкость при статическом нагружении на величину сжатия, равную конструкционному ходу.

Номинальная энергоемкость – энергоемкость, полученная при соударении двух вагонов массой (100 ± 5) т каждый, при номинальной силе, равной 2 МН, или силе закрытия, не превышающей номинальную.

Максимальная энергоемкость – энергоемкость, полученная при соударении двух вагонов массой (100 ± 5) т каждый, при максимальной силе, равной 3 МН, или силе закрытия, не превышающей максимальную.

Нормативные значения энергоемкости для каждого класса поглощающих аппаратов грузового подвижного состава приведены в таблице 7.1, нормативные силовые и энергетические показатели поглощающих аппаратов пассажирского подвижного состава – в таблице 7.2 (ГОСТ 32913–2014).

Для пассажирских вагонов общего пользования (массой брутто до 60 т при продольной динамической силе на полном ходе аппарата до 1,5 МН) минимальная требуемая энергоемкость должна быть не менее 35 кДж [21].

Таблица 7.1 – Нормативные значения энергоемкости поглощающих аппаратов грузового подвижного состава

Показатель	Класс поглощающего аппарата		
	$T1$	$T2$	$T3$
Статическая энергоемкость	30	40	60
Номинальная энергоемкость	70	100	140
Максимальная энергоемкость	90	130	190

Таблица 7.2 – Нормативные показатели поглощающих аппаратов пассажирского подвижного состава

Показатель	Класс поглощающего аппарата				
	$P0$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Максимальная сила, МН	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5
Энергоемкость при силе, не превышающей максимальную, кДж, не менее	7	20	35	60	90

Для грузовых вагонов энергоемкость проектируемых поглощающих аппаратов определяется по формуле [27]

$$E = \frac{mv^2}{8}, \quad (7.1)$$

где m – номинальная масса вагона брутто;
 v – скорость соударения, $v = 2,5$ м/с.

При соударении двух вагонов массами m_1 и m_2 со скоростью v необходимая энергоемкость вычисляется по формуле

$$E = \frac{\delta_1 m_1 m_2 v^2}{4(m_1 + m_2)}, \quad (7.2)$$

где δ_1 – доля энергии удара, воспринимаемая за счет деформации вагона с грузом, среднее значение $\delta_1 = 0,75$.

Конструкционный ход аппарата X_{\max} – максимальный рабочий ход поглощающего аппарата, допускаемый его конструкцией без повреждения или разрушения каких-либо элементов этой конструкции (ГОСТ 32913–2014).

Конструкционный ход поглощающего аппарата (с учетом поджатия при установке на подвижном составе, оборудованном автосцепным устройством по ГОСТ 3475) должен быть не более:

- 120 мм – для поглощающих аппаратов грузовых вагонов;
- 80 мм – для поглощающих аппаратов пассажирских вагонов классов *П1*, *П2*, *П3*;
- 120 мм – для поглощающих аппаратов пассажирских вагонов класса *П4*.

Рабочий ход поглощающего аппарата – величина сжатия (деформации) (ГОСТ 32913–2014).

Усилие начальной затяжки T_n (начальное сопротивление аппарата) и сила закрытия поглощающего аппарата T_{\max} – усилия, при которых начинается и заканчивается процесс сжатия аппарата.

В соответствии с ГОСТ 32913–2014: T_n – минимальная сила, которую необходимо приложить к поглощающему аппарату при статическом нагружении, чтобы он начал сжиматься; T_{\max} – минимальная сила, которую нужно приложить к поглощающему аппарату для сжатия его на конструкционный ход.

Усилие начальной затяжки у поглощающих аппаратов грузовых вагонов должно быть от 0,1 до 0,4 МН, у поглощающих аппаратов пассажирских вагонов классов *П1*, *П2*, *П3* – от 0,025 до 0,080 МН, класса *П4* – от 0,025 до 0,200 МН.

Сила закрытия поглощающего аппарата грузового вагона при статическом нагружении должна быть не менее 1,5 МН. При динамическом нагружении при соударении вагонов массой (100 ± 5) т каждый – не более 3,0 МН.

Для пассажирского вагона показатель «Сила закрытия поглощающего аппарата» не вводится.

Коэффициент необратимого поглощения энергии η – отношение поглощенной энергии E_n к энергии, воспринятой аппаратом E , $\eta = E_n/E$.

Коэффициент необратимого поглощения энергии поглощающего аппарата грузового вагона при статическом нагружении должен быть не менее 0,3, а при динамическом – не менее 0,7.

Коэффициент необратимого поглощения энергии поглощающего аппарата пассажирского вагона должен быть не менее 0,3.

Усилие возврата – минимальная сила, препятствующая восстановлению поглощающего аппарата в исходное состояние, в котором он находился до приложения внешней силы.

Усилие возврата поглощающего аппарата грузового вагона в исходное состояние должно быть не менее 0,01 МН.

Для пассажирского вагона показатель «Усилие возврата поглощающего аппарата» не вводится.

Ресурс поглощающего аппарата оценивается по количеству введенной энергии. Под введенной энергией понимается суммарная энергия, воспринятая поглощающим аппаратом в процессе статических или динамических нагружений.

Ресурс поглощающего аппарата по количеству введенной энергии должен составлять не менее: 250 МДж – для грузовых вагонов; 25 МДж – для пассажирских вагонов.

Критериями предельного состояния являются: появление трещин, изломы элементов конструкции аппарата или снижение энергоемкости поглощающего аппарата при максимальной силе соответственно на 30 % и более от исходного значения для грузовых вагонов и на 10 % и более от исходного значения для пассажирских вагонов.

7.4 Силовые характеристики поглощающих аппаратов

Качество спроектированного поглощающего аппарата и эффективность его работы в наибольшей степени определяется его силовой характеристикой.

В процессе проектирования перед конструктором стоит задача создать аппарат, поглощающий энергию удара при минимальном значении конечного усилия аппарата. Это обеспечивается за счет получения рациональной формы силовой характеристики создаваемого поглощающего аппарата (за счет выбора соответствующих рабочих элементов поглощающего аппарата).

Примечание – Напомним, что поглощающий аппарат выполняет роль амортизатора удара только в том случае, если энергия удара $E_{уд}$, приходящаяся на вагон, не превышает энергоемкости аппарата E .

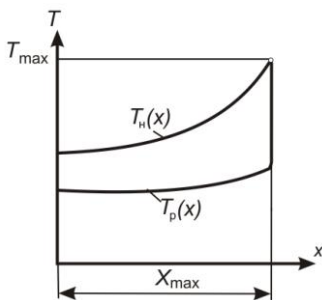


Рисунок 7.1 – Характерная силовая характеристика поглощающего аппарата

Силовая характеристика поглощающего аппарата – график зависимости силы сопротивления поглощающего аппарата при сжатии и восстановлении исходного состояния (отдаче) от деформации (ГОСТ 32913–2014).

Силовая характеристика определяется двумя зависимостями: $T_n(x)$ – на этапе нагрузки, $T_p(x)$ – на этапе разгрузки (рисунок 7.1).

Рассмотрим влияние формы линии нагружения $T_n(x)$ силовой характеристики на величину конечного усилия сжатия аппарата T_{max} (рисунок 7.2).

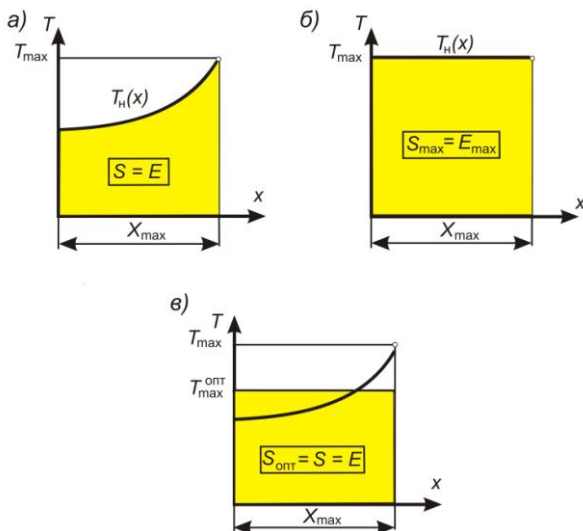


Рисунок 7.2 – Графики зависимости $T_n(x)$ (линия нагрузки) поглощающего аппарата: а – реального; б, в – идеального

На рисунке 7.2 показаны зависимости $T_n(x)$:

а) реального поглощающего аппарата с энергоемкостью E и конечным усилием сжатия T_{max}

$$E = S = \int_0^{X_{max}} T_n(x) dx ; \quad (7.3)$$

б) идеального поглощающего аппарата с максимальной энергоемкостью E_{\max} , соответствующей конечному усилию сжатия T_{\max} реального поглощающего аппарата

$$E_{\max} = S_{\max} = T_{\max} X_{\max} ; \quad (7.4)$$

в) идеального поглощающего аппарата с энергоемкостью, эквивалентной энергоемкости реального поглощающего аппарата E и конечным усилием сжатия $T_{\max}^{\text{опт}}$

$$T_{\max}^{\text{опт}} < T_{\max} ,$$

где T_{\max} , $T_{\max}^{\text{опт}}$ – максимальное конечное усилие сжатия соответственно реального и идеального поглощающего аппарата одинаковой энергоемкости.

Критерием оценки эффективности силовой характеристики служит коэффициент ее полноты

$$K_{\Pi} = \frac{E}{E_{\max}} = \frac{S}{S_{\max}} = \frac{\int_0^{X_{\max}} T_{\Pi}(x) dx}{T_{\max} X_{\max}} , \quad (7.5)$$

где E – энергоемкость реального поглощающего аппарата;

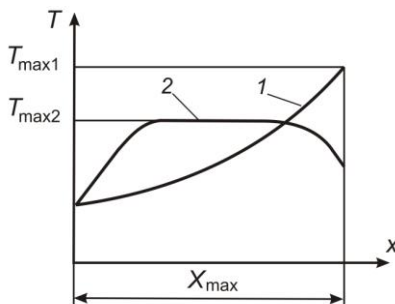
E_{\max} – энергоемкость идеального поглощающего аппарата при силе T_{\max} и максимальном перемещении X_{\max} .

Чем больше K_{Π} , тем меньше будет конечное усилие сжатия аппарата для заданной энергоемкости.

Рассмотрим графики зависимостей $T_{\Pi}(x)$ для различных поглощающих аппаратов с одинаковыми E и X_{\max} (рисунок 7.3):

Рисунок 7.3 – Графики зависимостей $T_{\Pi}(x)$ для различных поглощающих аппаратов с одинаковыми значениями E и X_{\max} :

1 – пружинно-фрикционный поглощающий аппарат ($K_{\Pi} = 0,25 \dots 0,28$); 2 – гидравлический поглощающий аппарат ($K_{\Pi} = 0,7 \dots 0,8$)



Как следует из рисунка 7.3, форма силовой характеристики влияет на значения K_{Π} и соответственно на величину конечного усилия сжатия аппа-

рата. Наилучшим будет считаться амортизатор, способный воспринимать возможно большую энергию удара при минимальном значении силы.

Таким образом, силовая характеристика в значительной степени влияет на уровень продольных сил, действующих на вагон, сохранность конструкции вагона и перевозимых грузов.

7.5 Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты

Пружинно-фрикционные аппараты получили широкое применение в автосцепном устройстве грузовых вагонов благодаря простоте конструкции, низкой стоимости изготовления, а также удобству в эксплуатации.

В пружинно-фрикционных поглощающих аппаратах в качестве элементов неупругого сопротивления используются элементы фрикционного узла, в качестве элементов упругого сопротивления – пружины. В таких аппаратах пружины выполняют также роль возвратно-подпорного устройства – устройства, возвращающего аппарат после удара в исходное положение.

Характерные особенности пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов [4]:

- возвратно-подпорное устройство – пружинное;
- способ создания давления на поверхностях трения – клиновой распор;
- используемая пара трения – «сталь – сталь» или «сталь – металлокерамика»;
- связь корпуса с тяговым хомутом – раздельное выполнение или в одном корпусе.

Принцип действия. В пружинно-фрикционных аппаратах поглощение энергии удара осуществляется, в основном, за счет трения во фрикционном узле и частично – за счет упругого сопротивления пружин. В первом случае энергия поглощается необратимо, превращаясь в тепловую (75–90 %), во втором – обратимо, преобразуясь в потенциальную энергию деформации пружин (10–25 %).

К недостаткам пружинно-фрикционных аппаратов можно отнести:

- недостаточную энергоемкость (при ходе до 120 мм);
- нестабильность работы (чувствительность энергоемкости к изменениям сил трения);
- невыгодную силовую характеристику (высокое начальное усилие и относительно низкие значения коэффициента полноты силовой характеристики 0,23–0,32) (см. рисунки 7.3 и 7.4).

Нестабильность работы обусловлена чувствительностью энергоемкости аппарата к изменениям коэффициента трения по мере приработки и износа поверхностей трения. Поэтому в характеристике пружинно-фрикционных аппаратов указывается E в состоянии поставки E_n и в приработанном состоянии $E_{пр}$.

Четырехосные грузовые вагоны оснащались пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами шестигранного типа: Ш-1-ТМ (до 1979 г.), а затем в основном аппаратами Ш-2-В (до 1989 г.). Восемьюосные вагоны – аппаратами типа Ш-2-Т и Ш-4-Т, имеющими увеличенные габаритные размеры.

Буквы в обозначении аппаратов означают следующее: Ш – шестигранный; Т – термически обработанный; М – модернизированный; В – взаимозаменяемый с аппаратом Ш-1-ТМ.

Все эти аппараты сходны между собой по конструкции и различаются в основном параметрами: энергоемкостью, ходом, первоначальной и конечной силой сжатия.

Эти аппараты не отвечают требованиям, предъявляемым к аппаратам класса *Т1*.

Все эти аппараты сходны между собой по конструкции и различаются в основном параметрами: энергоемкостью, ходом, первоначальной и конечной силой сжатия. Эти аппараты не отвечают требованиям, предъявляемым к аппаратам класса *Т1*.

С конца 80-х годов XX в. потребность в поглощающих аппаратах для всех типов вагонов удовлетворялась за счет пластинчатых металлокерамических аппаратов ПМК-110А, ПМК-110А-К23, а для вагонов постройки Уральского вагоностроительного завода – аппаратов объединенного типа Ш-6-ТО-4. Они в большей степени соответствуют аппаратам класса *Т1*.

Пружинно-фрикционные аппараты традиционной конструкции (традиционного конструктивного исполнения). Такие аппараты (рисунок 7.5) состоят из корпуса 3 с шестигранной горловиной, в которой размещены нажимной конус 1 и три клина 2. Внутри корпуса размещена двухрядная пружина: наружная 5 и внутренняя 6. Все детали аппарата связаны в единую конструкцию стяжным болтом 7 с гайкой 4. В аппарате Ш-1-ТМ между клиньями и двухрядной пружиной установлена нажимная шайба. У аппаратов Ш-2-В, Ш-2-Т и Ш-4-Т нажимная шайба отсутствует, что позволило увеличить ход аппаратов и их энергоемкость.

Примечание – В аппаратах шестигранного типа горловина корпуса имеет шестигранную форму, чтобы клинья при своем перемещении не смещались и не перекашивались.

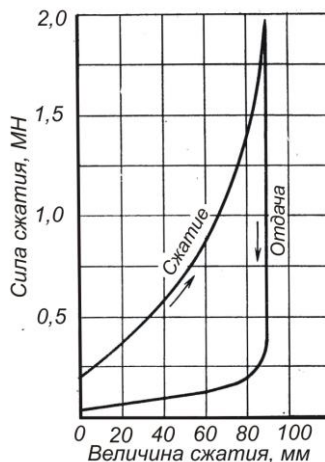


Рисунок 7.4 – Силовая характеристика пружинно-фрикционного поглощающего аппарата Ш-2-В

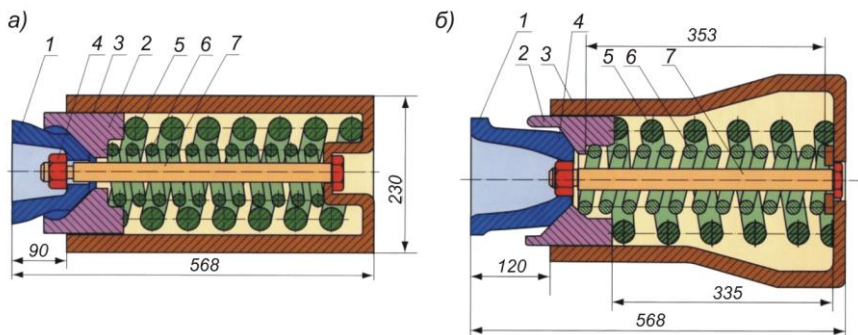


Рисунок 7.5 – Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты Ш-2-В (а) и Ш-2-Т (б)

Работа пружинно-фрикционного аппарата. Обратите внимание на то, что поглощающий аппарат работает только на сжатие независимо от того, какая на него воздействует сила: растягивающая или сжимающая.

При нажатии упорной плиты на нажимной конус или задней опорной поверхности тягового хомута на основание корпуса с усилием, по величине превышающим начальное сопротивление аппарата, он начинает сжиматься. Усилие от нажимного конуса передается трем фрикционным клиньям, а затем через шайбу обеим пружинам. При сжатии пружин нажимной конус вместе с клиньями продвигается внутрь корпуса.

Под действием нажатия с одной стороны конуса, а с другой – пружин фрикционные клинья плотно прижимаются к горловине корпуса. При перемещении клиньев вдоль горловины развивается трение, сила которого пропорциональна величине давления между трущимися поверхностями. По мере увеличения сопротивления со стороны сжимающих пружин сила трения возрастает и к концу хода аппарата достигает наибольшей величины.

Конец хода аппарата определяется моментом, когда нажимной конус полностью войдет в корпус аппарата, а упорная плита коснется торца горловины корпуса.

После прекращения действия сжимающего усилия происходит *восстановление, или отдача аппарата*. Сжатые пружины выталкивают фрикционные клинья и нажимной конус, преодолевая небольшое трение их о горловину. Поэтому сила отдачи аппарата получается меньше силы отдачи сжатых пружин. Для облегчения возвращения клиньев в исходное положение грани горловины корпуса выполнены с наклоном 2 градуса.

Пружинно-фрикционные пластинчатые поглощающие аппараты с металлокерамическими элементами. В эту группу аппаратов входят по-

глошающие аппараты ПМК-110А, ПМК-110К-23 и АПМК-120-Т1, которые можно отнести к классу *T1*.

Энергоемкость таких аппаратов была повышена за счет увеличения хода и числа параллельно работающих поверхностей трения.

Поглощающий аппарат ПМК-110А (пластинчатый с металлокерамическими элементами) устанавливается на вагоны рефрижераторного подвижного состава, платформы для перевозки контейнеров и частично на 8-осные вагоны.

В состав аппарата входят (рисунки 7.6 и 7.7) корпус 2, две неподвижные металлокерамические пластины 10, две подвижные стальные пластины 5, наружная 3 и внутренняя 4 пружины, опорная пластина (нажимная шайба) 6, два фрикционных клина 9, нажимной конус 7, стяжной болт 1 с гайкой 8, фиксирующий детали аппарата.

Подвижные пластины, размещаемые между боковыми стенками корпуса 2 и неподвижными пластинами 5 с металлокерамическими элементами, опираются на опорную пластину 6.

Неподвижные пластины 5 входят своими выступами в отверстия корпуса.

В целях повышения стабильности характеристик аппарата в качестве фрикционных элементов применены металлокерамические пластины. В результате в аппарате используется комбинированные пары трения: на четырех поверхностях из шести пары трения «сталь – металлокерамика» (а не «сталь – сталь»), что позволяет получить более высокие коэффициенты полноты силовой характеристики (0,32).

Техническая характеристика: ход 110 мм; энергоемкость приработанного аппарата – 70–85 кДж, в состоянии поставки (неприработанного) – 35 кДж; сопротивление аппарата, МН: начальное – 0,24, конечное – 2,5; жесткость пружинного комплекта – 1122,5 кН/м; установочные размеры – 230×318×568 мм.

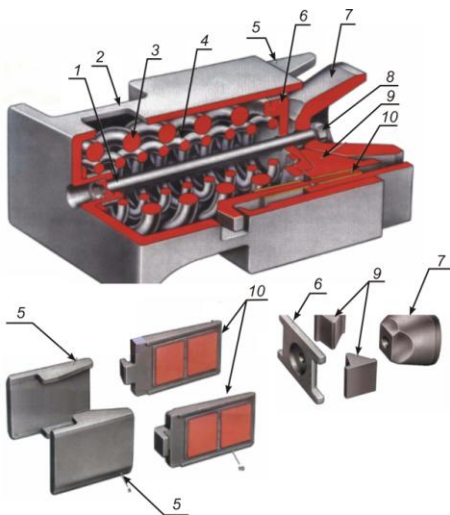


Рисунок 7.6 – Поглощающий аппарат ПМК-110А:

- 1 – стяжной болт; 2 – корпус; 3 – наружная пружина; 4 – внутренняя пружина; 5 – подвижная пластина; 6 – опорная пластина; 7 – нажимной конус; 8 – гайка; 9 – фрикционный клин;
- 10 – неподвижная пластина

Параметры пружин: наружная – $d = 36$ мм, $D = 137$ мм, $n_p = 6,3$, $H_{св} = 416$ мм; внутренняя – $d = 20$ мм, $D = 75$ мм $n_p = 17,5$, $H_{св} = 375$ мм.

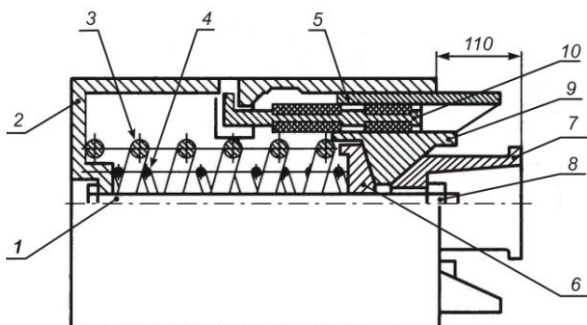


Рисунок 7.7 – Схема пластинчатого поглощающего аппарата ПМК-110А:
 1 – стяжной болт; 2 – корпус; 3 – наружная пружина; 4 – внутренняя пружина; 5 – подвижная пластина; 6 – опорная пластина; 7 – нажимной конус; 8 – гайка; 9 – фрикционный клин; 10 – неподвижная пластина

Работает аппарат следующим образом. При действии на автосцепку сжимающего или растягивающего усилия аппарат начинает сжиматься под воздействием упорной плиты. При этом нажимной конус 7 и фрикционные клинья 9 перемещаются внутрь корпуса. При продвижении клиньев возникает трение между рабочими поверхностями клиньев и неподвижных пластин 10, в результате чего происходит поглощение энергии. В момент, когда упорная плита доходит до подвижных пластин 5 происходит их перемещение вместе с конусом. В результате возникает дополнительное трение, сопротивление аппарата возрастает, поглощаемая энергия увеличивается.

После прекращения нажатия происходит возвращение деталей в исходное положение под воздействием пружин 3 и 4.

Поглощающий аппарат ПМК-110К-23 отличается от аппарата ПМК-110А только маркой металлокерамических элементов.

Поглощающий аппарат АПМК-120-Т1 (рисунок 7.8) изготавливается в ЧАО «Азовэлектросталь». Разработан на базе серийного выпускаемого поглощающего аппарата ПМК-110А и отличается от него увеличенным до 120 мм конструкционным ходом. Номинальная энергоёмкость аппарата 70 кДж, установочные размеры – 230×320×570 мм. Аппарат обеспечивает эффективную защиту грузовых вагонов и перевозимых в них грузов от действия продольных сил.

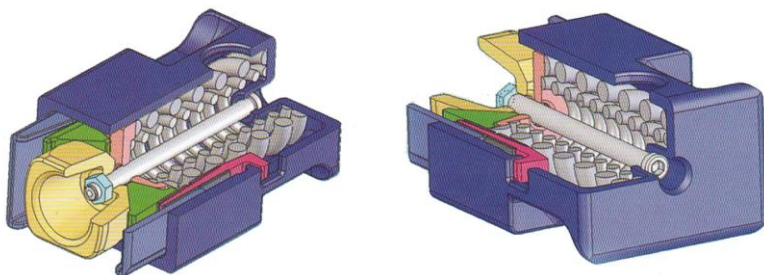


Рисунок 7.8 – Поглощающий аппарат АПКМ-120-Т1

Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты объединенного типа. Аппараты объединенного типа – аппараты, у которых корпус поглощающего аппарата объединен с тяговым хомутом в единую отливку.

Такое конструктивное исполнение позволяет в пределах существующего расстояния между передним и задним упорами увеличить длину пружинного комплекта, пропустив его между плоскостями заднего упора. Вследствие этого появляется возможность увеличить ход аппарата и его энергоемкость.

К аппаратам объединенного типа относятся аппараты Ш-6-ТО-4, Ш-6-ТО-4У и ПФ-4.

Пружинно-фрикционный аппарат типа Ш-6-ТО-4 (шестигранный, 6 вариант, термообработанный, объединенный, для 4-осных грузовых вагонов) устанавливается на четырехосные грузовые вагоны с 1989 г. (рисунки 7.9 и 7.10).

Аппарат Ш-6-ТО-4 (см. рисунок 7.10) состоит из корпуса 4, выполненного за одно целое с тяговым хомутом (корпуса-хомута), съемного днища 9, нажимного конуса 1, трех фрикционных клиньев 2, нажимной шайбы 3, наружной пружины 6, двух внутренних пружин 7 (между которыми установлена промежуточная шайба 5), стяжного болта 8 с гайкой. Корпус аппарата имеет хомутовую и корпусную части.

Аппарат Ш-6-ТО-4 имеет шестигранную схему фрикционного узла и принцип действия по типу рассмотренных выше конструкций. Он взаимозаменяем с аппаратами Ш-1ТМ и Ш-2-В по установочным размерам.

Техническая характеристика:

Ход – 120 мм, энергоемкость – 88,3 кДж, скорость соударения – 10,5 км/ч.

Энергоемкость в состоянии поставки (неприработанного) – 40 кДж.

Энергоемкость приработанного аппарата – 85–90 кДж.

Сопrotивление аппарата, МН: начальное – 0,75; конечное – 2,0.

Скорость соударения при продольной силе 2 МН – 2,92 м/с.

Жесткость пружинного комплекта – 1870,2 кН/м.

Установочные размеры – 230 × 318 × 568 мм.

Параметры пружин: наружная – $d = 45$ мм, $D = 150$ мм $n_p = 8,37$, $H_{св} = 622$ мм; внутренняя – $d = 24$ мм, $D = 74$ мм $n_p = 8,15$, $H_{св} = 311$ мм.

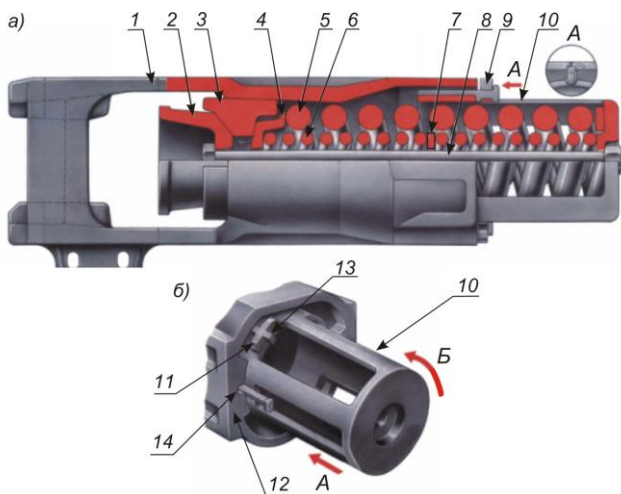


Рисунок 7.9 – Общий вид пружинно-фрикционного поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4:

a – общий вид; *б* – узел соединения корпуса с отъемным днищем;
 1 – корпус; 2 – нажимной конус; 3 – фрикционный клин; 4 – опорная шайба; 5 – наружная пружина; 6 – две внутренние пружины; 7 – промежуточная шайба между внутренними пружинами; 8 – стяжной болт с гайкой; 9 – фиксатор; 10 – отъемное днище; 11 – запелчик днища; 12 – бурт корпуса; 13 – выступ днища; 14 – прорезь в бурте корпуса

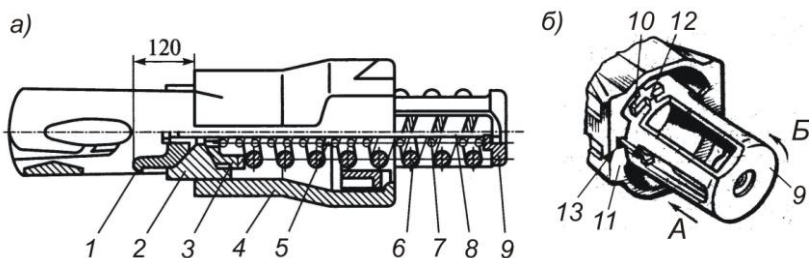


Рисунок 7.10 – Схема пружинно-фрикционного поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4:

a – общий вид; *б* – узел соединения корпуса с отъемным днищем;
 1 – нажимной конус; 2 – фрикционный клин; 3 – опорная (нажимная) шайба; 4 – корпус; 5 – промежуточная шайба между внутренними пружинами; 6 – наружная пружина; 7 – внутренняя пружина; 8 – стяжной болт с гайкой; 9 – отъемное днище; 10 – запелчик днища; 11 – бурт корпуса; 12 – выступ днища; 13 – прорезь в бурте корпуса

Энергоемкость аппарата увеличена за счет увеличения хода до 120 мм (за счет увеличения длины пружин) и жесткости комплекта пружин. Жесткость комплекта пружин увеличена за счет увеличения диаметров, мм, прутков наружной (45 вместо 36) и внутренней (24 вместо 20) пружин, а также уменьшения диаметров пружин.

Сборка аппарата производится в следующем порядке (см. рисунок 7.10). В отверстие отъемного днища вставляется наружная пружина 6, после чего днище с пружиной вводятся в отверстие в заднем торце корпуса (по стрелке *A*). При этом заплечики 10 проходят внутрь корпуса мимо его буртов 11. Затем днище поворачивается вокруг своей продольной оси (по стрелке *B*) и осаживается таким образом, чтобы выступы 12 днища, фиксирующие его от поворотов относительно продольной оси, вошли в прорези 13 буртов корпуса. Для недопущения перемещения днища относительно корпуса между выступами днища и корпусом вводятся подкладки.

Затем через горловину корпуса вводятся внутренние пружины 7 с промежуточной шайбой 5 и элементы фрикционного узла 1–3. Производится сжатие аппарата на величину предварительной затяжки и фиксация деталей аппарата стяжным болтом с гайкой.

Пружинно-фрикционный аппарат типа Ш-6-ТО-4У (рисунки 7.11 и 7.12) отличается от аппарата Ш-6-ТО-4 отсутствием в конструкции стяжного болта с гайкой.

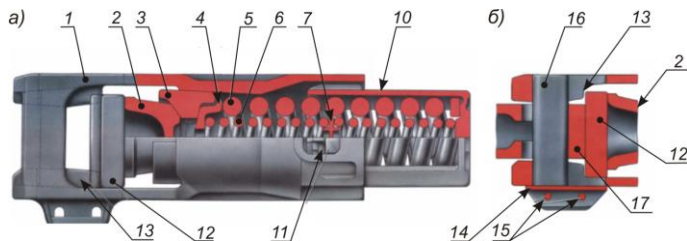


Рисунок 7.11 – Пружинно-фрикционный поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4У:

a – общий вид; *б* – узел соединения автосцепки с поглощающим аппаратом;

1 – корпус; 2 – нажимной конус; 3 – фрикционный клин; 4 – опорная шайба; 5 – наружная пружина; 6 – две внутренние пружины; 7 – промежуточная шайба между внутренними пружинами; 10 – съемное днище; 11 – вырез; 12 – упорная плита; 13 – упор хомутовой части; 14 – планка; 15 – поддерживающие болты; 16 – клин тягового хомута; 17 – хвостовик корпуса автосцепки

Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4У состоит (см. рисунок 7.12) из корпуса-хомута 1, упорной плиты 3, нажимного конуса 4, фрикционных клиньев 5, пружин 6 и 7, предварительно сжатых съемным днищем 8. Упорная плита размещена между упорами 2 хомутовой части корпуса и нажимным кону-

сом 4. Для фиксации дна 8 используются закладные элементы – сухари 9, которые вводятся через вырез 11 корпуса предварительно сжатого аппарата.

После снятия монтажной нагрузки сухари совместно с заплечиками 10 днаща и буртиками 12 корпуса фиксируют днаще, которое удерживает все детали собранного аппарата.

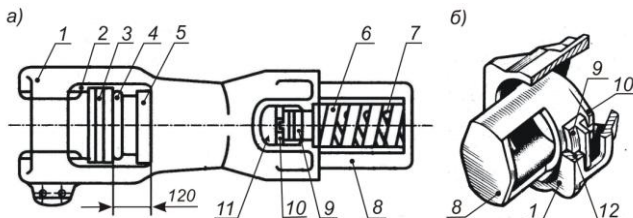


Рисунок 7.12 – Схема пружинно-фрикционного поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4У:

а – общий вид; б – узел соединения корпуса со съемным днащем;

1 – корпус; 2 – упоры хомутовой части; 3 – упорная плита; 4 – нажимной конус; 5 – фрикционный клин; 6 – две внутренние пружины; 7 – наружная пружина; 8 – съемное днаще; 9 – сухарь; 10 – заплечик днаща; 11 – вырез; 12 – буртики корпуса

Пружинно-фрикционный пластинчатый аппарат ПФ-4 (рисунок 7.13) состоит из корпуса-хомута 6, в котором размещены сменный фрикционный узел, центральная опорная плита 7 и подпорно-возвратное устройство.

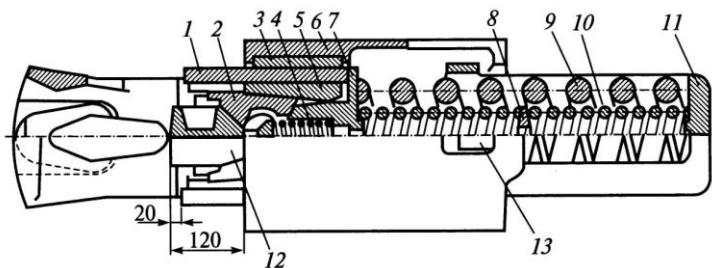


Рисунок 7.13 – Схема пружинно-фрикционного поглощающего аппарата ПФ-4:

1 – подвижная плита; 2 – подвижный клин; 3, 5 – боковой и клиновидной неподвижные вкладыши; 4 – отбойная пружина; 6 – корпус; 7 – центральная опорная плита; 8 – промежуточная шайба; 9, 10 – силовые наружная и внутренняя пружины; 11 – удлинитель; 12 – распорный клин; 13 – закладной элемент

Фрикционный узел включает распорный клин 12, подвижные клинья 2 и плиты 1, неподвижные клиновидные 5 и боковые 3 вкладыши, отбойную пружину

жину 4. Распорный клин 12 опирается на подвижные клинья 2 своими наклонными поверхностями. Плиты 1, подвижные в продольном направлении, установлены на поперечных ребрах корпуса.

Подпорно-возвратное устройство состоит из комплекта пружин: силовых наружной 9 и двух внутренних 10 с промежуточной шайбой 8 между ними, а также отбойной 4. Пружины 9 и 10 размещены в удлинителе 11. Удлинитель устанавливается в корпус через отверстие в днище и фиксируется относительно корпуса закладными элементами 13.

Аппарат работает следующим образом. При действии внешней нагрузки корпус автосцепки через упорную плиту перемещает распорный клин 12 внутрь корпуса. Распорный клин в свою очередь перемещает подвижные клинья 2 относительно неподвижных клиновидных вкладышей 5, передавая сжимающее усилие на центральную опорную плиту 7. Плита, перемещаясь совместно с подвижными клиньями 2, сжимает силовые пружины 9 и 10.

Когда упорная плита доходит до торцов подвижных плит 1, последние начинают перемещаться вместе с центральной опорной плитой 7, создавая дополнительное трение, в результате чего сила сопротивления аппарата возрастает. После прекращения нажатия под воздействием пружин 9 и 10 детали аппарата возвращаются в исходное положение, при этом отбойная пружина 4 обеспечивает отжатие распорного клина 12 от подвижных клиньев 2, исключая заклинивание аппарата на ходе восстановления.

Аппарат характеризуется высокой скоростью приработки.

Недостатки существующих пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов. Применяемые в настоящее время пружинно-фрикционные пластинчатые и объединенные поглощающие аппараты практически исчерпали свои возможности и не вполне отвечают требованиям, предъявляемым к аппаратам класса Т1. При размерах поглощающих аппаратов, ограниченных концевой частью хребтовой балки, и использовании пружинно-фрикционной конструкции на настоящий момент достигнута энергоемкость, близкая к максимально возможной. Даже объединение в одном поглощающем аппарате корпуса и тягового хомута обеспечило номинальную энергоемкость только 80 кДж.

Основным фактором, препятствующим повышению энергоемкости пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов, является недостаточная эффективность пружинного подпорно-возвратного устройства.

7.6 Поглощающие аппараты для грузовых вагонов нового поколения

Для грузовых вагонов нового поколения необходимо применение новых энергоемких поглощающих аппаратов классов Т1, Т2 и Т3, обеспечивающих

сохранность перевозимого груза и самого вагона (эластомерных аппаратов, полимерно-фрикционных и др.).

В соответствии с требованиями ГОСТ 3213–2014:

– аппараты класса *T1* должны иметь номинальную энергоемкость не менее 70 кДж и устанавливаться на вагоны для перевозки всех видов грузов (кроме опасных);

– аппараты класса *T2* (номинальная энергоемкость не менее 100 кДж) – на специализированные вагоны для перевозки ценных грузов, опасных грузов классов 3–5, 8, 9 по ГОСТ 19433, а также вагоны с расчетной массой брутто свыше 120 т;

– аппараты класса *T3* (номинальная энергоемкость не менее 140 кДж) – на вагоны для перевозки особо опасных грузов классов 1, 2, 6, 7 по ГОСТ 19433.

В настоящее время вновь строящиеся вагоны оборудуют поглощающими аппаратами в соответствии с приведенной выше классификацией.

Основной путь достижения требуемых показателей энергоемкости для аппаратов класса *T1* – использование в конструкциях поглощающих аппаратов высокотехнологичных полимерных материалов.

В частности, применение в качестве подпорно-возвратного устройства комплектов полимерных элементов позволило создать полимерно-фрикционные поглощающие аппараты класса *T1* – РТ-120 и ПМКП-110. С 2005 года все соответствующие вагоны новой постройки стали оборудовать полимерно-фрикционными поглощающими аппаратами класса *T1*. В настоящее время они широко используются в вагонах эксплуатационного парка.

Однако разработка новых конструкций поглощающих аппаратов с использованием полимерных упругих элементов не решает основной проблемы – значительного повышения энергоемкости в существующих габаритах, что необходимо для поглощающих аппаратов классов *T2* и *T3*.

Проблема была решена в результате создания высокоэнергоемких поглощающих аппаратов с использованием принципа работы эластомерного амортизатора – э л а с т о м е р н ы х п о г л о щ а ю щ и х а п п а р а т о в .

В частности, были разработаны и внедрены эластомерные поглощающие аппараты АПЭ-95-УВ3 класса *T2* с номинальной энергоемкостью 120 кДж и АПЭ-120-И класса *T3* с номинальной энергоемкостью 150 кДж.

Эластомерные поглощающие аппараты являются в настоящее время наиболее перспективными аппаратами, реализующие энергоемкости, необходимые для аппаратов классов *T2* и *T3*.

Основные этапы внедрения в эксплуатацию новых конструкций поглощающих аппаратов следующие.

С 2002 года поглощающими аппаратами классов *T2* и *T3* оборудуют все вновь изготавливаемые цистерны, а с 2005 года аппаратами класса *T1* оснащают все соответствующие вагоны новой постройки.

С 2008 года предусмотрена постановка поглощающих аппаратов соответствующих классов при капитальном ремонте.

7.7 Полимерно-фрикционные поглощающие аппараты классов T1 и T2

К таким поглощающим аппаратам относятся аппараты РТ-120, РТ-130, ПМКП-110, АПЭ-120-Т1 и Ш-3-В.

Основные технические характеристики полимерно-фрикционных аппаратов приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Основные технические характеристики полимерно-фрикционных поглощающих аппаратов

Модель аппарата	Класс	Ход аппарата, мм	Энергоемкость, кДж	
			номинальная	максимальная
РТ-120	T1	120	70	90
ПМКП-110	T1	110	70	90
РТ-130	T2	120	100	130

В полимерно-фрикционных аппаратах поглощение энергии осуществляется как за счет трения во фрикционном узле, так и за счет внутреннего трения в упругих элементах.

Примечание – Разборка полимерно-фрикционных аппаратов не допускается. Неисправные поглощающие аппараты должны быть направлены на завод-изготовитель или иное предприятие, имеющее разрешение от завода-изготовителя на его ремонт [23].

Полимерно-фрикционный поглощающий аппарат РТ-120 класса T1. Аппарат РТ-120 разработан сотрудниками ВНИИЖТа и ООО «Вагонмаш». В основу разработки аппарата была положена конструкторская и технологическая документация компании MINER «Майнер» (США).

Основные элементы поглощающего аппарата (рисунок 7.14): корпус 1, нажимной конус 7, три клина 5, шайба 4, пять полимерных элементов 2 и направляющий стержень 6, центрирующий внутри корпуса элементы аппарата. Полимерные элементы разделяются между собой центрирующими пластинами 3.

В целом в поглощающем аппарате можно выделить два узла: фрикционный и упругий.

Фрикционный узел состоит из корпуса, трех клиньев и нажимного конуса. В качестве *упругого узла* используется комплект из пяти полимерных элементов, который подпирает фрикционный узел.

Техническая характеристика: конструктивный ход – 120 мм, энергоемкость номинальная – 70 кДж, максимальная – 90 кДж, габаритные размеры 578×228×321 мм, масса с упорной плитой – 120 кг.

Полный срок службы аппарата – 32 года, срок службы до капитального ремонта без технического обслуживания – не менее 16 лет, гарантийный срок службы – 8 лет. Это в 3–3,5 раза превышает показатели лучших эксплуатируемых фрикционных аппаратов.

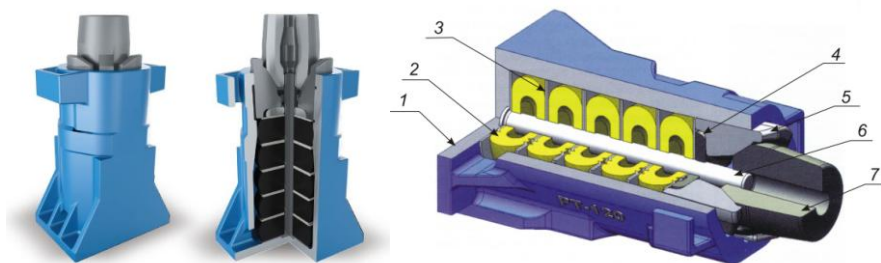


Рисунок 7.14 – Полимерно-фрикционный поглощающий аппарат РТ-120 класса Т1:
1 – корпус; 2 – полимерный элемент; 3 – пластина; 4 – шайба; 5 – фрикционный клин;
6 – направляющий стержень; 7 – нажимной конус

Достоинство аппарата РТ-120 – большой ресурс.

Недостатки аппарата:

- достаточно длительный процесс приработки;
- нестабильность силовой характеристики (общая проблема фрикционных поглощающих аппаратов).

Серийный выпуск поглощающих аппаратов РТ-120 начат в 2004 г. С января 2007 г. такими аппаратами оборудуют все вновь строящиеся вагоны для перевозки опасных грузов. Осуществляется установка аппаратов РТ-120 при плановых ремонтах вагонов эксплуатационного парка (с 2007 года при капитальном ремонте, с 2008 года – при деповском ремонте).

Полимерно-фрикционный пластинчатый поглощающий аппарат ПМКП-110 класса Т1. Разработан ООО «НПП Дипром» совместно с ВНИИЖТ и ООО «Бежицкий сталелитейный завод». Аппарат (рисунки 7.15 и 7.16) создан на базе серийного пружинно-фрикционного пластинчатого аппарата ПМК-110К-23.

В качестве упругих элементов вместо пружин используется комплект из пяти упругих полимерных блоков. Полимерные блоки изготовлены из полиэфирных термоэластопластов. К ним относятся материалы типа Беласт (Республика Беларусь) и др.

Производители: ОАО «ПК БСЗ» г. Брянск, ООО «ВКМ-Сталь» г. Саранск, ООО «Центролит» г. Барнаул.

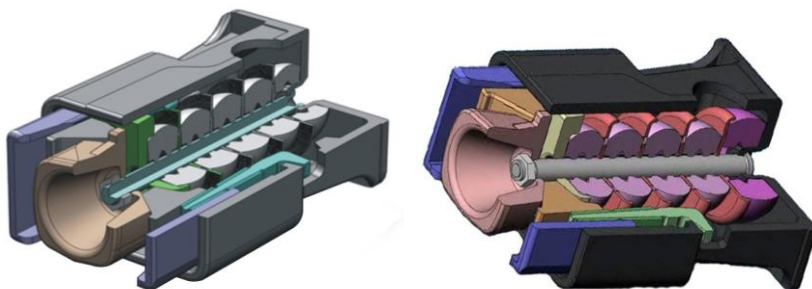


Рисунок 7.15 – Полимерно-фрикционный пластинчатый поглощающий аппарат ПМКП-110

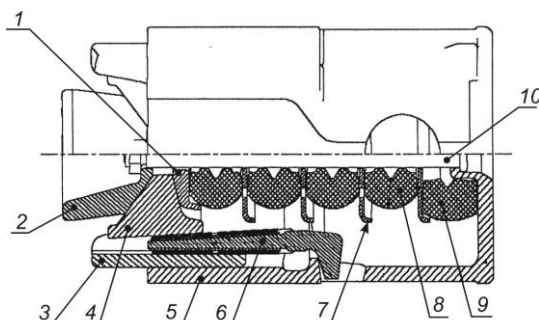


Рисунок 7.16 – Схема полимерно-фрикционного пластинчатого поглощающего аппарата ПМКП-110:

1 – опорная плита; *2* – нажимной конус (клин); *3* – подвижная фрикционная пластина;
4 – фрикционный клин; *5* – корпус; *6* – неподвижная фрикционная пластина с металлокерамическими элементами; *7* – центрирующая пластина; *8, 9* – полимерные блоки;
10 – стяжной болт с гайкой

Поглощающий аппарат ПМКП-110 (см. рисунок 7.16) включает корпус 5, нажимной конус 2, два фрикционных клина 4, опорную плиту 1, подвижные фрикционные пластины 3, неподвижные фрикционные пластины 6 с износостойчивыми металлокерамическими элементами, комплект из пяти упругих полимерных блоков 8 и 9, центрирующие пластины 7 и стяжной болт с гайкой 10. Центрирующие пластины 7 разделяют полимерные блоки.

Техническая характеристика: конструктивный ход – 110 мм, энергоемкость номинальная – 70 кДж, максимальная – 90 кДж, масса с упорной плитой – 150 кг.

Полный срок службы аппарата – 24 года, срок службы до капитального ремонта без ТО не менее 16 лет, гарантийный срок службы – 8 лет

Поглощающий аппарат сохранил положительные черты своего прототипа. Он обладает достаточно стабильной силовой характеристикой и быстрой приработкой, фактически с первых дней работы, что обеспечивает необходимые эксплуатационные показатели.

Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. Это достигается за счет повышения жесткости подпорного комплекта.

К недостаткам можно отнести наличие стяжного болта. В эксплуатации отмечены случаи самораскручивания (самозакручивания) гайки. При этом повреждается резьба стяжного болта.

Полимерно-фрикционный пластинчатый поглощающий аппарат АПЭ-120-Т1 класса Т1. Разработан в ОАО «АЗОВМАШ» на базе серийного выпускаемого поглощающего аппарата ПМКП-110К-23.

В аппарате (рисунок 7.17) вместо пружинного комплекта используется пакет упругих элементов 9. Стабилизацию силовой характеристики пакета упругих элементов обеспечивают регулировочные пластины 7 и центрирующая пластина 8. Фиксацию всех деталей в аппарате обеспечивает болт стяжной 6 с гайкой 3.

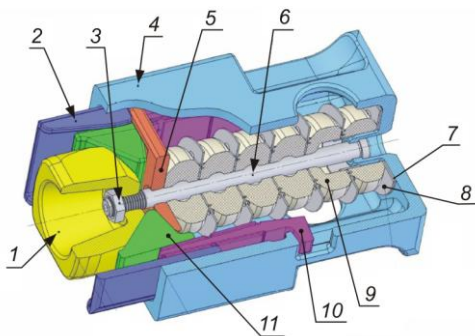


Рисунок 7.17 – Полимерно-фрикционный пластинчатый поглощающий аппарат АПЭ-120-Т1:

1 – нажимной конус; 2 – подвижная фрикционная пластина; 3 – гайка М30-6Н.20 ГОСТ 5916-70; 4 – корпус; 5 – опорная плита (пластина); 6 – стяжной болт; 7, 8 – центрирующая и регулировочная пластины; 9 – полимерный элемент; 10 – неподвижная фрикционная пластина

Полимерно-фрикционный поглощающий аппарат РТ-130. Аппарат РТ-130 – *первый полимерно-фрикционный аппарат класса Т2.* Создан в ООО «Вагонмаш». Повышенная энергоемкость аппарата обеспечивает более эффективную защиту вагонов и перевозимых в них грузов от действия продольных нагрузок. Аппарат предназначен для использования в вагонах-

цистернах, кроме газовых. При необходимости аппарат может быть установлен на другие виды грузовых вагонов.

В аппарате в качестве рабочего тела используются большие и малые полимерные упругие блоки марки *Birchpad*.

В состав поглощающего аппарата входят корпус, нажимной конус, четыре клина, шайба, подушка полимерная, толкатель, пять блоков полимерных элементов, пластина и направляющий стержень (рисунок 7.18).

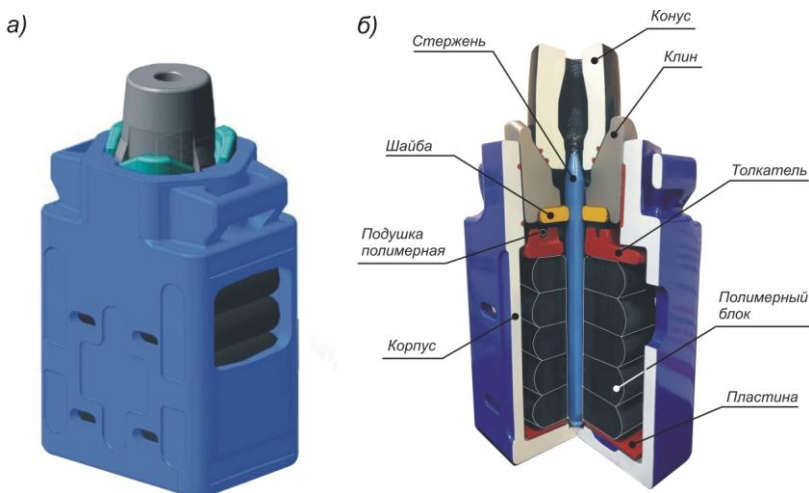


Рисунок 7.18 – Полимерно-фрикционный поглощающий аппарат РТ-130 класса Т2:
а – общий вид; б – разрез общего вида

Техническая характеристика: конструктивный ход – 120 мм, энергоемкость номинальная – 100 кДж, максимальная – 130 кДж, работа в климатических условиях: от -60 до $+50$ °С, установочные размеры $320 \times 230 \times 575$ мм, масса 130 кг.

Полный срок службы аппарата – 32 года, срок службы до капитального ремонта без технического обслуживания – не менее 16 лет при пробеге 1,8 млн км, гарантийный срок службы – 8 лет.

7.8 Эластомерные поглощающие аппараты классов Т2 и Т3

Эластомерные поглощающие аппараты являются в настоящее время наиболее перспективными по совокупности технико-экономических показателей. Они обеспечивают энергоемкости, потребные для поглощающих аппаратов классов Т2 и Т3.

В эластомерных поглощающих аппаратах *в качестве рабочего тела* применяется э л а с т о м е р – объемно-сжимаемый высоковязкий полимер.

Вследствие высокой вязкости эластомер может выполнять функции упругого и демпфирующего элементов.

Сжимаемость эластомера в замкнутом объеме достигает 15–20 % при давлениях 250–500 МПа. Это позволяет использовать его как *гидропружину* в режиме квазистатического сжатия, а применение различных видов дросселирования дает возможность значительно повысить силу сопротивления амортизатора при больших скоростях сжатия. Таким образом, эластомерные поглощающие аппараты обеспечивают силовые характеристики, весьма близкие к гидравлическим амортизаторам [4].

Принцип действия. В эластомерных аппаратах поглощение кинетической энергии удара осуществляется, в основном, силами вязкого трения при продавливании (дросселировании) эластомера через калиброванные зазоры и отверстия, предусмотренные конструкцией, и частично – силами упругого сопротивления сжатого эластомера.

Простейшая схема аппарата, поясняющая его работу, показана на рисунке 7.19.

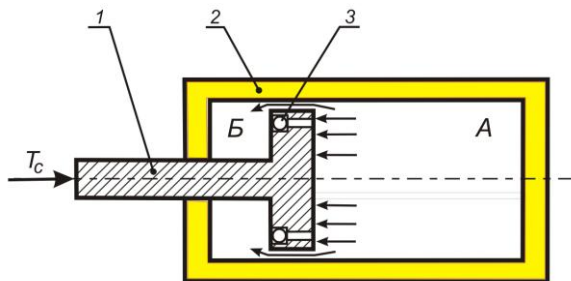


Рисунок 7.19 – Схема эластомерного поглощающего аппарата:

А, Б – предпоршневая и запоршневая рабочие камеры;

1 – шток-поршень; *2* – корпус амортизатора; *3* – обратный клапан поршня

Работа аппарата сопровождается следующими процессами.

1 Сжатие. При действии сжимающей нагрузки (усилие от упорной плиты передается на шток-поршень) шток-поршень *1* перемещается внутрь корпуса *2*, сжимая эластомер и повышая давление в камере *А*. В результате в аппарате возникают *силы упругого сопротивления сжатию*.

2 Дросселирование. Вследствие повышения давления в камере *А* часть эластомера перетекает (продавливается) из камеры *А* в камеру *Б* через кольцевой калиброванный зазор между поршнем и корпусом аппарата. Возникающие при этом *дополнительные силы сопротивления* – *силы вязкого трения* – обеспечивают поглощение кинетической энергии удара.

3 Восстановление. После прекращения действия нагрузки аппарат восстанавливается за счет высокого давления в камере *A*. При этом возвращение эластомера в камеру *A* происходит через обратные клапаны *З* в поршне, уменьшающие сопротивление перетеканию эластомера при обратном ходе.

Д о с т о и н с т в а эластомерных аппаратов:

- высокая удельная энергоемкость при сравнительно простой конструкции по сравнению с другими амортизаторами при равных габаритных размерах;

- автоматическая настройка аппарата на требуемую силовую характеристику в зависимости от величины силы удара. При увеличении силы удара в аппарате возрастают его силы упругости и гашения энергии удара;

- высокие коэффициенты полноты силовой характеристики (0,6–0,8) и необратимого поглощения энергии (до 0,9) обеспечивают высокую энергоемкость при низком значении конечного усилия сжатия, переносимого на конструкцию вагона, что оказывает положительное влияние на сохранность вагона и перевозимого груза;

- стабильность характеристик в широком диапазоне температур (от –60 до +60°);

- отсутствие периода приработки и явлений заклинивания, что характерно для пружинно-фрикционных аппаратов;

- легкий монтаж и демонтаж.

Н е д о с т а т о к – высокие давления требуют обеспечения прочности рабочих цилиндров и герметичности конструкции.

О б л а с т ь п р и м е н е н и я – вагоны, перевозящие разрядные и особо опасные грузы.

В эксплуатации применяют эластомерные поглощающие аппараты АПЭ-120-И, АПЭ-90-А, АПЭ-95-УВЗ, ЭПА-120 (Россия), а также 73ZW, 73ZWу, 73ZWу2 (фирма «Камакс» Польша). За рубежом распространены эластомерные поглощающие аппараты DC-12A (Франция), фирм «Майнер» и «Вестингауз» (США) и др.

Аппараты АПЭ-120-И начали серийно выпускать с 1999 года, АПЭ-95-УВЗ, 73ZWу и 73ZWу2 – с 2004 года, АПЭ-90-А – с 2009 года. Фирмой «Камакс» разработан также аппарат 73ZW21M.

Техническая характеристика эластомерных поглощающих аппаратов приведена в таблице 7.4.

Конструкции эластомерных аппаратов отличаются количеством и размерами рабочих камер, исполнением дроссельных элементов и конструкцией корпуса, выполненного раздельно и объединенного с тяговым хомутом.

Эластомерные поглощающие аппараты 73ZW и 73ZWу класса Т2. Поглощающий аппарат 73ZW (рисунок 7.20) – это первый эластомерный аппарат, который стал применяться в автосцепном устройстве грузовых вагонов железных дорог России.

Таблица 7.4 – Основные технические характеристики эластомерных поглощающих аппаратов

Модель аппарата	Класс	Ход аппарата, мм	Усилие начальной затяжки, кН	Сила закрытия, кН	Энергоемкость, кДж		
					статическая	номинальная	максимальная
АПЭ-90-А	T2	90	200	1600	70	115	140
АП-95-УВЗ	T2	95	200	1700	70	120	150
73ZWу	T2	90	200	1600	64	120	160
АПЭ-120-И	T3	120	200	1600	95	150	190
73ZWу2	T3	110	200	1600	85	140	195

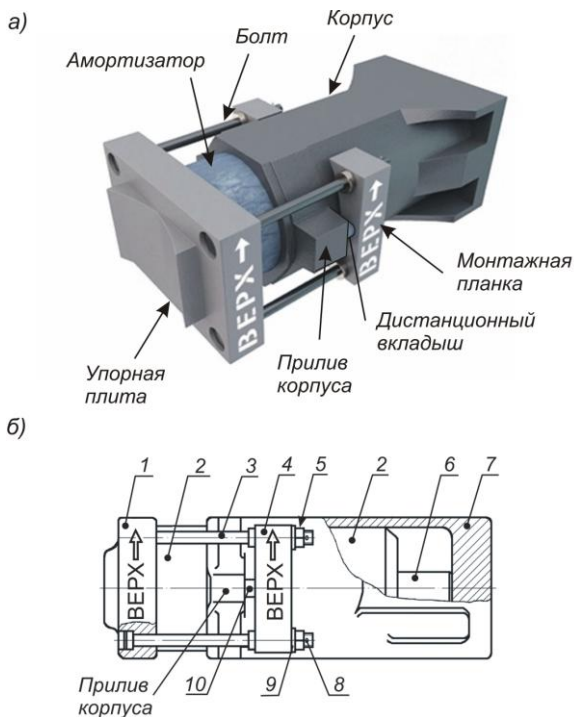


Рисунок 7.20 – Поглощающий аппарат 73ZW класса T2:

а – общий вид; б – схема;

1 – упорная плита; 2 – амортизатор; 3 – болт с пружинной шайбой 9, гайкой 5 и шплинтом 8; 4 – монтажная планка; 6 – шток; 7 – корпус; 10 – вкладыш дистанционный

Основные составные части аппарата (см. рисунок 7.20, б) – литой корпус 7, амортизатор 2, упорная плита 1 с четырьмя болтами 3 и монтажные

планки 4. Амортизатор установлен в корпусе 7 аппарата. Он представляет собой цилиндрический корпус, заполненный эластомером. Внутри амортизатора расположен поршень со штоком 6. Шток 6 упирается в днище корпуса аппарата, а основание амортизатора – в упорную плиту 1. Плита закрепляется на корпусе аппарата четырьмя болтами 3 с помощью двух монтажных планок 4. Упорами для монтажных планок служат приливы корпуса аппарата. Каждый болт закрепляют пружинной шайбой 9, корончатой гайкой 5 и шплинтом 8.

Перед установкой на вагон аппарат сжимают на прессе и между монтажными планками и приливами корпуса размещают дистанционные вкладыши 10 (высотой 18 мм и диаметром 16–20 мм), обеспечивающие сжатие аппарата и облегчающие его установку на вагон. Вкладыши выпадают при первом сжатии аппарата в процессе маневровых работ. Для беспрепятственного выпадения вкладышей аппарат при установке на вагон должен быть установлен в соответствии с надписями «ВВЕРХ» на упорной плите и монтажной планке. В противном случае монтажный болт упорной плиты может помешать выпадению вкладышей.

Техническая характеристика аппарата 73ZW: конструкционный ход аппарата – 90 мм, энергоемкость – 110 кДж, усилие начальной зажатки – 200 кН, масса аппарата – 214 кг.

Работа аппарата. При сжатии аппарата шток 6 входит в корпус амортизатора 2, сжимая эластомер и создавая высокое внутреннее давление. При ударном сжатии поглощение энергии осуществляется за счет продавливания эластомера через калиброванный зазор между корпусом амортизатора и поршнем, установленным на штоке.

Разборка аппарата. При частичной разборке аппарат устанавливают вертикально на упорную плиту, отворачивают гайки болтов плиты и снимают корпус аппарата. Сборку аппарата производят в обратном порядке. Полную разборку аппарата выполняют на специализированных предприятиях.

Несмотря на высокую энергоемкость аппарата 73ZW, он не соответствовал требованиям, предъявляемым к величине силы статического закрытия (не менее 1,5 МН).

В 2004 г. была выполнена модернизация аппарата с целью обеспечения требуемой силы статического закрытия аппарата. Модернизированный аппарат получил обозначение 73ZWу.

Поглощающий аппарат 73ZWу (рисунок 7.21) представляет собой модернизированный вариант аппарата 73ZW. В результате модернизации в конструкцию аппарата была добавлена эластичная вставка – упругий полимерный элемент.

В аппарате 73ZWу в отличие от аппарата 73ZW шток амортизатора упирается в днище корпуса аппарата через полимерный элемент.

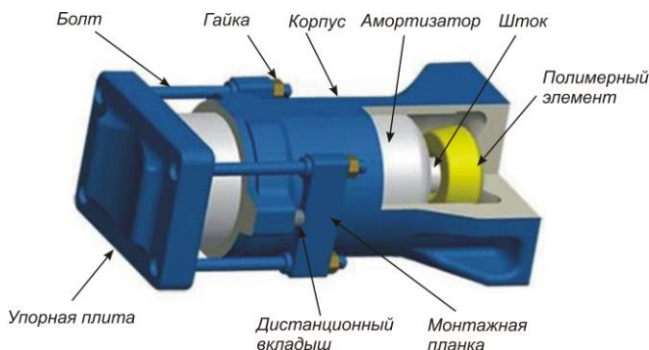


Рисунок 7.21 – Поглощающий аппарат 73ZWу класса T2

Техническая характеристика аппарата 73ZWу: ход аппарата – 90 мм, энергоемкость: статическая – 64 кДж, номинальная – 120 кДж, максимальная – 160 кДж, усилие начальной затяжки аппарата – 200 кН, сила закрытия аппарата – 1,6 МН, масса аппарата – 214 кг.

Эластомерный поглощающий аппарат 73ZWу2 класса T3. Серийный выпуск аппарата 73ZWу2 начался в 2004 году. По своим характеристикам аппарат (рисунок 7.22) соответствует классу T3. Визуально отличается от модели 73ZWу лишь толщиной упорной плиты (рисунок 7.23). У модели 73ZWу2 она на 20 мм тоньше стандартной.

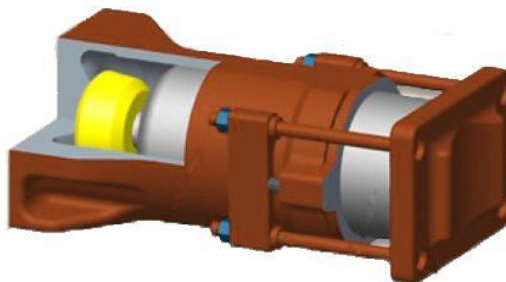


Рисунок 7.22 – Поглощающий аппарат 73ZWу2 класса T3

Техническая характеристика аппарата 73ZWу2: ход аппарата – 110 мм; энергоемкость: статическая – 85 кДж, номинальная – 140 кДж, максимальная – 195 кДж; усилие начальной затяжки аппарата – 200 кН; сила закрытия аппарата – 1,6 МН; масса аппарата – 214 кг.

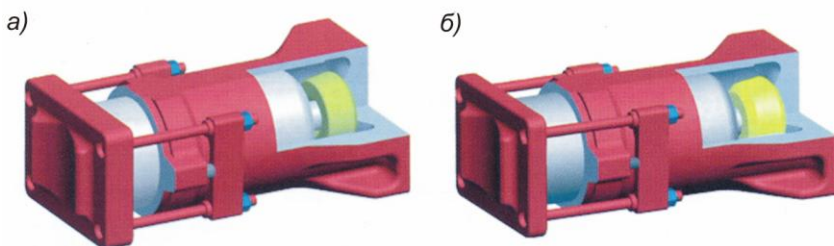


Рисунок 7.23 – Поглощающие аппараты 73ZWу класса T2 (а) и 73ZWу2 класса T3 (б)

Эластомерный поглощающий аппарат АПЭ-120-И класса T3. Аппарат (рисунки 7.24 и 7.25) серийно выпускается с 1999 г. в ОАО «Авиаагрегат». Характерный признак этих аппаратов – отсутствие литого корпуса. Считается наиболее удачным среди разработанных на российских предприятиях.

Аппарат АПЭ-120-И (см. рисунок 7.25) состоит из упорной плиты 1, двух стяжных болтов 11, цилиндрического корпуса 5 с проходными крышками 4 и 6, штока 7 с поршнем. В литературе крышку 4 называют также доньшком, крышку 6 – промежуточной гайкой. Шток 7 с поршнем перемещается в отверстиях крышек 4 и 6. Поршень имеет обратные клапаны для уменьшения сопротивления перетеканию (дросселированию) эластомера при обратном ходе.

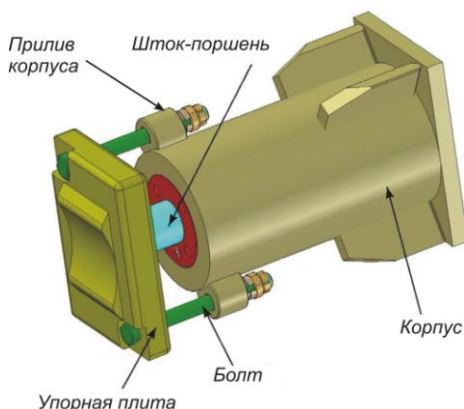


Рисунок 7.24 – Общий вид эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-120-И класса T3

Особенностью конструкции аппарата является наличие двух внутренних камер – цилиндрической А и сферической Б, в то время как все прочие имеют только цилиндрическую. Это позволило обеспечить достаточно большую силу статического закрытия аппарата.

Камеры А и Б, разделенные внутри корпуса крышкой (промежуточной гайкой) 6, заполнены эластомером. Корпус соединяется с упорной плитой с помощью болтов 11 с гайками 8. Между гайками и приливом 10 корпуса ставятся полукольца 9, предназначенные для сжатия аппарата с целью об-

легчения постановки аппарата на вагон. Заправка эластомера в камеры *A* и *B* производится через запорочные клапаны в штоке и крышке.

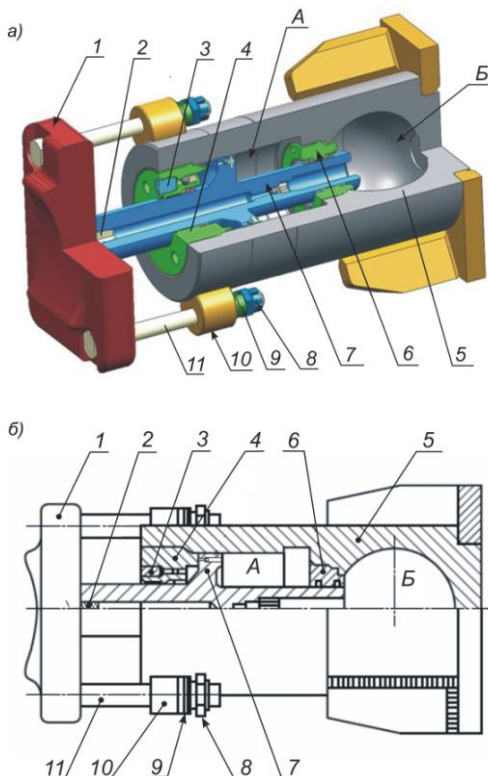


Рисунок 7.25 – Эластомерный поглощающий аппарат АПЭ-120-И.500 класса ТЗ:

a – общий вид; *б* – схема общего вида;

1 – плита упорная; 2, 3 – пробки; 4 – проходная крышка (доньшко); 5 – корпус; 6 – проходная крышка (промежуточная гайка); 7 – шток-поршень; 8 – гайка; 9 – полукольцо; 10 – прилив корпуса; 11 – болт

Техническая характеристика аппарата АПЭ-120-И: ход аппарата – 120 мм; энергоемкость: статическая – 95 кДж, номинальная – 150 кДж, максимальная – 190 кДж; усилие начальной затяжки аппарата – 200 кН; сила закрытия аппарата – 1,6 МН; масса аппарата – 165 кг.

Работа аппарата осуществляется следующим образом. При действии сжимающей нагрузки усилие от упорной плиты 1 передается на шток-поршень 7, который начинает продвижение внутрь корпуса, сжимая эластомер в камерах *A* и *B* и повышая в них давление. В результате эластомер пе-

ретекает из предпоршневой камеры *A* через кольцевой калиброванный зазор между поршнем и корпусом аппарата *5* в запоршневую, которая образуется в результате перемещения поршня. За счет сжатия и дросселирования эластомера происходит поглощение энергии. Основное сжатие эластомера происходит в камере *B*, поэтому величина статической нагрузки на аппарат определяется, в основном, давлением в этой камере.

После прекращения действия нагрузки аппарат восстанавливается (происходит возвращение подвижных деталей аппарата в исходное положение) за счет высокого давления в камере *B*. При этом возвращение эластомера в камеру *A* происходит через обратные клапаны в поршне, уменьшающие сопротивление перетеканию эластомера при обратном ходе.

Эластомерный поглощающий аппарат АПЭ-90-А класса Т2. Аппарат (рисунки 7.26 и 7.27) начал серийно выпускаться с 2009 г. в ОАО «Авиаагрегат». Он имеет внешний вид, схожий с моделью АПЭ-120-И.

Внешними отличительными признаками аппарата являются отсутствие упорной плиты, вместо которой для обеспечения необходимых габаритных размеров в конструкцию введена дополнительная плита – передняя, а также наличие массивной задней плиты. Техническая характеристика аппарата АПЭ-90-А: ход аппарата – 90 мм, энергоемкость: статическая – 70 кДж, номинальная – 115 кДж, максимальная – 140 кДж, усилие начальной затяжки аппарата – 200 кН, сила закрытия аппарата – 1,6 МН, масса аппарата – 160 кг.

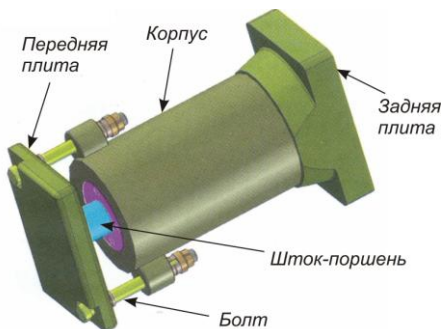


Рисунок 7.26 – Общий вид эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-90-А класса Т2

Эластомерный поглощающий аппарат АПЭ-95-УВЗ класса Т2. Аппарат (рисунки 7.28, 7.29) разработан специалистами ООО «НПК Уралвагонзавод». Серийный выпуск аппарата начался в 2004 году.

Характерная особенность конструкции аппарата – отсутствие упорной плиты. С 2008 г. аппарат был модернизирован по тем же причинам, что и аппарат 73ZW. В конструкцию модернизированного аппарата введен упругий полимерный элемент, получивший наименование эластичной вставки.

Аппарат (см. рисунок 7.29) имеет литой корпус *10* и амортизатор, заполненный эластомерной композицией. Амортизатор имеет цилиндрический корпус *2*, в который ввернуты глухая *1* и проходная *8* крышки (переднее и заднее дно).

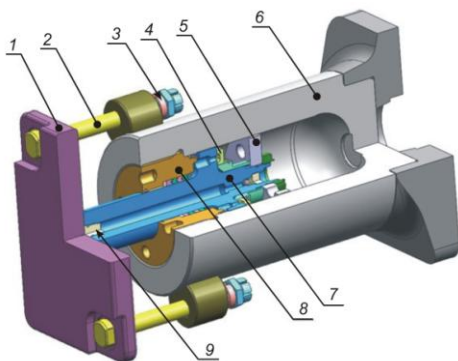


Рисунок 7.27 – Эластомерный поглощающий аппарат АПЭ-90-А класса Т2:
 1 – плита; 2 – болт; 3 – полукольцо; 4 – тарелка клапана; 5 – опора-гайка; 6 – корпус; 7 – шток-поршень; 8 – доннышко; 9 – пробка

Корпус 2 амортизатора перемещается в корпусе 10 аппарата. Диаметр корпуса амортизатора (приблизительно 200 мм) сопоставим с габаритами упорной плиты. Крышка 1 оборудована стержнем 4 – направляющим для полого штока 9.

Шток 9 проходит через крышку 8 и перемещается по направляющему стержню 4. Поршень 5 снабжен обратным клапаном 6, а крышки 1, 8 и шток 9 оборудованы уплотнениями 3, 7 и 11.

Работа аппарата иллюстрируется на рисунке 7.30.

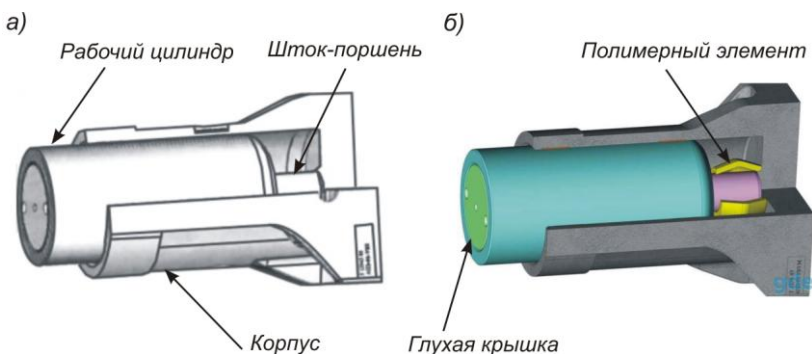


Рисунок 7.28 – Общий вид эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-95-УВ3:
 а – конструктивное исполнение до 2008 г.; б – модернизированный вариант с полимерным элементом (выпуск с 2008 г.)

При сжатии аппарата с усилием, превышающим начальное сопротивление, амортизатор начинает продвигаться внутрь аппарата, а шток с поршнем перемещаются внутрь корпуса амортизатора. Поршень, перемещаясь, сжимает эластомер в камере А, создавая в ней высокое внутреннее давление. При этом эластомер перетекает с большим сопротивлением из предпоршневой камеры А в запоршневую камеру А1 через калиброванный кольцевой зазор между поршнем и внутренней поверхностью корпуса амортизатора.

Это приводит к уменьшению объема эластомера в камере *A* и соответствующему увеличению объема в камере *A1*. После снятия внешней нагрузки эластомер возвращается в камеру *A* через обратный клапан поршня за счет энергии, накопленной в камере сжатия, что обеспечивает обратный ход штока с поршнем и возврат аппарата в исходное состояние.

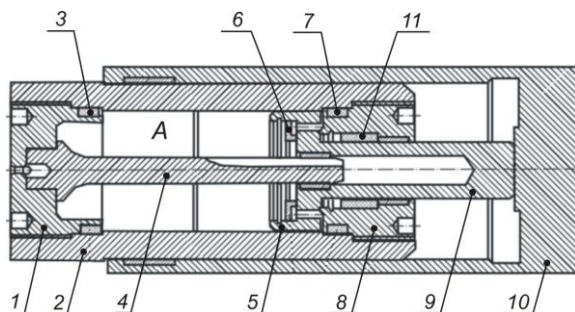


Рисунок 7.29 – Схема эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-95-УВЗ:
 1, 8 – глухая и проходная крышки; 2 – рабочий цилиндр (корпус амортизатора); 3, 7, 11 – уплотнения; 4 – направляющий стержень; 5 – поршень; 6 – обратный клапан; 9 – шток; 10 – корпус

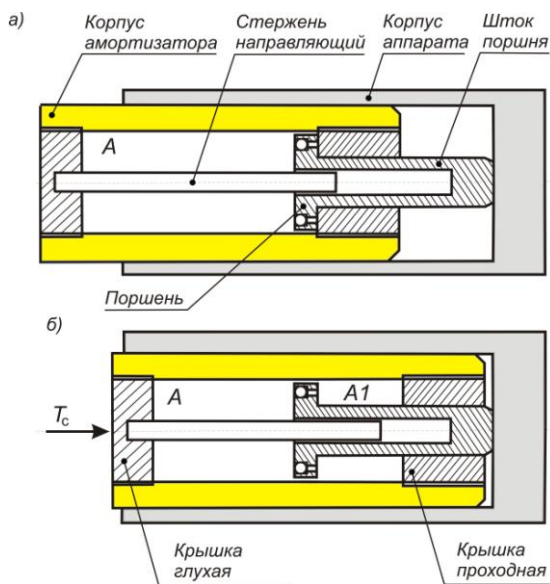


Рисунок 7.30 – Схема аппарата АПЭ-95-УВЗ в исходном (а) и сжатом (б) состояниях

Техническая характеристика аппарата АПЭ-95-УВЗ: ход аппарата – 95 мм; энергоемкость: статическая – 70 кДж, номинальная – 120 кДж, максимальная – 150 кДж; усилие начальной затяжки аппарата – 200 кН; сила закрытия аппарата – 1,7 МН; масса аппарата – 170 кг.

Эластомерный поглощающий аппарат ЭПА-120 класса ТЗ. Аппарат разработан Брянским машиностроительным заводом.

Особенность конструкции аппарата ЭПА-120 – корпус, объединенный с тяговым хомутом в единую отливку. Это позволило за счет использования пространства между задними упорами автосцепного устройства разместить в аппарате дополнительную камеру, заполненную эластомером, и увеличить объем основной камеры. Увеличенный объем камер (примерно в 1,5 раза по сравнению с аналогичными конструкциями) для размещения эластомера позволяет уменьшить максимальные рабочие давления в аппарате.

В состав аппарата входят корпус 1, выполненный за одно целое с тяговым хомутом, и днище 5 (рисунок 7.31). В корпусе размещаются полый плунжер 7 (гидроцилиндр) и поршень 2 с полым штоком. Поршень со штоком делят полость плунжера на камеры сжатия А и расширения Б. Шток поршня опирается на упор днища, в котором находится камера постоянного объема В.

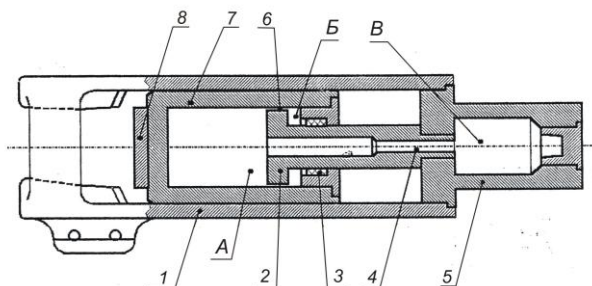


Рисунок 7.31 – Схема эластомерного поглощающего аппарата ЭПА-120:

А, Б – камеры сжатия и расширения внутри плунжера; В – дополнительная камера в днище; 1 – корпус; 2 – поршень с полым штоком; 3 – уплотнение; 4 – полость внутри штока поршня; 5 – днище; 6 – калиброванный зазор; 7 – плунжер; 8 – упорная плита автосцепного устройства

Камера постоянного объема В связана с камерой сжатия А внутренней полостью (дроссельным каналом) 4 штока, а камера сжатия А с камерой расширения Б – калиброванным зазором 6 переменной величины.

Камеры А и Б внутри плунжера, а также камера В днища и полость 4 внутри штока заполнены эластомерной композицией. Герметичность подвижного соединения штока и плунжера обеспечивают уплотнения 3.

Поглощающий аппарат работает следующим образом. При действии на аппарат сжимающей нагрузки упорная плита 8 перемещает плунжер 7 внутрь корпуса 1, Происходит сжатие эластомера в камере А плунжера 7, полости 4 штока и дополнительной камере В днища 5. При действии ударной нагрузки, сопровождающейся более высокой скоростью сжатия поглощающего аппарата, на поршне возникают дополнительные силы сопротивления в результате перетекания (продавливания) эластомера через калиброванный зазор 6 между плунжером 7 и поршнем 2 в увеличивающуюся полость Б за поршнем 2. Восстановление аппарата осуществляется под действием давления на плунжер 7 объемно сжатого в камерах В и Б эластомера.

Техническая характеристика аппарата ЭПА-120: энергоемкость: номинальная 152 кДж, максимальная – 183 кДж при силе закрытия аппарата 2,4 МН; скорость соударения при продольной силе соударения 2,4 МН – 11,2 км/ч.

7.9 Гидравлические поглощающие аппараты

Гидравлический поглощающий аппарат состоит из гидравлического устройства и упругих элементов, возвращающих аппарат после сжатия в исходное положение.

Основной рабочий элемент такого аппарата – различные масла (в отечественных амортизаторах – масло АМГ-10).

Гидравлическое устройство представляет собой несколько жидкостных камер с маслом, соединенных дроссельным отверстием. Оно обеспечивает неупругое сопротивление. Элементами упругого сопротивления являются пружины или газовые камеры, наполненные азотом. В первом случае аппараты называют гидропружинными, во втором – гидрогазовыми.

Схемы простейших гидропружинных аппаратов показаны на рисунке 7.32.

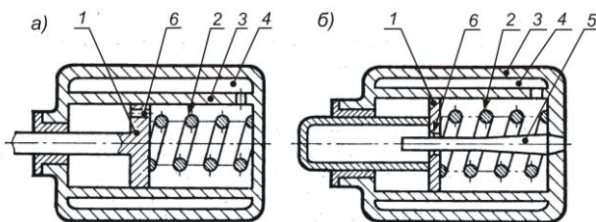


Рисунок 7.32 – Схемы гидропружинных поглощающих аппаратов со штоком постоянного (а) и переменного (б) сечения:

1 – поршень; 2 – пружина; 3 – цилиндр; 3 – уплотнение; 4 – полость внутри корпуса;
5 – шток; 6 – калиброванное отверстие

Под действием внешней силы происходит продвижение поршня *1* внутрь корпуса и сжатие пружин *2*. При сжатии аппарата жидкость перемещается поршнем через калиброванные отверстия *б* из одной полости цилиндра *3* (справа от поршня) в другую (слева от поршня). При этом вытесняемая жидкость поступает также в дополнительную полость *4*. Аппарат, показанный на рисунке 7.32, *б*, отличается наличием штока *5* переменного сечения. Благодаря этому площадь отверстия *б* изменяется в процессе сжатия аппарата, что приводит к изменению и сопротивления движению поршня.

В таких аппаратах силы гидравлического сопротивления, препятствующие перемещению поршня, зависят от скорости движения поршня и размеров отверстия *б*. Чем больше скорость соударения вагона, тем большее сопротивление оказывает поглощающий аппарат, тем больше его энергоемкость.

Недостатком гидропружинных поглощающих аппаратов является слишком малое гидравлическое сопротивление сжатию при их медленном сжатии. Аппарат сжимается практически без гидравлического сопротивления и при малой жесткости пружин оказывается не готовым к восприятию последующих ударных нагрузок.

Этот недостаток в значительной мере устранен в гидрогазовых поглощающих аппаратах, которые получили наибольшее распространение. Использование газа высокого давления вместо пружин обеспечивает большее упругое сопротивление и лучшую работу аппаратов при медленном нарастании внешних сил.

Принцип действия гидрогазового аппарата – поглощение кинетической энергии удара силами вязкого трения при перетекании (дросселировании) жидкости через калиброванные (дроссельные) отверстия. Восстановление аппарата производится за счет упругого сопротивления сжатого газа в газовой камере.

Устройство и работа простейшего гидрогазового поглощающего аппарата. Схема простейшего гидрогазового поглощающего аппарата показана на рисунке 7.33.

В состав аппарата входят корпус *3*, в котором размещается плунжер *1* с плавающим поршнем *2*. Поршень делит полость плунжера на две камеры: жидкостную *Б* и газовую *В*. Внутри корпуса имеется жидкостная камера *А*, соединенная с камерой *Б* плунжера дроссельным отверстием *4*.

Работа аппарата производится следующим образом. Под действием сжимающей силы T_c плунжер *1* перемещается внутрь корпуса *3*. В результате давление в жидкостной камере *А* повышается и часть жидкости с большим гидродинамическим сопротивлением перетекает через дроссельное отверстие *4* в камеру *Б* гидравлического устройства.

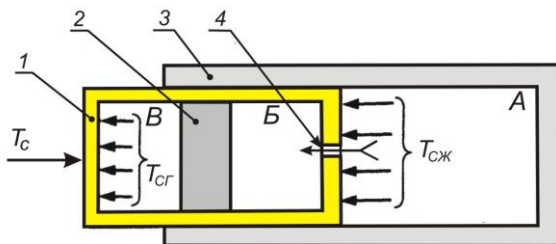


Рисунок 7.33 – Схема простейшего гидрогазового поглощающего аппарата:

A, B – жидкостные камеры; *B* – газовая камера;
 1 – плунжер (нажимной стакан); 2 – плавающий разделительный поршень; 3 – корпус аппарата;
 4 – дроссельное отверстие

При перемещении жидкости через узкое дроссельное отверстие в полость *B* возникает вязкое трение, вследствие чего механическая энергия удара превращается в тепловую и затем рассеивается.

Далее рабочая жидкость, перетекающая в полость *B*, перемещает плавающий поршень 2 влево, сжимая газ в камере *B*. Это приводит к еще большему увеличению гидродинамического сопротивления жидкости и возникновению упругого сопротивления сжатого газа.

Возвращение элементов аппарата в исходное положение осуществляется за счет упругих сил сжатого воздуха в камере *B*.

Таким образом, усилие, сжимающее поглощающий аппарат, преодолевает силу гидродинамического сопротивления жидкости $T_{сж}$ и силу упругого сопротивления сжатого газа $T_{сг}$.

Сила сопротивления поглощающего аппарата складывается из гидродинамического сопротивления жидкости $T_{сж}$ и упругого сопротивление сжатого газа $T_{сг}$:

$$T_c = T_{сж} + T_{сг} = \frac{k\gamma F_{пл}^3}{2gf_0} v^2 + pF_{п} , \quad (7.6)$$

где $T_{сж}$ – гидродинамическое сопротивление жидкости;

$T_{сг}$ – упругое сопротивление сжатого газа;

k – поправочный коэффициент гидравлических потерь;

γ – плотность жидкости, кг/м³;

$F_{пл}$ – площадь плунжера, м²;

f_0 – площадь дроссельного отверстия, м²;

v – скорость движения плунжера (скорость соударения);

p – давление в газовой камере;

$F_{п}$ – площадь плавающего поршня, м².

Таким образом, гидродинамическое сопротивление $T_{сж}$ и общее сопротивление T_c поглощающего аппарата зависят от квадрата скорости приложения нагрузки (скорости соударения вагонов).

Следовательно, при увеличении скорости соударения вагонов сопротивление аппарата будет возрастать.

Достоинства и недостатки гидрогазовых поглощающих аппаратов.

Достоинства:

1) автоматическая настройка аппарата на требуемую силовую характеристику (величину энергии удара). Чем больше скорость соударения вагонов v , тем большее сопротивление оказывает поглощающий аппарат (рисунок 3.34), тем выше его энергоемкость;

2) эффективная форма силовой характеристики (коэффициент ее полноты 0,55–0,70), позволяющая поглощать энергию удара при минимальном значении конечного усилия аппарата;

3) высокая стабильность работы и небольшая масса.

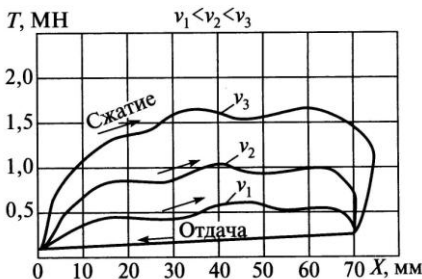


Рисунок 7.34 – Графики типичных силовых характеристик гидравлического поглощающего аппарата

Как следует из графика (см. рисунок 7.34), сила удара в процессе сжатия не имеет скачков, что обеспечивает плавное движение вагонов в поезде, а также при маневровых соударениях.

Недостатки: сложность конструкции; высокая стоимость и трудоемкость изготовления; необходимость значительных капитальных вложений для организации их массового производства, ремонта и технического обслуживания.

Область применения. Гидрогазовые аппараты устанавливаются на четырехосные и восьмиосные вагоны, перевозящие разрядные и особо опасные грузы.

Для грузовых вагонов созданы опытные гидрогазовые поглощающие аппараты ГА-100М (ход 70 мм, $E = 90$ кДж) и ГА-500 (ход 120 мм, $E = 140$ кДж).

Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-100М. Аппарат (рисунок 7.35) состоит из корпуса 1, плунжера 2 с плавающим поршнем 3 внутри и днищем (диафрагмой) 9, промежуточного дна 6, второго плавающего поршня 5 и штока 7.

Шток 7 проходит через центральное отверстие промежуточного дна 6. Один его конец упирается в плавающий поршень 5, другой – меньшего диаметра – свободно проходит в центральное отверстие днища 9 плунжера.

В днище плунжера имеются дроссельные отверстия 4 и перепускные пазы 8. Промежуточное дно 6 закреплено в корпусе стопорными кольцами 10.

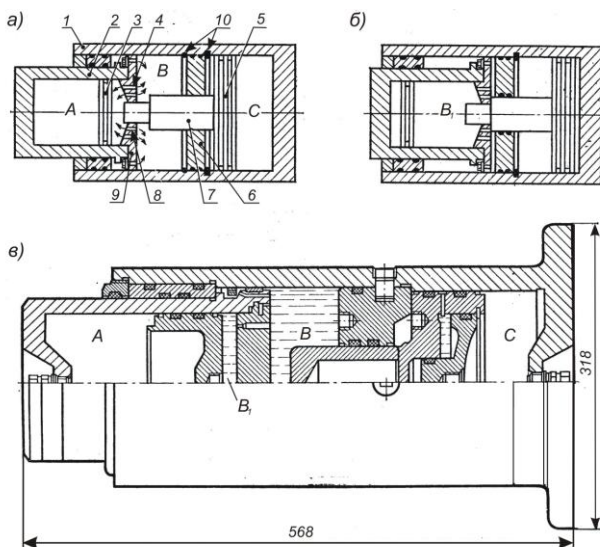


Рисунок 7.35 – Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-100М:

а – схема аппарата в процессе сжатия; *б* – схема аппарата в сжатом положении;
в – конструкция аппарата; *A*, *C* – газовые камеры низкого и высокого давления; *B* – гидравлическая камера; 1 – корпус аппарата; 2 – плунжер; 3, 5 – плавающие поршни; 4 – дроссельное отверстие; 6 – промежуточное дно; 7 – шток; 8 – перепускной паз; 9 – днище плунжера (диафрагма); 10 – стопорные кольца

В аппарате имеются три основные камеры: две газовые *A*, *C* (низкого и высокого давления) и гидравлическая *B*. Камеры *A* и *C* заполняется нейтральным газом – азотом при начальном давлении 0,4 и 9 МПа соответственно. Камера *B* заполняется рабочей жидкостью АМГ.

Аппарат работает следующим образом. Под действием внешней нагрузки происходит перемещение плунжера 2 внутрь корпуса 1 вдоль неподвижного штока 7. В результате рабочая жидкость через дроссельные отверстия 4 и пазы 8 перетекает из камеры *B* в пространство *B*₁ (рисунок 7.35, *б*), воздействуя на плавающий поршень 3. Поршень перемещается влево, сжимая газ в камере *A*.

Дальнейшее движение плунжера 2 приводит к тому, что его днище 9 упирается в выступ штока 7, перекрывая пазы 8 и увеличивая гидравлическое сопротивление аппарата. Далее под действием плунжера 2 шток 7 на-

чинает перемещаться, оказывая давление на плавающий поршень 5. Поршень смещается вправо, преодолевая давление сжатого газа в полости С.

В результате в камерах А и С давление газа увеличивается, что обеспечивает сравнительно быстрое восстановление аппарата в исходное положение при снижении сжимающей силы.

Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-500. В состав аппарата ГА-500 (рисунок 7.36) входят:

- корпус аппарата 2;
- плунжер 8;
- промежуточное дно 4 с дроссельными отверстиями, разделяющее корпус на две камеры: В и Д;
- регулирующий стержень 5 с продольными профилированными канавками, укрепленный на промежуточном дне, – для автоматического регулирования сопротивления аппарата в зависимости от скорости соударения единиц подвижного состава;
- плавающий поршень 3, отделяющий в корпусе газовую камеру низкого давления А от гидравлической камеры Д;
- дополнительный плавающий поршень 7, отделяющий в плунжере 8 газовую камеру высокого давления В от гидравлической камеры Г;
- диафрагма 6, жестко закрепленная в плунжере 8 и разделяющая гидравлические камеры В и Г, имеет центральное отверстие для пропуска регулирующего стержня 5 и дроссельные отверстия 7, перекрываемые обратным клапаном.

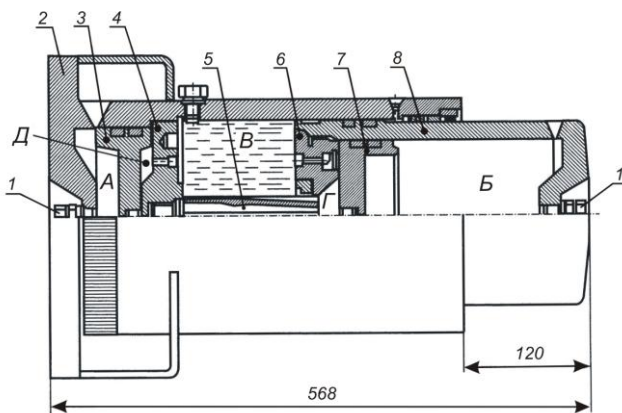


Рисунок 7.36 – Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-500:

А, В – газовые камеры низкого и высокого давления; В, Г и Д – гидравлические камеры;
1 – штуцер; 2 – корпус аппарата; 3, 7 – плавающие поршни; 4 – промежуточное дно; 5 – регулирующий стержень; 6 – диафрагма; 8 – плунжер

Аппарат имеет пять рабочих камер (две газовые (А и Б), три гидравлические (В, Г и Д) и штуцера 1 с прямыми клапанами для зарядки газовых камер азотом. В качестве рабочей жидкости применяется масло АМГ-10.

Техническая характеристика аппарата:

- энергоемкость при соударении на четырехосных вагонах с массой брутто 83 т при продольной силе 2 МН – 140 кДж;
- энергоемкость при соударении на восьмиосных вагонах с массой брутто 170 т при продольной силе 2,5 МН – 170 кДж;
- скорость соударения при продольной силе 2 МН – 4,03 м/с;
- установочные размеры – 246×318×568 мм.

В заключение отметим, что разработанные для грузовых вагонов гидравлические и гидрогазовые поглощающие аппараты ввиду их высокой стоимости, сложной конструкции и недостаточной надежности широкого распространения не получили.

7.10 Поглощающие аппараты для пассажирских вагонов

Особенности поглощающих аппаратов пассажирских вагонов. Поглощающие аппараты пассажирских вагонов должны иметь меньшее начальное сопротивление, меньшую жесткость и энергоемкость по сравнению с поглощающими аппаратами грузовых вагонов.

Пассажирские вагоны до 1947 года оборудовали поглощающими аппаратами грузовых вагонов, а с 1947 по 1970 гг. – пружинно-фрикционным аппаратом ЦНИИ-Н6 ($E = 18...24$ кДж), который характеризовался сравнительно сложной конструкцией и недостаточной стабильностью работы фрикционной части.

Начиная с 1970 года все пассажирские вагоны, включая вагоны электро- и дизель-поездов, пассажирские локомотивы, оборудуются резинометаллическими поглощающими аппаратами. Вначале это были аппараты Р-2П, затем появились аппараты Р-4П и Р-5П. При этом аппараты Р-4П могут использоваться также и в рефрижераторных вагонах.

Аппараты Р-2П и Р-5П используются в автосцепных и сцепных устройствах пассажирских вагонов. В сцепных устройствах моторвагонного подвижного состава применяют также поглощающие аппараты Т-7П.

Основные параметры резинометаллических поглощающих аппаратов приведены в таблице 7.5.

Особенности резинометаллических аппаратов. В резинометаллических поглощающих аппаратах в качестве *рабочего элемента* используется резинометаллический элемент (резина), который, обладая внутренним трением, выполняет функции упругого и демпфирующего элементов.

Резинометаллический элемент состоит из двух стальных пластин (толщиной 2 мм), между которыми располагается резиновый элемент (скрепле-

ны горячей вулканизацией). Наличие пластин повышает срок службы резины и увеличивает жесткость аппарата.

Таблица 7.5 – Основные параметры резинометаллических поглощающих аппаратов

Параметр	Поглощающий аппарат		
	Р-2П	Р-4П	Р-5П
Энергоемкость	20–25	28	40–50
Ход аппарата, мм	70	72	80
Сила сопротивления при сжатии, МН	1,3	1,8	1,2
Коэффициент необратимого поглощения энергии	0,32–0,38	0,55	0,31–0,36

На пластинах имеются фиксирующие выступы и соответствующие им углубления – для исключения относительного смещения элементов при сжатии аппарата. Резиновая часть элемента имеет параболическую выемку, что предотвращает выжимание резины за пределы стальных пластин при полном сжатии аппарата.

Принцип действия – кинетическая энергия удара поглощается силами внутреннего трения резинометаллических элементов, а восстановление аппарата происходит за счет упругого сопротивления сжатых резиновых элементов.

Преимущества аппаратов с использованием резиновых элементов – простота и надежность конструкции, относительно стабильная силовая характеристика, эффективная работа при движении поезда.

Недостатки:

- относительно малая энергоемкость аппаратов с ходом 70 мм;
- невозможность увеличения хода до 100–120 мм без значительного увеличения размеров амортизатора;
- изменчивость свойств амортизатора, обусловленная особенностями свойств резины (влияние на упругие свойства резины внешней температуры и процессов старения, рассеивание твердости резинометаллических элементов).

Резинометаллический поглощающий аппарат Р-2П класса П1. Аппарат Р-2П (резиновый, второй вариант, пассажирский) состоит (рисунок 7.37) из корпуса 4, имеющего форму хомута, нажимной 1 и промежуточной 3 плит и девяти резинометаллических элементов 2 толщиной 41 мм. Промежуточная плита предназначена для облегчения сборки аппарата.

Аппарат Р-2П с разнесенными элементами показан на рисунке 7.38.

Сборка аппарата производится в следующем порядке. В корпус аппарата сбоку заводят сначала нажимную плиту, а затем промежуточную.

При этом боковые заплечики последней должны обхватывать продольные стенки корпуса. Далее четыре резинометаллических элемента размещают между промежуточной плитой и дном корпуса. Фиксирующие выступы на введенных элементах должны совпадать с соответствующими углублениями.

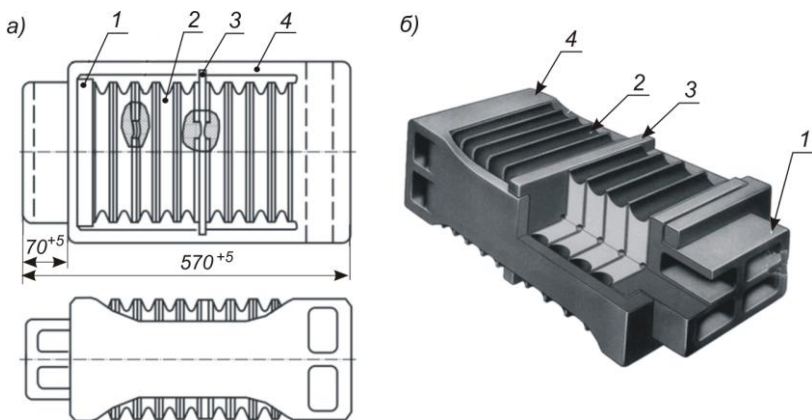


Рисунок 7.37 – Резинометаллический поглощающий аппарат Р-2П:

a – схема аппарата; *б* – общий вид;

1 – нажимная плита; 2 – резинометаллический элемент; 3 – промежуточная плита;

4 – корпус аппарата

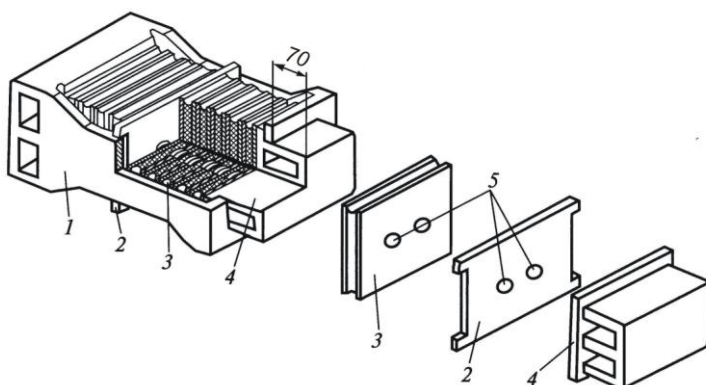


Рисунок 7.38 – Резинометаллический поглощающий аппарат Р-2П с разнесенными элементами [24]:

1 – корпус аппарата; 2 – промежуточная плита; 3 – резинометаллический элемент;

4 – нажимная плита; 5 – фиксирующие выступы и впадины

Установленные резинометаллические элементы сжимают под прессом через промежуточную плиту, чтобы между нажимной и промежуточной плитой можно было установить остальные пять резинометаллических элементов. После снятия нагрузки сжатые элементы освобождаются от нагрузки, расправляются и запирают введенные в корпус пять резинометаллических элементов.

Предварительная затяжка аппарата обеспечивается вследствие того, что высота резинометаллических элементов в свободном состоянии вместе с промежуточной плитой превышает расстояние от нажимной плиты до дна корпуса на 13 мм.

Техническая характеристика аппарата Р-2П: ход 70 мм, энергоемкость – 20–25 кДж; начальное и конечное сопротивление аппарата – 115 кН и 1,3 МН, коэффициент необратимого поглощения энергии: при статическом нагружении – 0,32, динамическом – 0,38; коэффициент полноты силовой характеристики: при статическом нагружении – 0,32, динамическом – 0,4; установочные размеры – 246 × 318 × 568 мм.

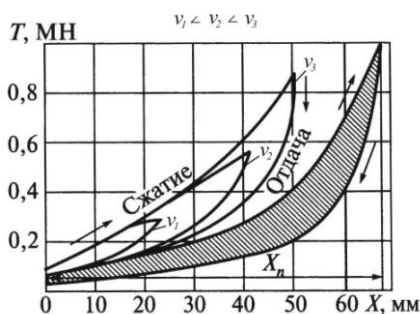


Рисунок 7.39 – Силовая характеристика поглощающего аппарата Р-2П

Заштрихованная силовая характеристика получена при статическом сжатии аппарата.

Примечание – Аппарат Р-2П взаимозаменяем с поглощающими аппаратами грузовых вагонов.

Резинометаллический поглощающий аппарат Р-4П. В состав аппарата Р-4П (резиновый, четвертый вариант, пассажирский) входят корпус 1 (рисунок 7.40), крышка-плита 2, двадцать резинометаллических элементов 3, две промежуточные плиты 4, три коробообразных направляющих плиты 5 и четыре стопорных винта 6. Крышка-плита выполняет функ-

Силовая характеристика резинометаллического поглощающего аппарата (рисунок 7.39) является нелинейной, относительно стабильной и зависящей от скорости соударения вагонов v (скорости деформации аппарата).

Силовая характеристика характеризуется семейством кривых, каждая из которых соответствует определенной скорости соударения вагонов v .

Анализ силовой характеристики показывает, что с увеличением скорости соударения v повышается жесткость аппарата и кривая нагружения становится круче.

цию упорной плиты. Резинометаллические элементы в отличие от аппарата Р-2П имеют меньшую ширину (24,2 мм).

Аппарат Р-4П рекомендован для использования в автосцепном устройстве рефрижераторных вагонов.

Резинометаллический поглощающий аппарат Р-5П класса П2.

Аппарат Р-5П (резиновый, пятый вариант, пассажирский) устанавливается на пассажирские вагоны нового поколения для скоростей до 160 и 200 км/ч.

Состав аппарата (рисунок 7.41): корпус-хомут 5, упорная плита 2, три промежуточные плиты 3 и 4, стальная плита 6 и комплект из 15 резинометаллических элементов 7.

Особенность конструкции и. Корпус аппарата 5 выполнен в виде единой отливки с тяговым хомутом. Это позволило увеличить число резинометаллических элементов до 15. Размеры резинометаллических элементов изменены: толщина уменьшена до 33 мм, а поперечные размеры увеличены до 310×220 мм.

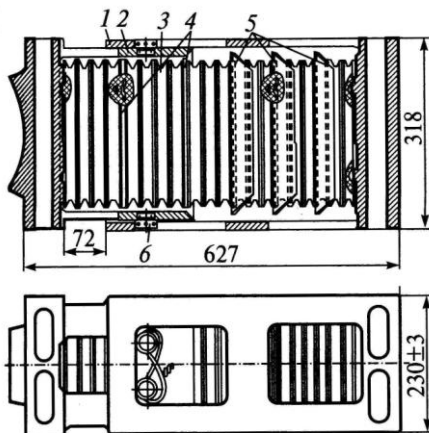


Рисунок 7.40 – Резинометаллический поглощающий аппарат Р-4П:

1 – корпус аппарата; 2 – крышка-плита; 3 – резинометаллический элемент; 4 – промежуточные плиты; 5 – направляющие плиты; 6 – стопорный винт

Корпус-хомут в отличие от обычного хомута имеет площадки 8 для опирания на торцы задних упоров 9 и увеличенные размеры отверстия для клина 1, соединяющего корпус аппарата с автосцепкой.

Общий вид аппарата Р-5П показан на рисунке 7.42.

Техническая характеристика аппарата Р-5П: ход 80 мм; энергоемкость: при статическом нагружении – 40 кДж, динамическом – 50 кДж; начальное и конечное сопротивление аппарата – 115 кН и 1,2 МН; коэффициент необратимого поглощения энергии: при статическом нагружении – 0,31, динамическом – 0,36; коэффициент полноты силовой характеристики: при статическом нагружении – 0,35, динамическом – 0,42; установочные размеры – 246×318×568 мм.

Сборка аппарата. В корпус-хомут 1 (см. рисунок 7.42) вводятся упорная плита 7 и десять резинометаллических элементов с тремя промежуточными плитами 2, 5 и 6. Заплевки промежуточных плит при этом должны охватывать тяговые полосы корпуса-хомута. Все эти элементы сжимаются под прес-

сом через промежуточную плиту увеличенной толщины 5. После чего устанавливаются остальные пять элементов и нагрузка снимается.

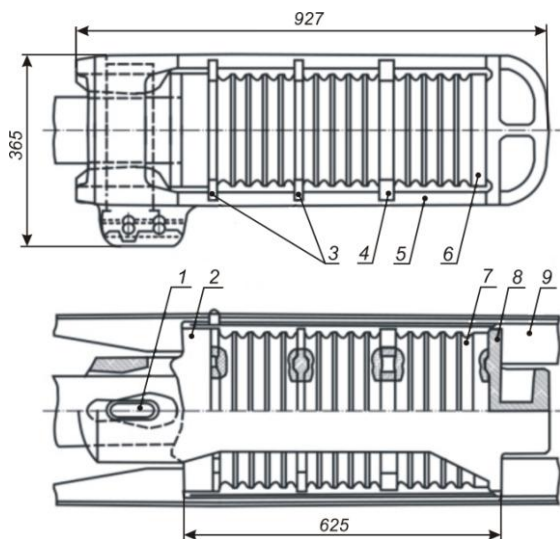


Рисунок 7.41 – Схема резинометаллического поглощающего аппарата Р-5П:
 1 – клин тягового хомута; 2 – упорная плита; 3 – промежуточные плиты; 4 – промежуточная плита увеличенной толщины; 5 – корпус аппарата; 6 – стальная плита; 7 – резинометаллический элемент; 8 – опорная площадка корпуса; 9 – задний упор

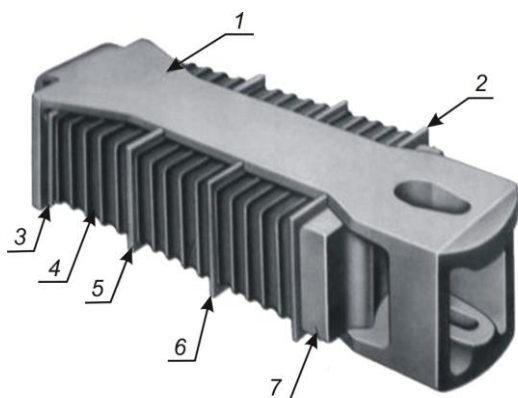


Рисунок 7.42 – Общий вид резинометаллического поглощающего аппарата Р-5П:
 1 – корпус-хомут; 2, 5, 6 – промежуточные плиты; 3 – стальная плита; 4 – резинометаллический элемент; 7 – упорная плита

Поглощающий аппарат Т-7П класса П2. Аппарат устанавливается в сцепном устройстве моторвагонного подвижного состава. Поглощающий аппарат изготавливают в двух исполнениях: Т-7П-01 – с силовым корпусом (рисунок 7.43, а); Т-7П – открытого типа (рисунок 7.43, б).

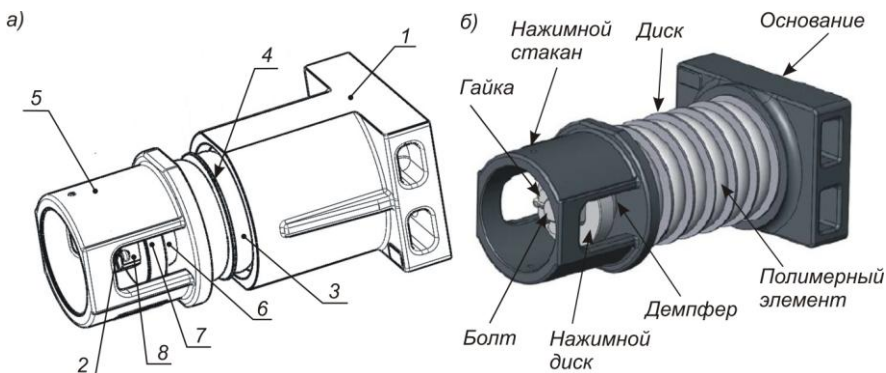


Рисунок 7.43 – Аппарат поглощающий Т-7П:

а – с силовым корпусом; б – открытого типа;

1 – основание; 2 – болт; 3 – элемент эластичный; 4 – диск; 5 – стакан нажимной; 6 – демпфер; 7 – диск нажимной; 8 – гайка

В состав аппарата Т-7П-01 входят литое основание 1, пакет из полимерных эластичных элементов 3 и дисков 4, стакан нажимной 5, эластичный демпфер 6 и диск нажимной 7. Все детали аппарата связаны в единую конструкцию стяжным болтом 2 с корончатой гайкой 8, законтренной шплинтом.

Разборка аппаратов Т-7П не допускается. Неисправные поглощающие аппараты должны быть направлены на завод-изготовитель или иное предприятие, имеющее разрешение на их ремонт.

7.11 Упругие переходные площадки пассажирских вагонов

Конструкция автосцепного устройства предполагает наличие зазоров между его деталями и сцепленными автосцепками смежных вагонов. Суммарная величина таких зазоров на вагон составляет 40–100 мм (40 мм – для нового автосцепного устройства, 100 мм – при максимально допустимом износе). Наличие таких зазоров обуславливает толчки и рывки при трогании поезда с места, остановках и резких торможениях в пути следования.

Для устранения подобных явлений пассажирские вагоны оборудуют упругими переходными площадками с боковыми буферами, расположенными на торцевых стенах кузовов.

Упругие площадки предназначены:

- для устранения зазоров в автосцепных устройствах за счет упругого натяжения сцепленных автосцепок;
- безопасного перехода пассажиров и обслуживающего персонала из одного вагона в другой.

Упругая переходная площадка (рисунок 7.44) имеет по бокам иверху упругое ограждение в виде резинокордных баллонов 1 и 2 (упругих резино-вых суфле баллонного типа), а внизу – откидной мостик (листовой фартук) 4 и два буфера 5. Опорой для откидного мостика служит поперечный угольник 3, закрепленный на кронштейнах буферов. Резинокордный баллон представляет собой резиновую пластину, свернутую в трубу. Баллоны крепятся к профилям торцевых стен болтами.

Таким образом, основные составные части упругой площадки – буферное устройство, резиновое суфле и переходный мостик.

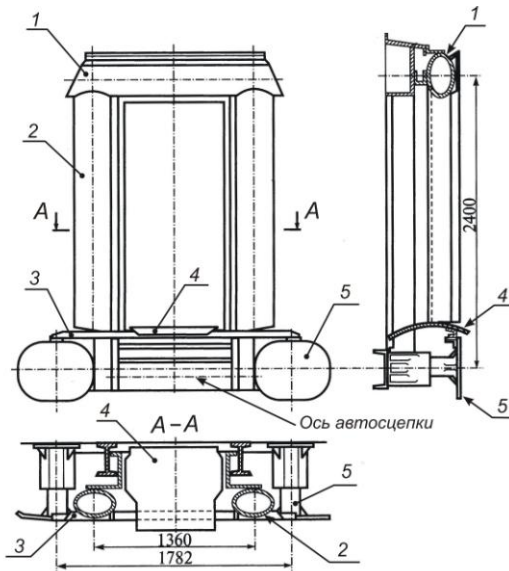


Рисунок 7.44 – Упругая площадка с резиновым уплотнением баллонного типа:

- 1, 2 – резинокордные баллоны; 3 – поперечный угольник; 4 – переходный откидной мостик;
5 – буфер

Буферы представляют собой пружинные амортизаторы, которые в основном и обеспечивают выбор зазоров и натяжение автосцепок. Их работа основана на возникновении сил сопротивления упругой деформации пружин при их сжатии.

Конструктивное исполнение буфера вагонов Тверского ВСЗ с увеличенным распорным усилием показано на рисунке 7.45.

Буфер состоит из полого буферного стержня 1, внутри которого расположена шайба 2. Буферный стержень размещен внутри буферного стакана 4. Между шайбой 2 и дном буферного стакана 4 установлена пружина 5. Для центрирования пружины шайба 2 имеет направляющий патрубок 3, а дно стакана – горловину 6. Буферный стержень 1 запирается в буферном стакане продольным клином 7.

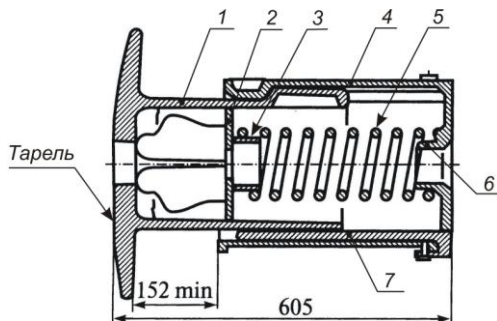


Рисунок 7.45 – Буфер с увеличенным распорным усилием:

1 – буферный стержень с тарелью; 2 – шайба; 3 – направляющий патрубок; 4 – буферный стакан с горловиной 6; 5 – пружина; 7 – продольный клин для запираения буферного стержня в буферном стакане

Выборка зазоров и натяжение автосцепок осуществляется вследствие того, что плоскость тарелей буферов и упорные части резинового суфле упругой площадки выступают за ось зацепления автосцепок примерно на 65 мм и при сцеплении вагонов вначале соприкасаются и сжимаются буферы и суфле упругих площадок, а затем происходит сцепление автосцепок. При этом сила сопротивления упругой деформации пружин буферов, возникающая при сцеплении вагонов, обеспечит сжатие упругих площадок силой примерно 20 кН, достаточной для выборки зазоров между поверхностями зацепления автосцепок и упругого натяжения сцепленных автосцепок.

За счет трения между тарелями буферов частично осуществляется гашение относительных вертикальных перемещений вагонов. Эффективность гашения в значительной степени зависит от распорного усилия буферов, размеров вертикальных зазоров в них, а также от состояния поверхностей тарелей буферов – наличия смазки и влаги.

Энергоемкость таких аппаратов была повышена за счет увеличения хода и числа параллельно работающих поверхностей трения.

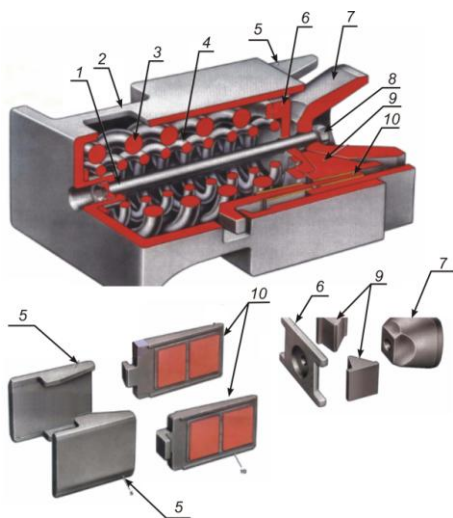


Рисунок 7.6 – Поглощающий аппарат ПМК-110А:

1 – стяжной болт; 2 – корпус; 3 – наружная пружина; 4 – внутренняя пружина; 5 – подвижная пластина; 6 – опорная пластина; 7 – нажимной конус; 8 – гайка; 9 – фрикционный клин; 10 – неподвижная пластина

Поглощающий аппарат ПМК-110А (пластинчатый с металлокерамическими элементами) устанавливается на вагоны рефрижераторного подвижного состава, платформы для перевозки контейнеров и частично на 8-осные вагоны.

В состав аппарата входят (рисунки 7.6 и 7.7) корпус 2, две неподвижные металлокерамические пластины 10, две подвижные стальные пластины 5, наружная 3 и внутренняя 4 пружины, опорная пластина (нажимная шайба) 6, два фрикционных клина 9, нажимной конус 7, стяжной болт 1 с гайкой 8, фиксирующий детали аппарата.

Подвижные пластины, размещаемые между боковыми стенками корпуса 2 и неподвижными пластинами 10 с металлокерамическими элементами, опираются на опорную пластину 6.

Неподвижные пластины 5 входят своими выступами в отверстия корпуса.

В целях повышения стабильности характеристик аппарата в качестве фрикционных элементов применены металлокерамические пластины. В результате в аппарате используется комбинированные пары трения: на четырех поверхностях из шести пары трения «сталь – металлокерамика» (а не «сталь – сталь»), что позволяет получить более высокие коэффициенты полноты силовой характеристики (0,32).

Энергоемкость таких аппаратов была повышена за счет увеличения хода и числа параллельно работающих поверхностей трения.

Поглощающий аппарат ПМК-110А (пластинчатый с металлокерамическими элементами) устанавливается на вагоны рефрижераторного подвижного состава, платформы для перевозки контейнеров и частично на 8-осные вагоны.

В состав аппарата входят (рисунки 7.6 и 7.7) корпус 2, две неподвижные металлокерамические пластины 10, две подвижные стальные пластины 5, наружная 3 и внутренняя 4 пружины, опорная пластина (нажимная шайба) 6, два фрикционных клина 9, нажимной конус 7, стяжной болт 1 с гайкой 8, фиксирующий детали аппарата.

Подвижные пластины, размещаемые между боковыми стенками корпуса 2 и неподвижными пластинами 5 с металлокерамическими элементами, опираются на опорную пластину 6. Неподвижные пластины 5 входят своими выступами в отверстия корпуса.

В целях повышения стабильности характеристик аппарата в качестве фрикционных элементов применены металлокерамические пластины. В результате в аппарате используется комбинированные пары трения: на четырех поверхностях из шести пары трения «сталь – металлокерамика» (а не «сталь – сталь»), что позволяет получить более высокие коэффициенты полноты силовой характеристики (0,32).

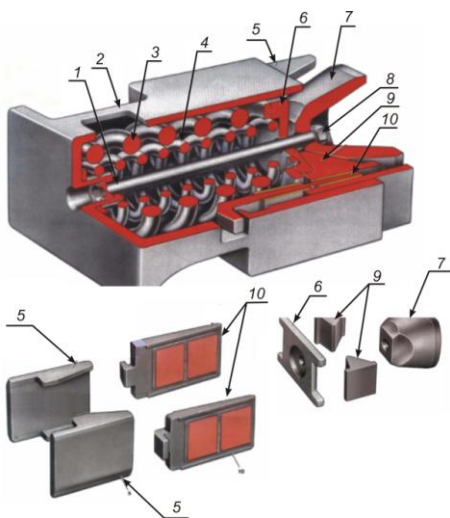


Рисунок 7.6 – Поглощающий аппарат ПМК-110А:

- 1 – стяжной болт; 2 – корпус; 3 – наружная пружина; 4 – внутренняя пружина; 5 – подвижная пластина; 6 – опорная пластина; 7 – нажимной конус; 8 – гайка; 9 – фрикционный клин; 10 – неподвижная пластина

8 АВТОСЦЕПНЫЕ УСТРОЙСТВА НОВЫХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВАГОНОВ

8.1 Модернизированное автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 для вновь выпускаемых вагонов

В настоящее время вновь выпускаемые грузовые вагоны оборудуют автосцепкой СА-3 с нижним ограничителем вертикальных перемещений, модернизированным расцепным приводом с блокировочной цепью и поглощающими аппаратами номинальной грузоподъемностью не менее 70 кДж (рисунок 8.1).

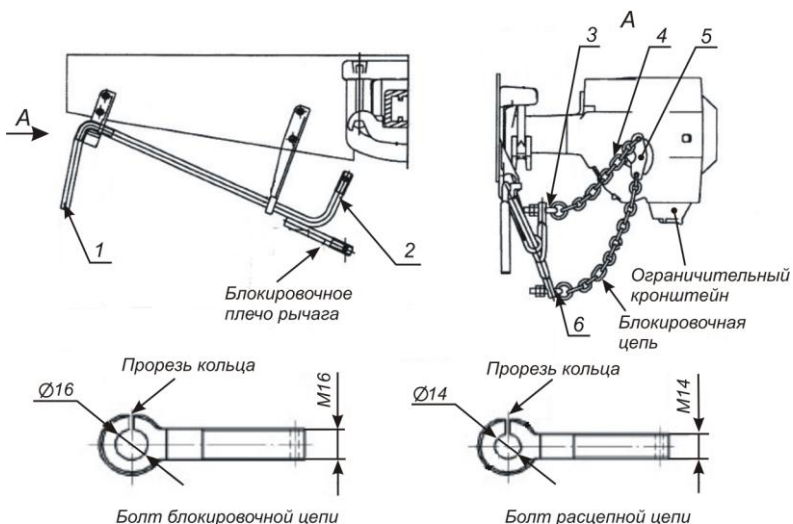


Рисунок 8.1 – Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 с ограничителем вертикальных перемещений и расцепным приводом с блокировочной цепью:
1 – расцепный рычаг; 2 – расцепное плечо рычага; 3, 6 – болты расцепной и блокировочной цепей;
4 – расцепная цепь; 5 – валик подъемника

Ограничитель вертикальных перемещений представляет собой кронштейн, приваренный к малому зубу автосцепки и превращающий ее в автосцепку полужесткого типа.

При этом автосцепки с ограничительным кронштейном, допускающим относительные вертикальные смещения на величину не более 100 мм, устанавливают на вагоны совместно с центрирующим прибором с упругой опорой хвостовика (рисунок 8.2), более 100 мм – с центрирующим прибором жесткого типа или с упругой опорой хвостовика.

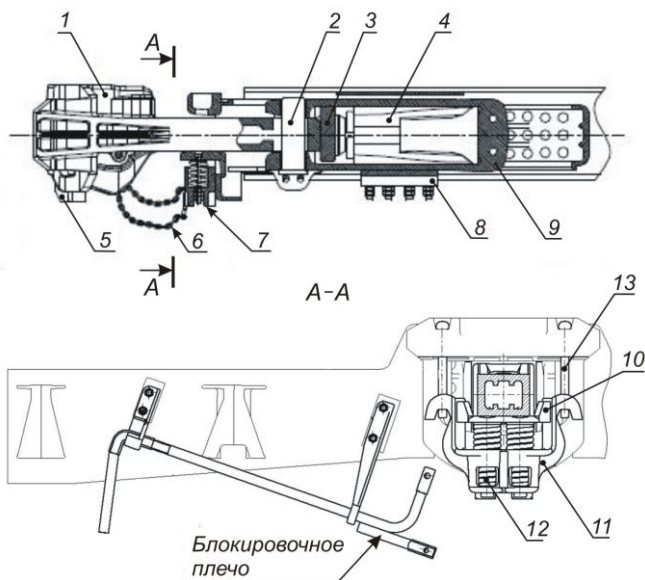


Рисунок 8.2 – Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 с ограничителем вертикальных перемещений, расцепным приводом с блокировочной цепью и упругой опорой хвостовика:

- 1 – автосцепка СА-3; 2 – клин тягового хомута; 3 – упорная плита; 4 – поглощающий аппарат;
- 5 – кронштейн от саморасцепа; 6 – блокировочная цепь расцепного рычага; 7 – упругий центрирующий прибор; 8 – поддерживающая планка; 9 – тяговый хомут; 10 – поддерживающая плита;
- 11 – центрирующая балочка; 12 – пружина; 13 – маятниковая подвеска

Вагоны-цистерны для перевозки опасных грузов оборудуют автосцепками СА-3 с двумя ограничителями вертикальных перемещений: нижним и верхним (рисунок 8.3).

Расцепной привод с блокировочной цепью. Конструкция расцепного привода автосцепного устройства для новых вагонов должна исключать возможность расцепления механизма сцепления в нештатных ситуациях и

падения автосцепок на путь в случаях излома клина, обрыва автосцепки, тягового хомута и т. п.

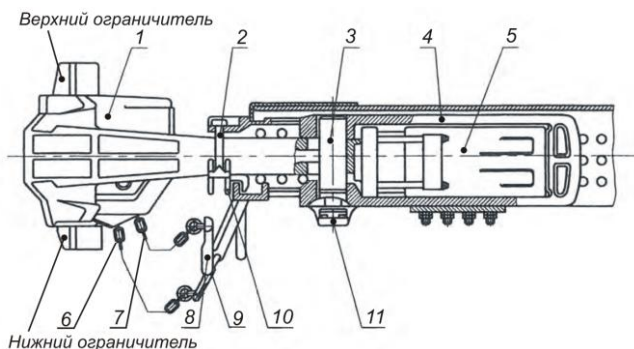


Рисунок 8.3 – Автосцепка СА-3 с верхним и нижним ограничителями вертикальных перемещений:

- 1 – автосцепка СА-3; 2 – подвеска маятниковая; 3 – клин тягового хомута; 4 – хомут тяговый;
 5 – аппарат поглощающий; 6 – цепь блокировочная; 7 – цепь расцепного привода;
 8 – рычаг расцепной; 9 – блокировочное плечо рычага; 10 – балочка центрирующая;
 11 – крепление клина тягового хомута

При создании перспективного автосцепного устройства с автосцепкой СА-4 (см. подразд. 8.2) были разработаны три конструкции расцепного привода (см. рисунок 8.13), отвечающие данному требованию. Наиболее надежным показал себя вариант расцепного привода с дополнительной блокировочной цепью, который и используется в настоящее время в новых вагонах.

Модернизированный расцепной привод (см. рисунок 8.1) отличается от типового тем, что расцепной рычаг, имеющий расцепное плечо 2, дополнительно оборудован блокировочным плечом. К расцепному и блокировочному плечам с помощью болтов 3 и 6 крепятся соответственно расцепная 4 и блокировочная цепи, которые в свою очередь связаны с валиком подъемника 5 в верхней и нижней части.

Головки болтов 3 и 6 расцепной и блокировочной цепей выполнены в виде колец с прорезями. Причем болт 6 блокировочной цепи выполнен более прочным с большим диаметром резьбы и отверстия в головке.

При таком конструктивном исполнении расцепного привода исключается поворот валика подъемника при расхождении вагонов и тем самым сохраняется сцепленное положение автосцепки. Это обеспечивается блокировочной цепью, которая расположена по другую сторону относительно оси поворота валика подъемника и ее крепление к расцепному рычагу выполнено заведомо более прочным.

Работа расцепного привода с блокировочной цепью при обрыве автосцепки СА-3. Расцепный привод с блокировочной цепью в сочетании с ограничителем вертикальных перемещений на корпусе автосцепки исключают самопроизвольное расцепление автосцепок в случае возникновения нештатной ситуации (обрыв, излом клина и др.) и падение оборвавшейся автосцепки на путь. Работа расцепного привода с блокировочной цепью при обрыве автосцепки СА-3 показана на рисунке 8.4.

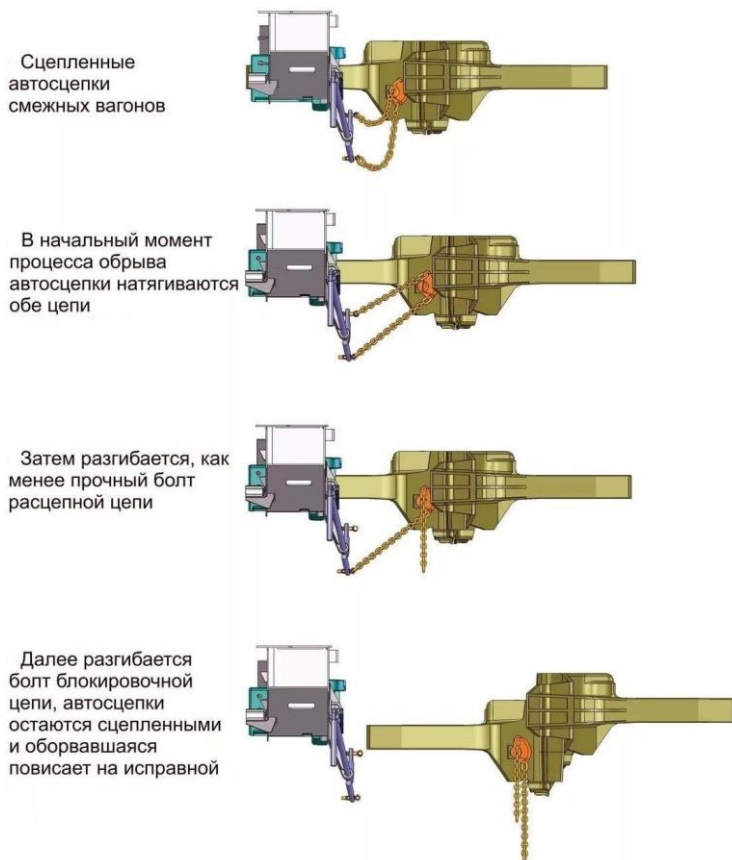


Рисунок 8.4 – Работа расцепного привода с блокировочной цепью при обрыве автосцепки СА-3

При расхождении вагонов обе цепи натягиваются одновременно, и в первую очередь как более слабое разгибается кольцо болта расцепной цепи.

Затем разгибается кольцо болта блокировочной цепи. В результате валик подъемника не поворачивается и расцепления автосцепок не происходит. Оборвавшаяся автосцепка опускается вниз до упора своего большого зуба в нижний ограничительный кронштейн смежной автосцепки и удерживается на нём от падения на путь.

8.2 Перспективное автосцепное устройство с автосцепкой полужесткого типа СА-4

Для грузовых вагонов нового поколения специалистами АО «НПК «Уралвагонзавод»» совместно с сотрудниками ВНИИЖТа была разработана *автосцепка полужесткого типа СА-4* (сцепка автоматическая, четвертый вариант). Автосцепка имеет стандартные размеры контура зацепления, что обеспечивает ее сцепление с автосцепкой СА-3.

Предполагалось, что все новые грузовые вагоны будут оборудованы такой автосцепкой и ее внедрение позволит увеличить межремонтный пробег до 1 млн км.

При создании нового автосцепного устройства в качестве основной ставилась задача повышения надежности его работы за счет сокращения случаев обрыва автосцепок, исключения саморасцепов, повышения удобства формирования поездов и увеличения ресурса.

Особенности конструкции автосцепного устройства с автосцепкой СА-4. Перспективное автосцепное устройство с автосцепкой СА-4 характеризуется (рисунки 8.5 и 8.6):

- усиленным корпусом и новым механизмом сцепления автосцепки;
- усовершенствованным узлом соединения автосцепки с тяговым хомутом и упорной плитой;
- усовершенствованным центрирующим прибором;
- усовершенствованным расцепным приводом;
- приварными упорами измененной конструкции;
- увеличенным ресурсом работы.

Автосцепка СА-4. Разработанная автосцепка СА-4 (рисунок 8.7) с новым механизмом сцепления позволяет:

- обеспечивать сцепление вагонов с разностью между продольными осями автосцепок до 140 мм перед сцеплением;
- исключить падение автосцепки на путь при обрыве;
- увеличить безремонтный срок службы за счет применения износостойких покрытий в контуре зацепления и на хвостовике автосцепки;
- повысить прочность зоны перехода от головы к хвостовику корпуса на 5–10 %, а также в зоне перемычки хвостовика;
- снизить массу автосцепки (на 10 %) за счет уменьшения размеров головной части корпуса по вертикали;

– автоматически соединять тормозные рукава при сцеплении вагонов в случае установки автосоединителя межвагонных коммуникаций.

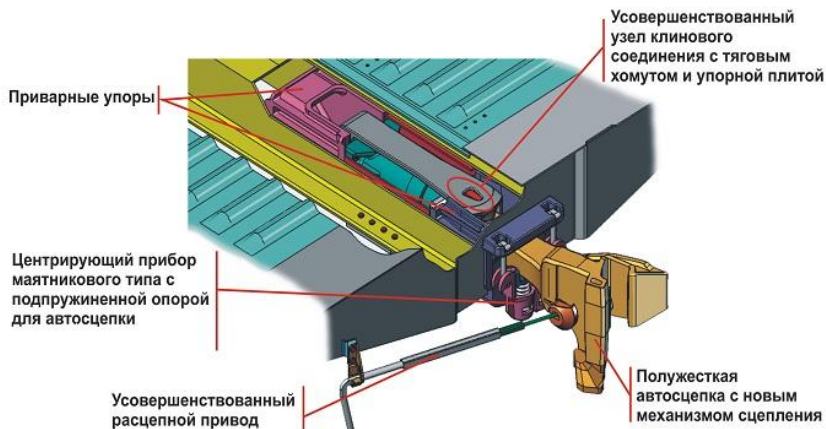


Рисунок 8.5 – Общий вид автосцепного устройства с автосцепкой СА-4 и расцепным приводом с телескопическим рычагом

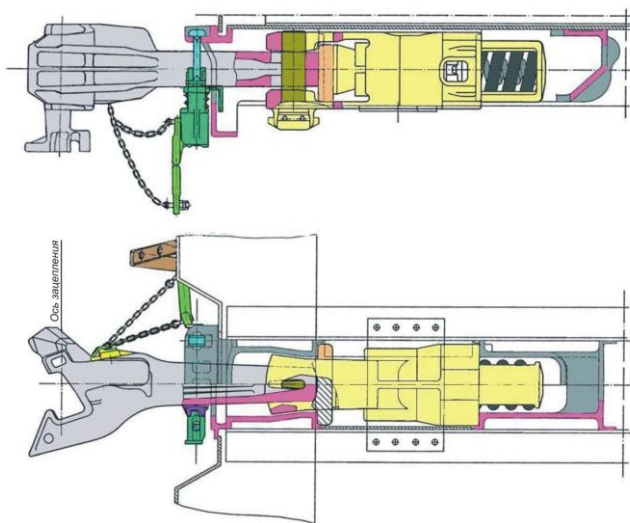


Рисунок 8.6 – Схема автосцепного устройства с автосцепкой СА-4

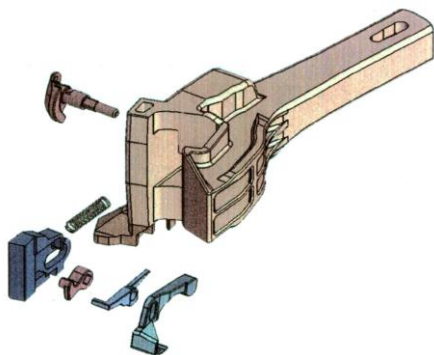


Рисунок 8.7 – Автосцепка СА-4 с разнесенными деталями

Корпус автосцепки – усиленный с уменьшенными размерами головной части корпуса по высоте и меньшей массы (на 15 кг).

Размеры головной части корпуса по высоте и его масса уменьшены в результате применения нового механизма сцепления с поступательно перемещающимся замком.

При переходе от головы автосцепки к хвостовику предусмотрен плавный уклон, что обеспечивает снижение напряжений в этой зоне на 5–10 % по сравнению с серийной автосцепкой СА-3. Хвостовик корпуса усилен.

Для разгрузки перемычки отверстие под клин тягового хомута в хвостовике выполнено клинообразным и изменена форма торцевой поверхности хвостовика. Сущность этих конструктивных изменений будет пояснена ниже при рассмотрении узлов соединения хвостовика с клином тягового хомута и упорной плитой.

В нижней части малого зуба расположен *ограничитель вертикальных перемещений*, который превращает автосцепку СА-4 в полужесткую. Ограничитель выполнен в виде направляющего крыла, обеспечивающего сцепление автосцепок с первоначальной разностью высот продольных осей до 140 мм. После соединения вагонов ограничитель вертикальных перемещений обеспечивает разность высот сцепленных автосцепок не более 100 мм согласно требованиям ПТЭ. Применение ограничителя исключает возможность самопроизвольного расцепления и не требует перестановки вагонов в составе поезда, как это выполняется при оборудовании вагонов автосцепками СА-3. В случае обрыва корпуса автосцепки или утери клина тягового хомута автосцепка удерживается от падения на путь крылом соседней автосцепки.

Ресурс работы автосцепки увеличен за счет того, наиболее изнашиваемые тяговые поверхности малого и большого зубьев корпуса автосцепки и замыкающая поверхность замка (рисунок 8.8) упрочнены износостойкой наплавкой. Износостойкая наплавка проволокой позволяет повысить твердость наплавленного слоя до 400–500 НВ и увеличить межремонтный пробег до 500 тыс. км.

Новый механизм сцепления (рисунки 8.9, 8.10) существенно отличается от механизма автосцепки СА-3 устройством и принципом действия. Детали механизма сцепления автосцепки СА-4: замок, замкодержатель,

предохранитель замка, пружина, подъемник и валик подъемника – показаны на рисунке 8.9.

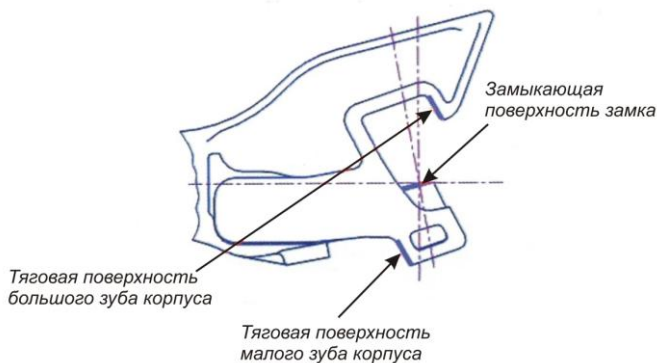


Рисунок 8.8 – Наплавляемые поверхности зубьев корпуса и замка автосцепки СА-4

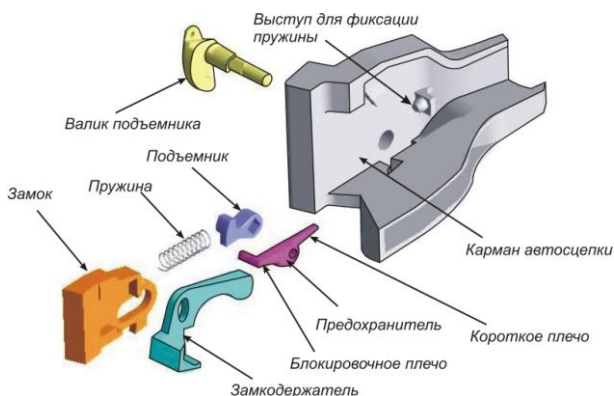


Рисунок 8.9 – Детали механизма сцепления автосцепки СА-4

Особенностью нового механизма является то, что замок 1 подпружинен и перемещается поступательно, а предохранитель 4 расположен на стержне 5 валика подъемника и его перемещение (поворот) не зависит от движения замка. На стержне валика подъемника 5 размещен и подъемник 6. Пружина 3 удерживается выступами на корпусе 7 и замке 1А. Предохранитель 4 имеет два плеча: короткое 4Б и блокировочное 4А с широкой упорной частью, обращенное в сторону зева корпуса. Замкодержатель 2 с помощью овального отверстия навешивается на шип корпуса.

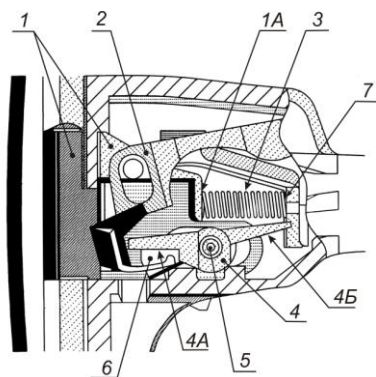


Рисунок 8.10 – Механизм сцепления автосцепки СА-4:

1 – замок; 1А – выступ замка; 2 – замкодержатель; 3 – пружина; 4 – предохранитель замка; 4А, 4Б – блокировочное и короткое плечи предохранителя; 5 – стержень валика подъемника; 6 – подъемник; 7 – выступ корпуса

Подпружиненность замка ускоряет возвращение утопленного замка в исходное положение, обеспечивая тем самым автоматическое сцепление при повышенных до 15 км/ч скоростях соударения вагонов. Для сравнения у автосцепки СА-3 скорость соударения до 10 км/ч.

Рассмотрим процессы сцепления и расцепления автосцепок [5].

В автосцепке с новым механизмом обеспечивается более надежная работа замка и предохранителя от саморасцепа, поскольку исключается одновременное перемещение (включение) предохранителя и утапливания замка от сил, действующих при движении поезда.

Сцепление автосцепок происходит автоматически при скоростях соударения сцепляемых вагонов до 15 км/ч. При соударении замок 1, сжимая пружину 3, перемещается в карман корпуса на 30 мм. Предохранитель 4 выключен, так как на его короткое плечо 4Б воздействует противовес замкодержателя 2. Под воздействием малого зуба соседней автосцепки замкодержатель 2 поворачивается на шипе и освобождает короткое плечо 4Б предохранителя. При дальнейшем заходе малого зуба соседней автосцепки в зев корпуса замок 1, освобожденный от нажатия малым зубом смежной автосцепки, под действием пружины 3 перемещается в зев до упора ограничителя замка в кромку отверстия корпуса автосцепки. Предохранитель 4, освобожденный от нажатия замкодержателем 2, вследствие большой массы блокировочного плеча 4А самопроизвольно поворачивается на валике подъемника 5 и упорная часть предохранителя 4 входит в углубление выступа замка. Сцепление автосцепок произошло, а предохранитель 4 от саморасцепа включен.

Расцепление автосцепок происходит посредством поворота расцепного рычага. В результате поворачиваются валик подъемника и подъемник. Подъемник узким пальцем приподнимает замкодержатель 2, лапа которого, в свою очередь, приподнимает предохранитель 4 и выводит его блокировочное плечо 4А из углубления в замке. Валик подъемника уво-

дит замок в глубину кармана корпуса автосцепки и удерживает его, опираясь на расцепный угол замкодержателя, до разведения вагонов. После разведения вагонов замок под воздействием пружины возвращается в переднее исходное положение.

Узлы соединения автосцепки с тяговым хомутом и упорной плитой.

Для обеспечения надежной работы автосцепного устройства в эксплуатации усовершенствована конструкция узлов соединения автосцепки с тяговым хомутом и упорной плитой.

Конструктивные изменения узлов соединения автосцепки с тяговым хомутом и упорной плитой (рисунок 8.11) заключаются в следующем:

- сечение клина и отверстие под клин в хвостовике автосцепки выполнены клинообразной формы с большей шириной со стороны перемычки;
- на торце полукруглого хвостовика в его средней части введена плоская площадка по ширине отверстия для клина.

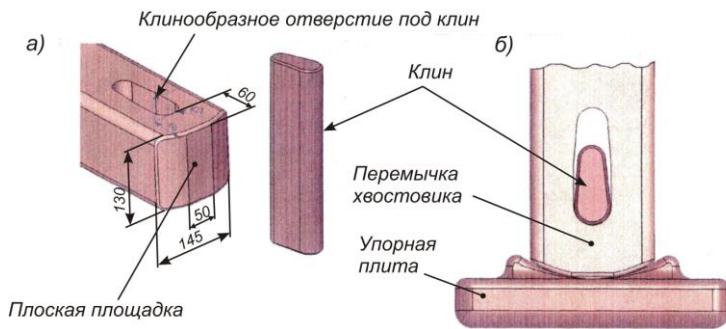


Рисунок 8.11 – Узлы соединения хвостовика автосцепки с тяговым хомутом (а) и упорной плитой (б)

Такие конструктивные изменения позволяют устранить высокие контактные напряжения в перемычке, обеспечивая тем самым необходимую прочность деталей соединения с тяговым хомутом. В первом случае мы получаем увеличенную поверхность перемычки со стороны отверстия для клина, что способствует снижению контактных напряжений в этой зоне. Во втором – плоская площадка в средней части торца хвостовика обеспечивает контакт между хвостовиком и упругой плитой ближе к боковым стенкам, частично снимая напряжения в перемычке.

В целом, новое конструктивное исполнение узлов соединения хвостовика автосцепки с тяговым хомутом и упорной плитой позволяет:

- снизить контактные напряжения в зоне контакта перемычки с клином;
- исключить изгибные напряжения в перемычке хвостовика;

- уменьшить напряжения изгиба и среза в клине;
- обеспечить более благоприятные условия нагружения упорной плиты.

Упругий центрирующий прибор. В автосцепном устройстве с автосцепкой СА-4 используется центрирующий прибор с упругой опорой хвостовика корпуса автосцепки, что позволяет обеспечить проход сортировочных горок без каких-либо повреждений.

При совершенствовании центрирующего прибора за основу была взята конструкция подпружиненного центрирующего прибора, применяемого в автосцепном устройстве с автосцепкой СА-3М, с внесением ряда изменений.

Конструктивные особенности упругого центрирующего прибора (рисунок 8.12) нового автосцепного устройства следующие:

- в качестве стяжных элементов вместо повреждаемых болтов с гайками применены фиксаторы;
- гнезда в поддерживающей плите выполнены с уклоном, что исключает защемление головок фиксаторов;
- введены выступы на днище балочки, ограничивающие перемещение фиксаторов в продольных пазах днища, что в конечном результате снижает износ направляющих поверхностей поддерживающей плиты и балочки;
- в ударной розетке опорные гнезда под головки маятниковых подвесок смещены вперед, что улучшило развеску автосцепки относительно центрирующего прибора и уменьшить износ верхней плоскости хвостовика автосцепки, взаимодействующей с тяговым хомутом.

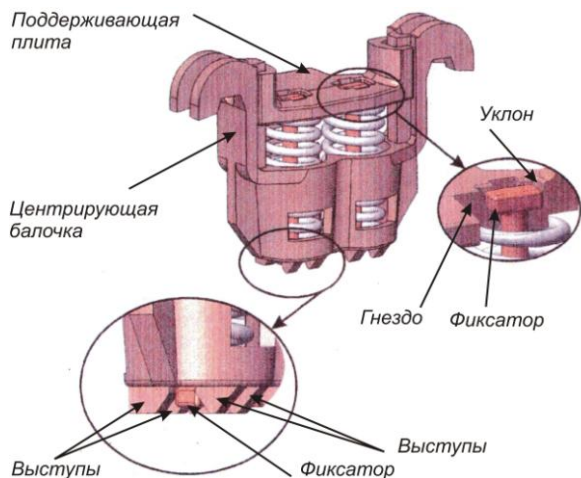
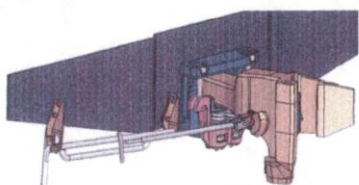


Рисунок 8.12 – Усовершенствованный центрирующий прибор

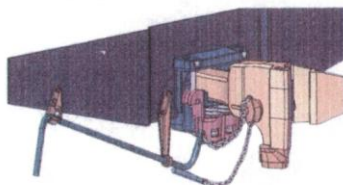
Расцепной привод. Основное требование к расцепному приводу перспективного автосцепного устройства – *исключение возможности расцепления механизма сцепления в нестандартных ситуациях* (излом клина, обрыв автосцепки, тягового хомута и т. п.).

Разработаны три конструкции расцепного привода, отвечающие данному требованию (рисунок 8.13):

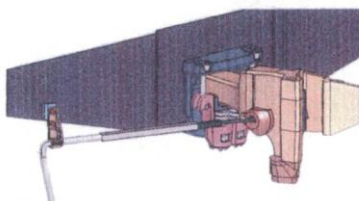
- телескопическим рычагом;
- валом со скользящим шарниром;
- с дополнительной блокировочной цепью.



Привод со скользящим шарниром



Привод с блокировочной цепью



Привод с телескопическим рычагом

Рисунок 8.13 – Конструкция усовершенствованных расцепных приводов

Реализация указанного требования в сочетании с применением полужесткой автосцепки, имеющей ограничитель вертикальных перемещений, исключает падение автосцепки на путь. При обрыве она повисает на ограничительном кронштейне смежной автосцепки.

Все три конструкции расцепного привода исключают поворот валика подъемника при расхождении вагонов, сохраняя тем самым сцепленное положение автосцепки [45].

В приводах с телескопическим рычагом и валом со скользящим шарниром это обеспечивается за счет конструктивного исполнения привода. Телескопический рычаг или приводной вал со скользящим шарниром связаны с одной стороны с валиком подъемника, а с другой – с расцепным рычагом. Расцепной рычаг в исходном положении зафиксирован в пазе кронштейна с полкой и произвольно повернуться не может. В результате невозможен поворот приводного вала или телескопического рычага совместно с валиком подъемника, а следовательно, невозможно расцепление автосцепок.

В результате испытаний в качестве окончательного выбран вариант привода с блокировочной цепью (рисунок 8.14) для применения в перспективном автосцепном устройстве и при модернизации серийно выпускаемого.

В настоящее время все вновь выпускаемые грузовые вагоны оборудуют расцепным приводом с блокировочной цепью.

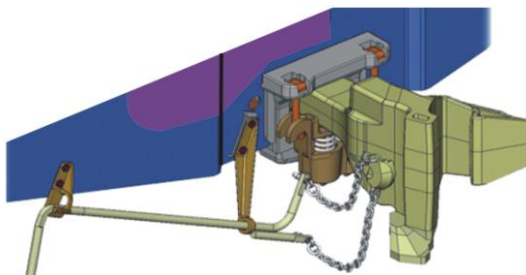


Рисунок 8.14 – Конструкция расцепного привода с блокировочной цепью

Приварные упоры. В вагонах эксплуатационного парка крепление упоров автосцепного устройства к хребтовой балке осуществляется с помощью заклепок, что снижает ее прочность (отверстия под заклепки уменьшают на 11 % площадь поперечного сечения) и приводит к ее неравномерному нагружению [45].

В перспективном автосцепном устройстве выполнены следующие конструктивно-технологические изменения (рисунок 8.15):

- усиливающие ребра упоров перенесены наружу, что улучшает схему нагружения деталей;
- крепление упоров выполнено сваркой по их контуру;
- крепление заднего упора со стороны надпятниковой коробки выполнено по синусоиде, что обеспечило увеличение длины сварного шва.

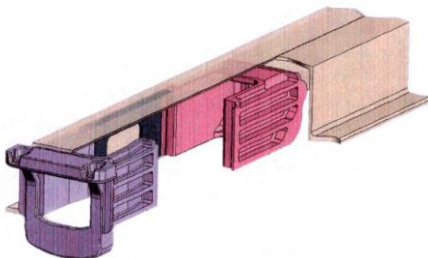


Рисунок 8.15 – Расположение упоров на хребтовой балке

Такое конструктивное исполнение упоров позволяет:

- исключить неравномерность нагружения хребтовой балки;
- повысить прочность упоров и их крепление к хребтовой балке;
- увеличить срок службы.

Основные усовершенствованные узлы перспективного автосцепного устройства показаны на рисунке 8.16.

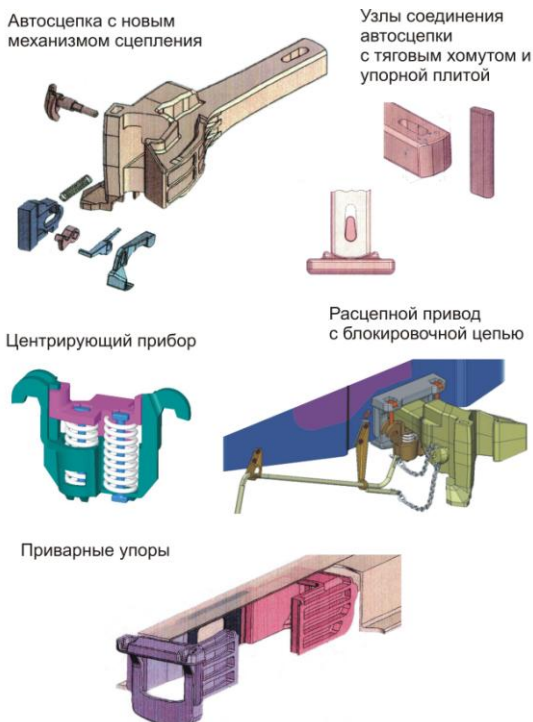


Рисунок 8.16 – Основные усовершенствованные узлы перспективного автосцепного устройства

В целом перспективное автосцепное устройство устраняет недостатки автосцепки СА-3 за счет [36]:

- повышения надежности работы механизма сцепления;
- усиления наиболее нагруженных сечений;
- исключения перестановок вагонов при формировании поездов из-за превышения разницы более 100 мм между продольными осями автосцепок;
- исключения падения автосцепки на путь в случае ее обрыва или неправильного крепления на вагоне;

- увеличения межремонтного пробега за счет упрочнения изнашиваемых поверхностей износостойкой наплавкой;
- обеспечения возможности постановки автосоединителя тормозной магистрали.

Перспективное автосцепное устройство позволяет при необходимости заменять его серийным как в комплекте, так и по узлам.

Созданные для вагонов нового поколения узлы автосцепного устройства с автосцепкой СА-4, которые подтвердили свою эффективность, в настоящее время уже применяют на подвижном составе.

8.3 Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 полужесткого типа для грузовых вагонов нового поколения с осевой нагрузкой 245 кН

Специалистами ОАО «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод»» и ОАО «ВНИИЖТ» в рамках работ по созданию грузовых вагонов с осевыми нагрузками 245 кН (25 тс) разработано автосцепное устройство с автосцепкой СА-3 полужесткого типа по проекту 199.00.000-1 (рисунок 8.17). По сравнению с типовым автосцепным устройством она имеет существенные преимущества.

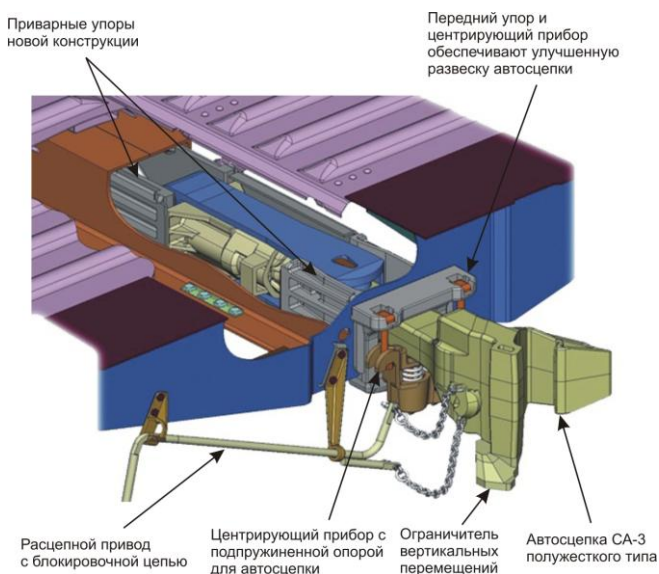


Рисунок 8.17 – Общий вид автосцепного устройства с автосцепкой СА-3 полужесткого типа

Автосцепка СА-3 полужесткого типа за счет введения на корпусе со стороны малого зуба ограничителя вертикальных перемещений, который ограничивает вертикальные перемещения сцепленных автосцепок величиной 100 мм. Сцепление автосцепок обеспечивается при разнице высот их продольных осей до 140 мм.

Напомним, что применение автосцепки полужесткого типа с ограничительным кронштейном позволяет исключить возможность саморасцепа и перестановку вагонов в процессе формирования поездов из-за превышения допускаемой разницы высот продольных осей автосцепок, а также обеспечивает удержание от падения на путь автосцепки смежного вагона в случае ее обрыва.

В созданном автосцепном устройстве реализованы многие технические решения, использованные в автосцепном устройстве с автосцепкой СА-4 [38]:

- износостойкая защита тяговых поверхностей малого и большого зубьев корпуса автосцепки и замыкающей поверхности замка – наплавкой проволокой, что повышает твердость наплавленного слоя до 400 НВ и увеличивает износостойкость рассматриваемых поверхностей в 3 раза;

- центрирующий прибор с упругой опорой хвостовика, обеспечивающий требуемое отклонение автосцепки в вертикальной плоскости при прохождении продольных переломов пути и исключая жесткую передачу вертикальной нагрузки на маятниковые подвески при защемлении автосцепок в контуре зацепления;

- расцепной привод с блокировочной цепью, позволяющий исключить расцепление автосцепок в нештатных ситуациях (излом клина, обрыв хвостовика и др.) и падение автосцепки на путь;

- приварные упоры;

- улучшенная развеска автосцепки относительно центрирующего прибора и уменьшенный износ контактирующих поверхностей хвостовика автосцепки и тягового хомута за счет смещения опоры хвостовика ближе к центру тяжести автосцепки.

8.4 Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3У полужесткого типа для грузовых вагонов нового поколения

В ОАО «НПК «Уралвагонзавод»» разработано модернизированное автосцепное устройство с автосцепкой СА-3У по проекту 106.01.000-0-05 (рисунок 8.18). Основная цель – повышение прочностных характеристик корпуса автосцепки и надежности узла клинового соединения автосцепки с тяговым хомутом.

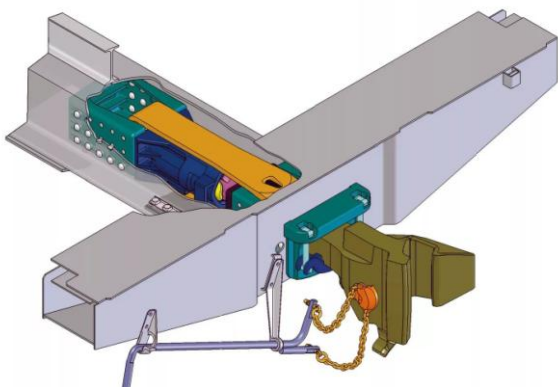


Рисунок 8.18 – Общий вид автосцепного устройства с автосцепкой СА-3У полужесткого типа

При создании автосцепки использовался опыт, полученный при создании автосцепного устройства с автосцепкой СА-4. В частности, в разработанном автосцепном устройстве [38]:

- корпус автосцепки снабжен нижним ограничительным кронштейном, служащим для исключения саморасцепов, а также удержания от падения на путь автосцепки смежного вагона в случае ее обрыва;
- соединение автосцепки с тяговым хомутом выполнено клином, имеющим клинообразную форму поперечного сечения, а на торце хвостовика автосцепки введена плоская площадка (рисунок 8.19);
- на тяговых поверхностях большого и малого зубьев автосцепки и на замыкающей поверхности замка имеется износостойкая защита (рисунок 8.20);
- применен расцепной привод с блокировочной цепью (см. рисунок 8.1);
- реализована улучшенная развеска автосцепки за счет установки модернизированных центрирующего прибора и переднего упора.



Рисунок 8.19 – Узел соединения хвостовика автосцепки с тяговым клином и упорной плитой автосцепного устройства с автосцепкой СА-3У



Рисунок 8.20 – Наплавляемые поверхности зубьев корпуса и замка автосцепки СА-3У

Автосцепка СА-3У (рисунок 8.21) имеет механизм сцепления, аналогичный механизму автосцепки СА-3. Корпус автосцепки имеет повышенную прочность за счет усиления хвостовика и зоны перехода хвостовика в голову.

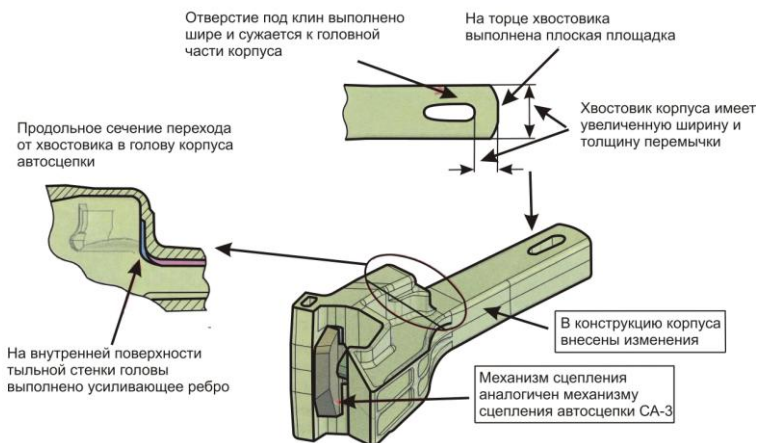


Рисунок 8.21 – Автосцепка СА-3У

Хвостовик корпуса усилен за счет увеличения его ширины. Аналогично автосцепке СА-4 увеличена толщина перемычки между отверстием под клин тягового хомута и торцом хвостовика, отверстие под клин выполнено клинообразной формы, а на торце хвостовика введена плоская площадка. Такие конструктивные изменения снижают напряжения в хвостовике на 12–20 % [38].

Зона перехода хвостовика в голову усилена *введением на внутренней поверхности тыльной стенки головы вертикально расположенного усиливающего ребра*, которое является продолжением ребра жесткости, расположенного вдоль хвостовика. Ребро перекрывает две переходные зоны: между тыльной стенкой и верхней частью головы, а также между тыльной стенкой и верхней горизонтальной полкой хвостовика.

Тяговый хомут с поглощающим аппаратом, упорной плитой и клином с элементами крепления показан на рисунке 8.22. Хомут имеет модернизированную головную часть для соединения с усиленным хвостовиком автоцепки СА-3У.

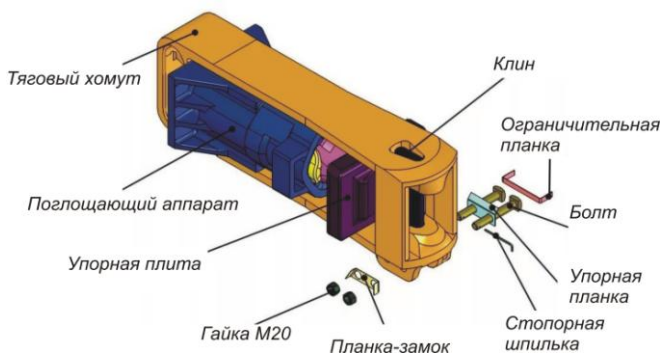


Рисунок 8.22 – Тяговый хомут с поглощающим аппаратом, упорной плитой и клином с элементами его крепления

8.5 Автоцепное устройство с автоцепкой СА-3Т полужесткого типа для тяжеловесных грузовых вагонов

Автоцепное устройство с автоцепкой полужесткого типа СА-3Т для тяжеловесных грузовых вагонов (рисунок 8.23) – вагонов с осевой нагрузкой 245 кН (25 тс) и более – разработано специалистами ООО «ВНИЦТТ». В АО «Тихвинский вагоностроительный завод» (ТВСЗ) освоено производство ответственных литых деталей, входящих в состав автоцепного устройства.

Примечание – Тяжеловесный железнодорожный подвижной состав – грузовые вагоны с максимальной расчетной статической осевой нагрузкой не менее 245 кН (25,0 тс) и допустимыми уровнями оси хвостовика корпуса автоцепки:

- максимальным, для вновь изготовленного вагона с массой тары, не более 1080 мм;
- минимальным, для вагона с массой брутто в эксплуатации, не менее 880 мм.

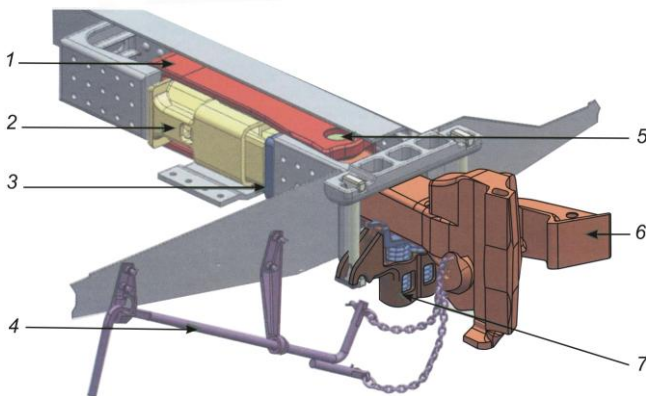


Рисунок 8.23 – Автосцепное устройство с автосцепкой СА-3Т для тяжеловесных грузовых вагонов:

1 – тяговый хомут; 2 – поглощающий аппарат; 3 – упорная плита; 4 – расцепной привод; 5 – клин тягового хомута; 6 – автосцепка СА-3Т; 7 – центрирующий прибор

Необходимость разработки автосцепки для тяжеловесных грузовых вагонов. Внедрение тяжеловесного грузового движения входит в число задач «Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» как одно из приоритетных направлений, позволяющих повысить эффективность работы железных дорог [50]. В рамках данной стратегии предусмотрено создание грузовых вагонов для тяжеловесного движения, в частности, разработка и внедрение новой автосцепки с увеличенной по вертикали областью сцепления.

Как известно, конструкция автосцепки модели СА-3 обеспечивает надежное сцепление вагонов и исключает саморасцеп вагонов в процессе движения поезда в случае, если перед сцеплением разница по высоте между продольными осями автосцепок не превышает 100 мм. В этом случае обеспечивается достаточная величина площадки перекрытия замков. Превышение установленной разницы может привести к разъединению вагонов при прохождении криволинейных участков пути.

Ограничение вертикального захвата сцепления автосцепки СА-3 не позволяет уменьшить жесткость подвешивания тяжеловесного грузового вагона, что требуется для выполнения требований ГОСТ Р 55050–2012, устанавливающего нормы воздействия на железнодорожный путь.

Особенности конструкции автосцепного устройства с автосцепкой СА-3Т. Автосцепное устройство для тяжеловесных грузовых вагонов включает [50]:

- автосцепку СА-3Т полужесткого типа с усиленным хвостовиком и увеличенной по вертикали областью надежного зацепления;
- тяговый хомут с модернизированной головной частью;
- усиленный клин тягового хомута цилиндрической формы;
- упорную плиту новой конструкции;
- центрирующий прибор с упругой опорой хвостовика;
- поглощающий аппарат классов *T1–T3* по ГОСТ 32913–2014;
- расцепной привод с блокировочной цепью.

Автосцепка СА-3Т. Это автосцепка с увеличенным вертикальным захватом сцепления, повышенной прочностью и ресурса.

Автосцепка СА-3Т имеет стандартный контур зацепления по ГОСТ 21447–75 и механизм сцепления, аналогичный автосцепке СА-3. Это обеспечивает сцепляемость автосцепок СА-3Т и СА-3.

Автосцепка должна обеспечивать автоматическое сцепление при разнице высот продольных осей автосцепок от 0 до 210 мм (у СА-3 – 140 мм), относительном поперечном смещении этих осей в горизонтальном направлении от 0 до 160 мм и угле поворота в горизонтальной плоскости от 0° до 4,5°, а также угле 8° при относительном смещении в горизонтальном направлении 40 мм, что соответствует сцеплению вагонов в нормативных кривых;

Основные конструктивные изменения выполнены по корпусу (рисунок 8.24), который относится к наиболее ответственным частям грузового вагона и работает в сложных условиях знакопеременных нагрузок.

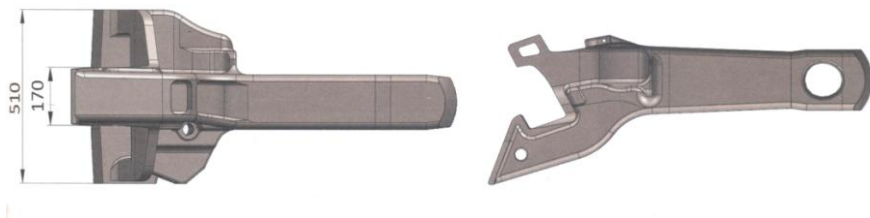


Рисунок 8.24 – Корпус автосцепки СА-3Т

Конструкция корпуса автосцепки СА-3Т позволяет увеличить захват сцепления смежных автосцепок в вертикальной плоскости на 70 мм в сравнении с автосцепкой СА-3. Конструктивно это обеспечивается увеличением высоты малого зуба до 510 мм и уменьшением высоты большого зуба до 170 мм, а также увеличением размера замка по высоте с 283 мм до 352 мм (рисунок 8.25). Остальные детали механизма сцепления автосцепки СА-3Т

аналогичны конструкции автосцепки СА-3. Корпус автосцепки выполнен из стали 20ГЛ.

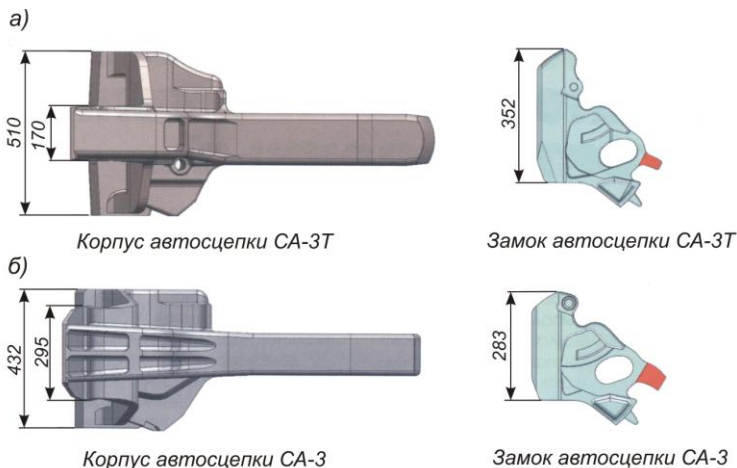


Рисунок 8.25 – Сравнение размеров автосцепок СА-3Т (а) и СА-3 (б)

Прочность хвостовика корпуса автосцепки повышена за счет его усиления (увеличения сечения). Тяговые поверхности большого и малого зубьев корпуса и замыкающая поверхность замка изготавливаются с применением технологии поверхностной закалки, повышающей износостойкость.

Узел шарнирного соединения хвостовика с тяговым хомутом. Как показал анализ, более 70 % повреждений корпуса новой автосцепки, возникающих в процессе эксплуатации, связаны с зоной шарнирного соединения хвостовика с клином тягового хомута. В новой автосцепке для снижения контактных напряжений в этой зоне изменена конструкция хвостовика корпуса и клина тягового хомута. Прочность узла соединения хвостовика с тяговым хомутом повышена за счет увеличения сечения хвостовика автосцепки, модернизации головной части тягового хомута и применения усиленного клина цилиндрической формы.

Установочные размеры автосцепного устройства с автосцепкой СА-3Т. Основные размеры автосцепного устройства при прилегании хвостовика корпуса автосцепки к упорной плите должны соответствовать указанным на рисунке 8.26.

Рассмотрим основные контролируемые размеры:

– уровень оси хвостовика корпуса автосцепки h , измеряемый в точке «б», у вновь изготавливаемых грузовых вагонов с массой тары должен быть от 965 до 1080 мм включительно;

- значение уровня оси хвостовика корпуса автосцепки должно быть установлено конструкторской документацией на грузовой вагон, при этом допуск на величину размера должен быть не более ± 20 мм;
- отклонение головы корпуса автосцепки от горизонтального положения вверх не должно превышать 3 мм, провисание ее не должно быть более 10 мм. Отклонение головы корпуса автосцепки определяют разностью уровней оси хвостовика корпуса автосцепки, измеренных в точках «а» и «б»;
- зазор между тяговым хомутом и потолком хребтовой балки или ограничительными планками должен быть не более 24 мм;
- расстояние от упора головы корпуса автосцепки до ударной розетки переднего упора, а также расстояние между зацепом центрирующего прибора за нижнюю перемычку переднего упора и торцевой поверхностью тягового хомута должно быть не менее 120 мм;
- допускается применять автосцепки с расстоянием от зацепления до упора на голове их корпуса менее 350 мм.

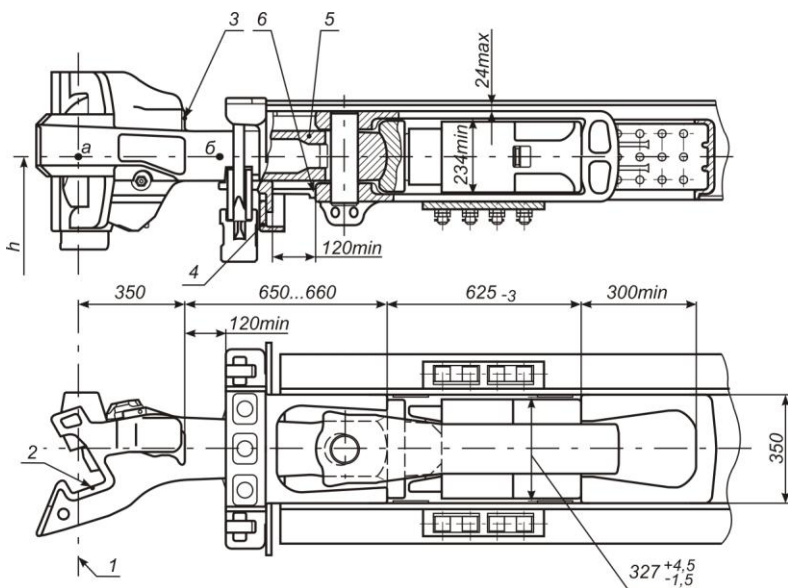


Рисунок 8.26 – Основные установочные размеры автосцепного устройства с автосцепкой СА-3Т:

a, б – точки пересечения продольной оси симметрии хвостовика корпуса автосцепки соответственно с плоскостью зацепления и с вертикальной плоскостью, проходящей через переднюю грань центрирующего прибора; *1* – плоскость зацепления автосцепки; *2* – контур зацепления автосцепки по ГОСТ 21447; *3* – упор головы корпуса автосцепки; *4* – нижняя перемычка переднего упора; *5* – хвостовик корпуса автосцепки; *б* – торцевая поверхность тягового хомута

9 АВТОСЦЕПНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПОСТОЯННОГО ФОРМИРОВАНИЯ

9.1 Автосцепка Шарфенберга

Автосцепка Шарфенберга – автоматическое сцепное устройство жёсткого типа для соединения между собой единиц пассажирского подвижного состава. Сцепка обеспечивает не только механическое соединение вагонов, но и подключение электрических цепей.

Сцепка носит имя изобретателя – Карла Шарфенберга. В Германии данный вид сцепных устройств обозначается Scharfenbergkupplung или кратко Schaku, в России её краткое неофициальное название – «Шарф».

Используется на железнодорожном подвижном составе и легкорельсовом транспорте Европы и стран СНГ. В России она получила применение на высокоскоростных электропоездах «Сапсан», в вагонах метро и в некоторых типах трамвайных вагонов, например, Татра Т6В5.

На рисунках 9.1, 9.2 показано применение автосцепки Шарфенберга на вагоне метро, высокоскоростном поезде «Сапсан» и электропоезде «Ласточка».

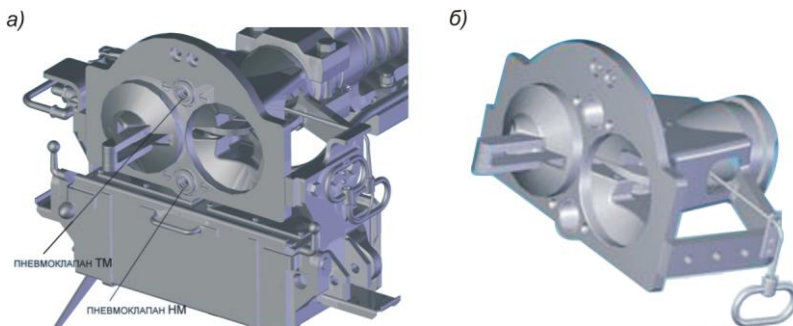


Рисунок 9.1 – Автосцепка Шарфенберга на вагоне метро (а)
и ее головная часть (б)

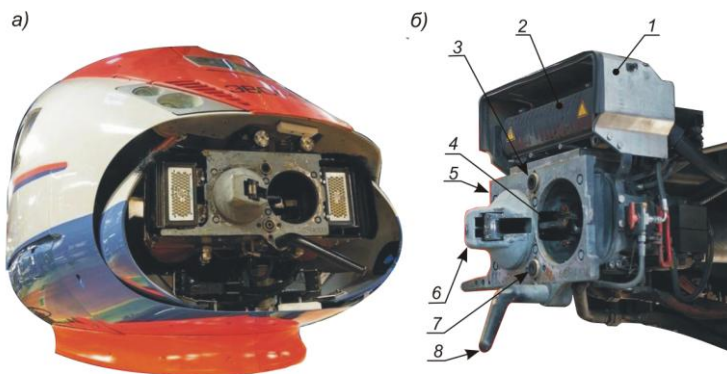


Рисунок 9.2 – Автосцепка Шарфенберга на высокоскоростном поезде «Сапсан» (а) и электропоезде «Ласточка» (б):

1 – кожух электрического контакта; 2 – электрический контакт; 3 – клапан тормозной магистрали; 4 – воронка; 5 – головка сцепки; 6 – конус; 7 – клапан питательной магистрали и магистрали расцепного цилиндра; 8 – направляющий захват

Сложность конструкции сцепки компенсируется удобством эксплуатации.

Характерная особенность сцепки – возможность расцепления её под нагрузкой, что несвойственно другим сцепкам. Однако эта возможность полезного применения не нашла. В то же время из-за неё сцепка склонна к саморасцепам, особенно при разной степени износа сцепков соседних вагонов. Поэтому требуются средства фиксации дисков в сцепленном состоянии. Еще одна особенность сцепки – трудности в сцеплении вагонов в кривой.

Конструкция головки сцепки. Головка сцепки соединяет два электропоезда друг с другом посредством соединительного замка. На торцевой поверхности корпуса сцепки расположены конус 6, воронка 4 и направляющий захват 8 (см. рисунок 9.2, б). Внутри корпуса размещены элементы замка, фиксаторы сцепки и расцепной цилиндр. На боковой поверхности головки сцепки расположена рукоятка ручного расцепления.

Взаимодействие механизмов сцепления сцепков Шарфенберга показано на рисунке 9.3. К основным элементам сцепного механизма относятся диск замка, сцепная петля и возвратная пружина. Сцепная петля установлена на диске, возвратная пружина соединяет диск с корпусом сцепки.

Процесс сцепления сцепков Шарфенберга проходит в три этапа (рисунок 9.4).

1 При сближении вагонов конус со сцепной серьгой одной автосцепки попадает в воронку и отверстие смежной автосцепки и серьга упирается в диск замка.

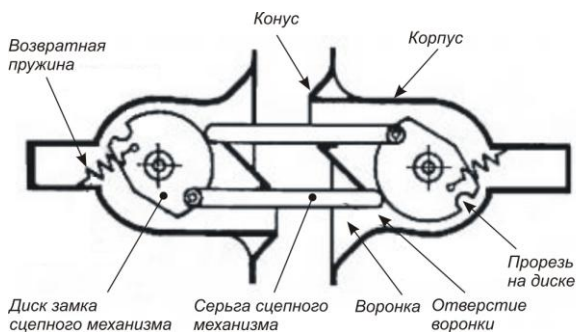


Рисунок 9.3 – Взаимодействие механизмов сцепления автосцепок Шарфенберга

2 При дальнейшем сближении вагонов серьга, упираясь в диск замка противоположной сцепки, поворачивает диск на своей стороне. По окончании сближения серьга попадает в прорезь на диске.

3 Диск возвращается в исходное положение под действием пружины, при этом серьга остаётся зафиксированной в прорези.

Сработавшая сцепка не расцепится, поскольку силы, действующие на замок с двух сторон, равны. А форма передних поверхностей сцепок исключает их перемещения в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Это делает возможным размещение на них электрических разъёмов и фланцев трубопроводов. При этом вагоны, оборудованные одинаковой сцепкой, могут быть несовместимы из-за разной электрической схемы и конструкции разъёмов.

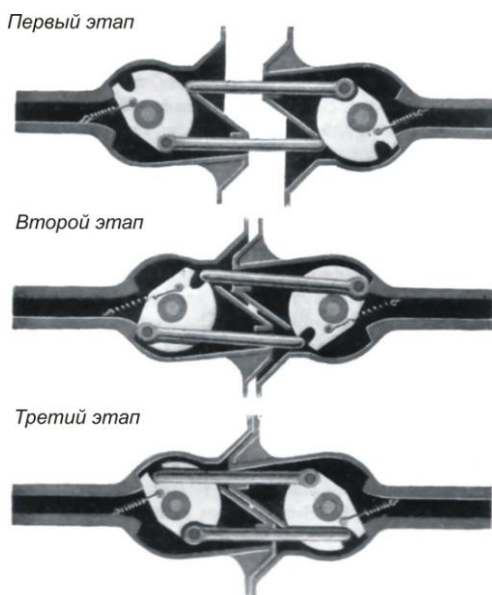


Рисунок 9.4 – Схема зацепления по стадиям

Расцепление сцепки возможно, как в автоматическом режиме дистанционно машинистом, так и вручную.

9.2 Автосцепное устройство скоростного электропоезда ЭР200

На вагонах скоростного электропоезда ЭР200 (кроме головных) устанавливается автосцепка жесткого типа, представляющая из себя разновидность автосцепки системы Шарфенберга.

Автосцепка (рисунок 9.5) состоит из стального литого корпуса 19, внутри которого расположены замковая система и блокирующее устройство. Замковая система включает замок 17, закрепленный на валике 5, вращающемся во втулках 6, и серьгу 2, шарнирно установленную на замке. Под действием выталкивающей пружины 21 замок стремится повернуться против часовой стрелки относительно валика 5. Блокирующее устройство состоит из тяги 20 и механизма блокировки 18.

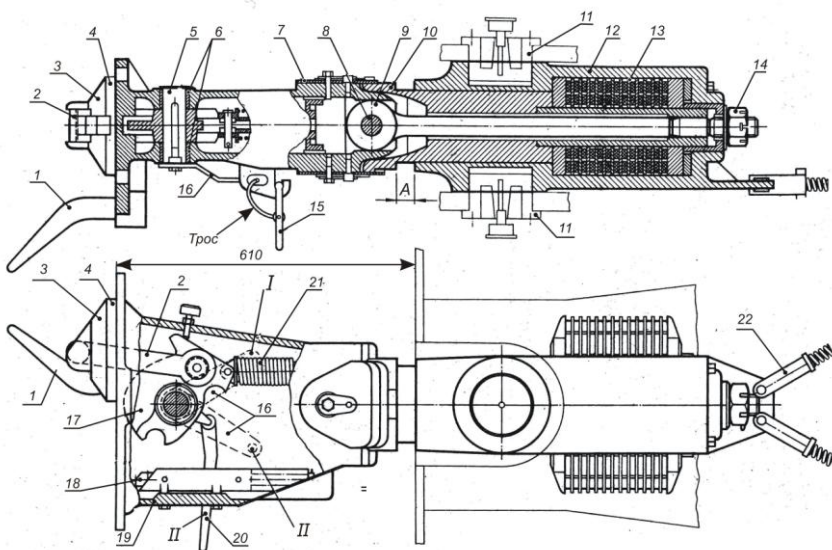


Рисунок 9.5 – Автосцепка скоростного электропоезда ЭР200:

1 – направляющий рог; 2 – серьга; 3, 4 – коническая и цилиндрическая части центрирующего выступа автосцепки; 5 – валик; 6 – втулка; 7 – листовая рессора; 8 – валик; 9 – стяжной болт; 10 – стакан; 11 – цапфа; 12 – корпус амортизатора; 13 – резинометаллический пакет; 14 – затяжная гайка; 15 – рукоятка расцепного привода; 16 – расцепной рычаг; 17 – замок; 18 – механизм блокировки; 19 – корпус автосцепки; 20 – блокировочная тяга; 21 – выталкивающая пружина; 22 – пружинный центрирующий элемент

Головная часть корпуса автосцепки имеет конический центрирующий выступ 3, который переходит в цилиндрическую часть 4. Цилиндрическая часть служит для окончательного (точного) центрирования автосцепок. Симметрично коническому центрирующему выступу относительно продольной оси автосцепки расположено соответствующее коническое углубление.

Центрирование автосцепок при сцеплении в соосном их расположении осуществляется взаимодействием указанных выше конических элементов: конуса и углубления. В случае отклонения автосцепки в сторону от конического углубления предварительное центрирование обеспечивается направляющим рогом 1.

Автосцепка соединена с амортизатором 12.

Амортизатор состоит из резинометаллических пакетов 13, стянутых стяжным болтом 9 и валиком 8. Горизонтальное положение автосцепки обеспечивают листовые рессоры 7 и затяжная гайка 14. При этом расстояние *A* должно контролироваться и находиться в пределах 30–40 мм. Для передачи сжимающих продольных нагрузок на амортизатор используется стакан 10. Расположение автосцепки вдоль оси вагона осуществляется регулировкой пружинных центрирующих элементов 22, связанных с рамой вагона.

Расцепной привод представляет собой рычаг 16, закрепленный на валике 5, и рукоятку 15, связанную с рычагом с помощью троса. Рукоятку после расцепления навешивают на специальный крюк, размещенный в нижней части корпуса автосцепки.

Автосцепное устройство закреплено на раме вагона с помощью цапф 11, входящих в соответствующие отверстия корпуса амортизатора 12.

Действие автосцепки происходит следующим образом.

Расцепление выполняется с помощью рукоятки 15, осуществляющей натяжение троса и поворот рычага 16 из положения *I* в положение *II*. В результате замок 17 поворачивается, освобождая серьгу 2 смежной автосцепки. Блокировочная тяга 20 при этом перемещается в положение *II*. Автосцепки расцеплены.

Удержание механизма в расцепленном положении производится с помощью *блокировочного механизма* (рисунок 9.6, *а*). Механизм состоит из корпуса 2, толкателя 1, с закрепленной на нем пластиной 4, и пружины 3. Для пластины 4 в корпусе предусмотрена специальная прорезь. В нижней части корпуса блокировочного механизма имеется подпружиненный упор 7, прижимающий блокировочную тягу 6 к выступу 5 корпуса. Замок удерживается в расцепленном положении с помощью блокировочной тяги 6, которая своим уступом 8 взаимодействует с выступом 5 корпуса.

В процессе сцепления автосцепок (рисунок 9.6, *б*) конический выступ 9 одной автосцепки входит в соответствующее углубление другой

автосцепки и нажимает на толкатель 1. Вследствие этого толкатель 1 перемещается и пластина 4, укрепленная на нем, нажимает на блокировочную тягу 6, выводя ее из зацепления с выступом 5 корпуса 2. Замок 11 под воздействием пружины 10 поворачивается против часовой стрелки. Вырез замка захватывает серьгу 12 смежной автосцепки и удерживает ее в крайнем положении. При этом во взаимодействующей автосцепке происходит аналогичный процесс.

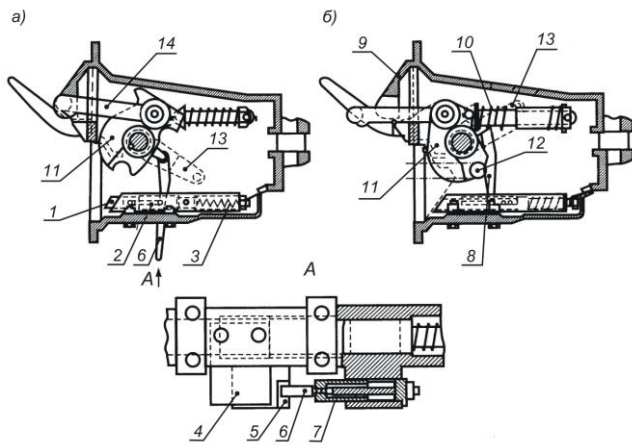


Рисунок 9.6 – Схемы, поясняющие работу блокировочного механизма автосцепки (а) и процесс сцепления (б) вагонов электропоезда ЭР200:

1 – толкатель; 2 – корпус блокировочного механизма; 3 – пружина; 4 – пластина; 5 – выступ корпуса; 6 – блокировочная тяга; 7 – подпружиненный упор; 8 – уступ блокировочной тяги; 9 – конический выступ автосцепки; 10 – пружина; 11 – замок; 12, 14 – серьга; 13 – расцепный рычаг

Сцепленное состояние характеризуется тем, что обе серьги натянуты и зазоры между контактирующими поверхностями автосцепок выбраны. Такое состояние обеспечивается расположением серьги за поперечной осью валика замка.

10 СЦЕПНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

10.1 Назначение и состав сцепного устройства

Сцепное устройство предназначено для механического соединения (ручного или автоматического) единиц пассажирского подвижного состава постоянного формирования, передачи и амортизации продольных усилий (ГОСТ 33434–2015).

Примечание – По способу соединения различают сцепки неавтоматического действия и автосцепки, механизм которых после расцепления и разведения единиц подвижного состава автоматически восстанавливают готовность к новому сцеплению.

Установка сцепных устройств производится только на пассажирский подвижной состав постоянного формирования (скоростной, высокоскоростной и моторвагонный), который не допускает переформирования в пути следования.

В состав сцепного устройства входят сцепка, поглощающий аппарат и детали, передающие нагрузку на раму вагона. Это обязательные составные части сцепного устройства. Сцепное устройство дополнительно может включать центрирующий прибор с упругой опорой хвостовика и расцепной привод.

Основные элементы сцепки (корпус, замок и направляющий элемент) показаны на рисунках 10.1–10.3.

Для соединения вагонов они должны быть оснащены сцепками аналогичных конструкций.

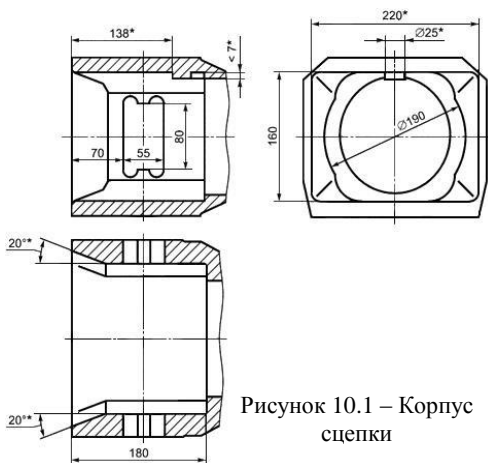


Рисунок 10.1 – Корпус сцепки

Примечание – Сцепка не обеспечивает непосредственное сцепление с автосцепкой. Требуется переходное устройство – адаптер.

Сцепки, входящие в состав сцепного устройства, выполняют жесткого типа и беззазорными, т. е. исключают продольные зазоры между сцепками после сцепления.

Сцепки имеют контур зацепления, образуемый внутренней поверхностью корпуса сцепки, а также наружными поверхностями замка и направляющими элементами, соответствующими рисункам 10.1–10.3 (ГОСТ 33434–2015).

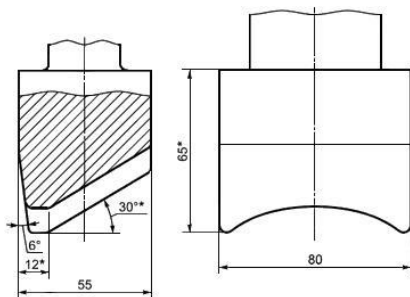


Рисунок 10.2 – Замок сцепки

Сцепки с контуром зацепления, не соответствующим ГОСТ 21447 или рисункам 10.1–10.3, допускаются к установке только на специальные виды пассажирского железнодорожного подвижного состава, не предусматривающие расцепления между ремонтами.

Сцепление сцепки с автосцепкой с контуром зацепления по ГОСТ 21447 осуществляется через адаптер (переходное приспособление).

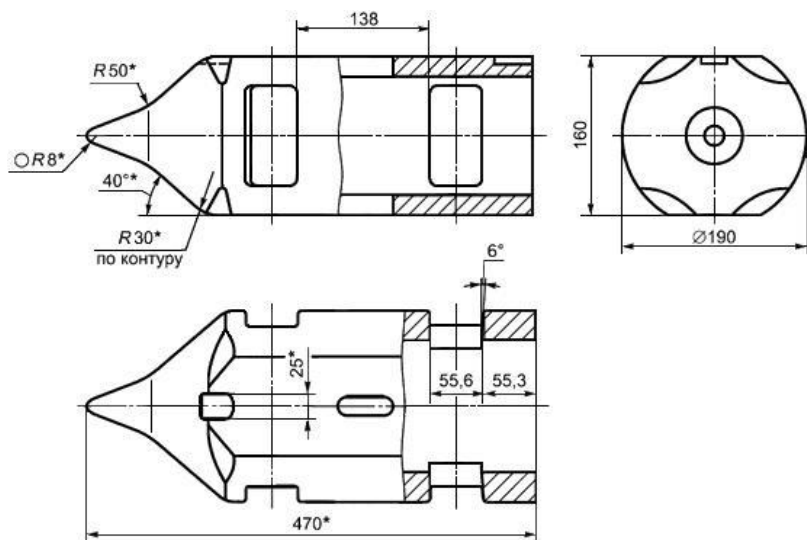


Рисунок 10.3 – Направляющий элемент сцепки

Примечание – Адаптер (переходное приспособление) – деталь или сборочная единица, обеспечивающие сцепление сцепки с автосцепкой и состоящие из хвостовика для соединения со сцепкой и зуба для соединения с автосцепкой (ГОСТ 33434-2015).

Требования к сцепным устройствам приведены в подразд. 5.2.

10.2 Конструкции безззорных сцепных устройств вагонов, применяемые на железных дорогах стран СНГ

Первое безззорное сцепное устройство (БСУ) БСУ-1 было разработано ВНИИТрансашем и ВНИИЖТом в середине 1980-х гг. для высокоскоростного электропоезда «Сокол». Выполненные испытания показали эффективность использования безззорного сцепного устройства и для других видов пассажирского подвижного состава – вагонов поездов локомотивной тяги и моторвагонного подвижного состава. В то же время требования, предъявляемые разными видами подвижного состава, к сцепным устройствам значительно различаются между собой. Это обусловило необходимость разработки на базе технических решений сцепного устройства БСУ-1 целого ряда конструкций безззорных сцепных устройств.

В настоящее время на железных дорогах России и стран СНГ для соединения пассажирских вагонов в поездах и МВПС постоянного формирования применяются следующие виды совместимых между собой безззорных сцепных устройств:

- БСУ-2 – для пассажирских вагонов поездов ПКБВ «Магистраль»;
- БСУ-3 – для новых и перспективных пассажирских вагонов ОАО «ТВЗ»;
- БСУ-4 – для вагонов пригородных электропоездов ЗАО «Спецремонт»;
- БСУ-ТМ – для вагонов электропоездов.

10.3 Безззорное сцепное устройство БСУ-1

Безззорное сцепное устройство БСУ-1 (рисунок 10.4) создавалось для соединения вагонов высокоскоростного электропоезда «Сокол».

Это устройство:

- обеспечивает полную автоматическую выборку зазоров в контуре зацепления и не требует применения буферов;
- улучшает продольную динамику поезда;
- уменьшает габариты и массу устройства;
- позволяет оборудовать сцепку автосоединителем магистралей.

Отметим, что при аварийном соударении поездов энергия удара поглощается жертвенной зоной кузова – тамбуром, который в поездах дальнего сообщения является наименее заполненным, а сцепка автоматически убирается в подвагонное пространство.

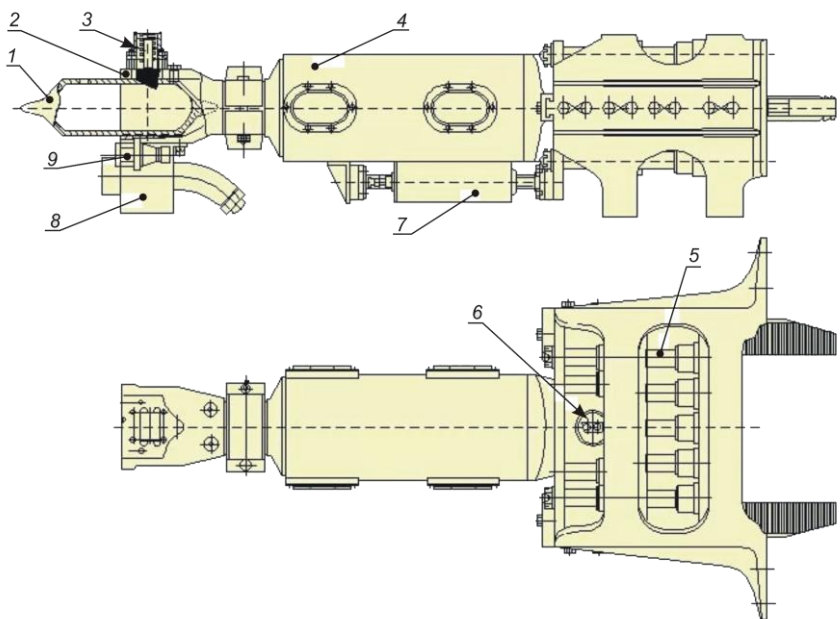


Рисунок 10.4 – Беззоровое сцепное устройство БСУ-1:

- 1 – направляющий элемент; 2 – корпус сцепки; 3 – замок; 4 – поглощающий аппарат;
 5 – аварийный амортизатор; 6 – сферический шарнир; 7 – центрирующее устройство;
 8, 9 – автосоединители электрических и воздушных магистралей

10.4 Беззоровое сцепное устройство БСУ-2

Беззоровое сцепное устройство БСУ-2 (рисунок 10.5) создано на базе основных технических решений, использованных в сцепном устройстве БСУ-1. Устройство БСУ-2 предназначено для вагонов поезда постоянного формирования, разрабатываемого ПКБВ «Магистраль», а его модификация БСУ-2Д – для вагонов электропоезда ЭД4М (ОАО «ДМЗ» и НПО Транспортного машиностроения).

Отличительные особенности сцепки БСУ-2 по сравнению с БСУ-1.

1 Увеличение прочности сцепки, что обусловлено более высокими нормативными нагрузками.

2 Обеспечение возможности обслуживания и осмотра сцепки с боковых сторон вагона.

3 Отсутствие в составе сцепного устройства аварийного амортизатора. Это связано с тем, что на пригородном подвижном составе в качестве жерт-

венного элемента нельзя использовать тамбур – наиболее заполненную пассажирами зону.

4 Установка на корпусе автосцепки с боковых сторон двух замков (а не одного сверху как на БСУ-1). Такое расположение замков позволяет расцеплять сцепки с любой стороны вагона и повышает прочность. В последующих конструкциях такое расположение замков стало стандартным и регламентировано разработанным ОСТ 32.193–2002.

5 Наличие специального винтового механизма, обеспечивающего одновременное выведения двух замков из отверстий направляющего элемента смежной сцепки в момент расцепления при воздействии с любой стороны вагона.

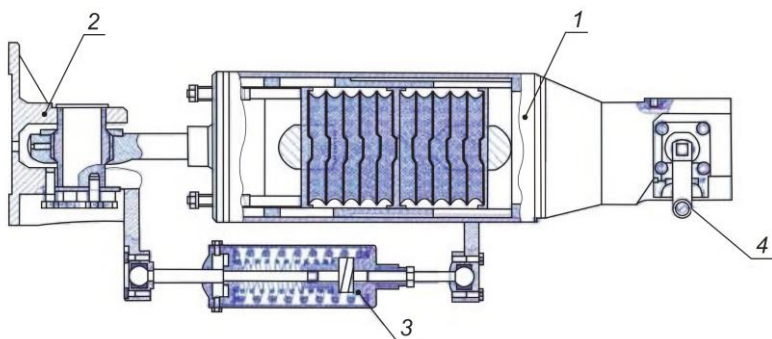


Рисунок 10.5 – Беззазорное сцепное устройство БСУ-2:

1 – корпус сцепки и поглощающего аппарата; 2 – установочная плита для крепления на раме вагона; 3 – центрирующее устройство; 4 – винтовой механизм

Следует отметить, что установочные размеры сцепок моделей БСУ-1 и БСУ-2 не позволяют использовать для их установки типовые рамы вагонов. Для их установки требуются рамы вагонов двух разных конструкций, что не является экономически оправданным.

Этого недостатка лишены сцепки моделей БСУ-3 и БСУ-4, которые устанавливаются на типовую раму в соответствии с ГОСТ 3475–81.

10.5 Беззазорное сцепное устройство БСУ-3

Назначение, основные параметры и характеристики. Сцепное устройство БСУ-3 разработано для использования на вновь строящихся вагонах (двухэтажных и некоторых одноэтажных) для поездов постоянного формирования (в том числе скоростных) производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (ТВЗ). С 2013 года сцепное устройство БСУ-3 устанавливается на современные двухэтажные вагоны, концепция которых

предусматривает использование для соединения вагонов только беззазорных сцепных устройств.

Устройство БСУ-3 по установочным размерам взаимозаменяемо с типовым автосцепным устройством СА-3, что позволяет размещать его на вагонах с типовой рамой. В случае необходимости оно может быть заменено автосцепным устройством СА-3 на вагоностроительном или вагоноремонтном заводах.

Контур зацепления сцепного устройства соответствует ГОСТ 33434–2015 и является инновационным решением, не имеющим аналогов в мире. В сцепном устройстве используется поглощающий аппарат типа Р-5П.

Основные параметры и технические характеристики БСУ-3:

- максимальное усилие растяжения, МН (тс) – 1,5 (150);
- максимальное усилие сжатия, МН (тс) – 2,5 (250);
- предварительное поджатие опоры центрирующей балочки, кН, не менее, – 4;
- расстояние между серединами опорных поверхностей центрирующих балочек для маятниковых подвесок, мм – 495 ± 8 ;
- область захвата при сцеплении, мм:
 - по вертикали – ± 70 ;
 - по горизонтали – ± 110 ;
- относительная скорость соударения при сцеплении, м/с – 0,4–2;
- максимальное угловое отклонение оси сцепки от номинального положения, град:
 - в горизонтальной плоскости – ± 7 ;
 - в вертикальной плоскости – ± 10 .

Основные составные части сцепного устройства. Сцепное устройство БСУ-3, размещенное на вагоне, включает следующие составные части:

- сцепку с направляющим конусом и приводом расцепного механизма на одном из концов вагона (рисунок 10.6, а);
- сцепку с приемным отверстием и механизмами сцепления на другом конце вагона (рисунок 10.6, б);
- центрирующие приборы, поглощающие аппараты и детали, передающие нагрузку на раму (на обоих концах вагона).

В составе поезда все сцепки одного исполнения должны быть направлены в одну сторону.

Схема сцепного устройство БСУ-3 показана на рисунке 10.7.

Конструктивно сцепки различаются съемными элементами, которые служат для улавливания сцепок при сцеплении и выполнения операций сцепления и расцепления.

Сцепное устройство БСУ-3 может выполняться с двумя видами корпусов сцепки: разъемным и монолитным.

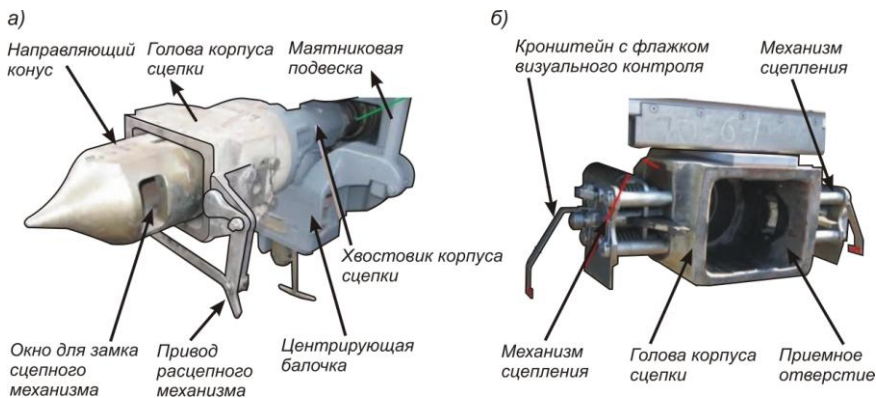


Рисунок 10.6 – Безззорное сцепное устройство БСУ-3:

а – сцепка с направляющим конусом и приводом расцепного механизма; б – сцепка с приемным отверстием и механизмами сцепления

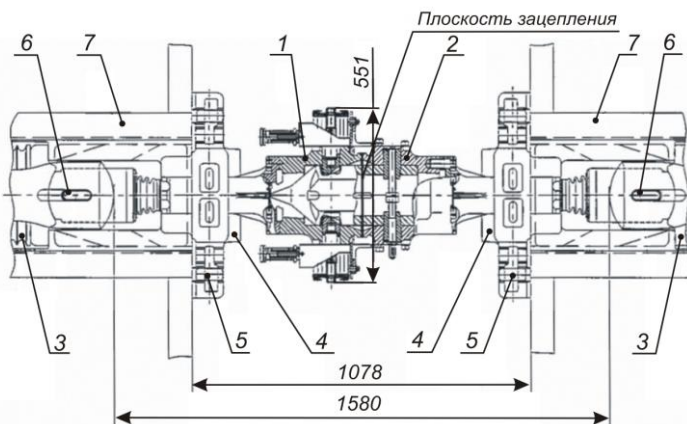


Рисунок 10.7 – Схема безззорного сцепного устройства БСУ-3 (вид в плане):

1 – сцепка с механизмами сцепления; 2 – сцепка с направляющим конусом, ручными замками и приводом механизма расцепления; 3 – поглощающие аппараты типа Р-5П; 4 – центрирующие балочки; 5 – маятниковые подвески центрирующих балочек; 6 – клинья тягового хомута; 7 – элементы хребтовой балки вагона

Конструкция БСУ-3 с разъемным корпусом сцепки. В таком устройстве (рисунок 10.8) корпус сцепки состоит из головы 1 и хвостовика 3, соединенных болтами 2. В свою очередь хвостовик корпуса сцепки связан резьбовым соединением с шарнирным узлом 4. В конструкции предусмот-

рено устройство стопорения 5, предотвращающее самоотвинчивание сферы шарнирного узла от хвостовика корпуса.

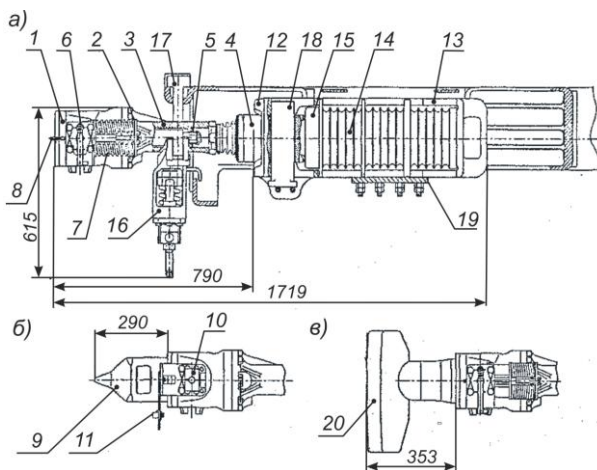


Рисунок 10.8 – Сцепное устройство БСУ-3 с разъемным корпусом (вид сбоку) и переходником:

- а* – сцепка с механизмами сцепления; *б* – сцепка с направляющим конусом, ручными замками и приводом механизма расцепления; *в* – сцепка с переходником;
- 1 – голова; 2 – болты; 3 – хвостовик; 4 – шарнирный узел; 5 – стопор; 6 – механизм сцепления; 7 – аккумуляторы энергии механизма расцепления; 8 – силовой клин механизма расцепления; 9 – направляющий конус; 10 – ручные замки; 11 – упор механизма расцепления с приводом; 12 – поглощающий аппарат Р-5П; 13 – тяговый хомут; 14 – резинометаллические элементы; 15 – упорная плита; 16 – центрирующая балочка; 17 – маятниковые подвески; 18 – клин тягового хомута; 19 – поддерживающая планка; 20 – переходник

Для обеспечения сцепления с автосцепкой СА-3 в процессе маневровых работ сцепки оснащаются переходником (рисунок 10.8, *в*). В случае необходимости установки переходника в сцепку с направляющим конусом и приводом расцепного механизма направляющий конус должен быть удален.

Конструкция БСУ-3 с монолитным корпусом сцепки. В такой конструкции (рисунок 10.9) хвостовик корпуса 1 соединен с шарнирным узлом 2 стяжной гайкой 3, которая имеет левую и правую резьбы. Самоотвинчивание сферы шарнирного узла от хвостовика корпуса предотвращают штифты 4 и штифт 5. Для стопорения стяжной гайки 3 служит винт 6.

Конструкция сцепки с приемным отверстием и механизмами сцепления. Сцепка (рисунок 10.10) служит для улавливания направляющего конуса, сцепления и передачи растягивающих и сжимающих продольных усилий на поглощающий аппарат и далее на вагон.

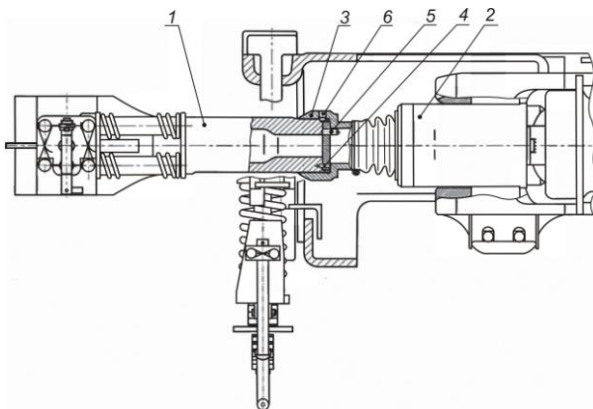


Рисунок 10.9 – Сцепное устройство БСУ-3 с монолитным корпусом (вид сбоку):

1 – голова; 2 – шарнирный узел; 3 – стяжная гайка (контргайка);
4, 5 – штифты диаметром 6 (2 шт.) и 9 мм; 6 – винт

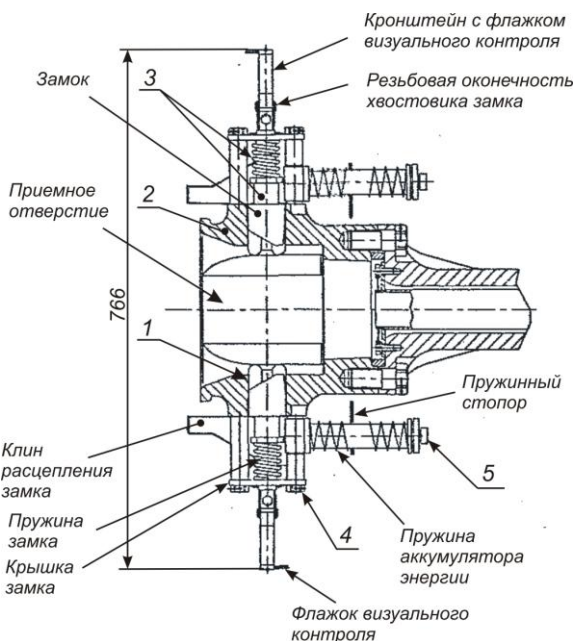


Рисунок 10.10 – Сцепка с механизмами сцепления (вид в плане):

1 – окно для замка механизма сцепления; 2 – голова корпуса сцепки; 3 – замок механизма сцепления в положении готовности к сцеплению; 4 – болт; 5 – силовой болт пружин аккумулятора

Для выполнения этих функций сцепка имеет приемное отверстие в голове 2 корпуса для ввода направляющего конуса и два механизма сцепления 3, каждый из которых закреплен на голове корпуса с помощью четырех болтов 4.

Для ввода замков механизмов сцепления на боковых поверхностях головы корпуса сцепки предусмотрены соответствующие окна 1. Замок имеет прорезь и резьбовую часть на хвостовике, а также скобы на рабочих поверхностях.

В прорезь хвостовика замка вводится расцепной клин (клин расцепления замка), который поджимается к замку пружинами аккумулятора энергии.

Скобы на рабочих поверхностях замков необходимы для обеспечения безззорного соединения сцепок.

Для принудительного сжатия пружин аккумулятора (например, при установке переходника) используется силовой болт 5. Фиксация болта от выворачивания выполняется пружинным стопором.

Для контроля сцепщиком полноты срабатывания замков предназначены флажки визуального контроля и щитки (рисунки 10.10 и 10.11).

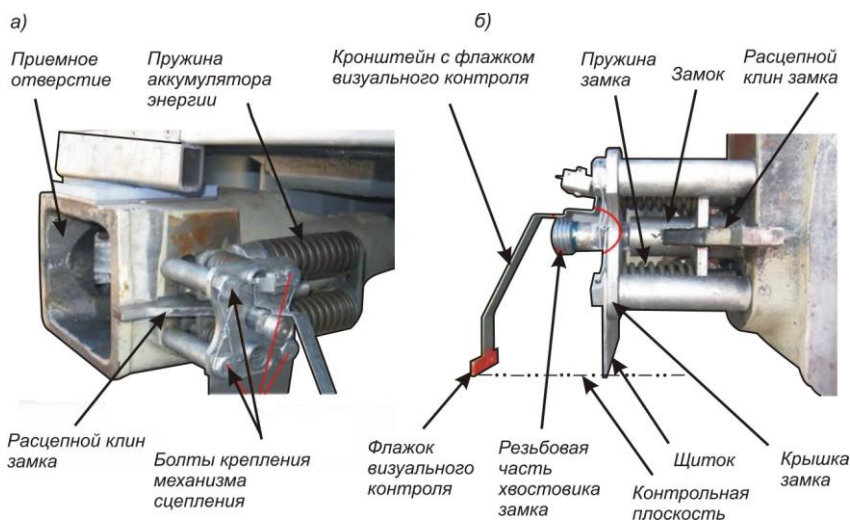


Рисунок 10.11 – Общий вид механизма сцепления:

а – вид сбоку сцепки; б – вид с торца сцепки

Конструкция сцепки с направляющим конусом и приводом расцепного механизма. Сцепка с направляющим конусом (рисунки 10.12) предназначена для соединения со сцепкой, имеющей приемное отверстие и механизмы сцепления. Назначение направляющего конуса – центрирования

сцепок относительно друг друга, их сцепления, передача растягивающих и сжимающих продольных усилий на поглощающий аппарат и затем на вагон.

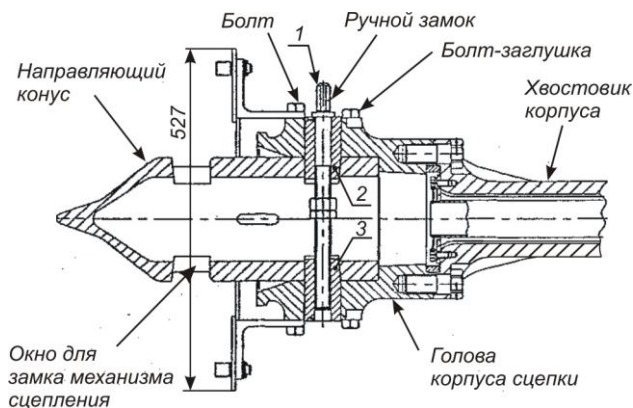


Рисунок 10.12 — Сцепка с направляющим конусом и приводом расцепного механизма:

1 – винт ручного замка; 2, 3 – засовы ручного замка

Конус вводится в отверстие головы корпуса и закрепляется на корпусе с помощью ручных замков, для размещения которых предусмотрены окна в конусе и голове корпуса сцепки. На этой сцепке также расположены упорные части механизма расцепления с приводом (рисунки 10.13 и 10.14).

Вместо направляющего конуса может быть установлен переходник, обеспечивающий соединение с автосцепкой СА-3.

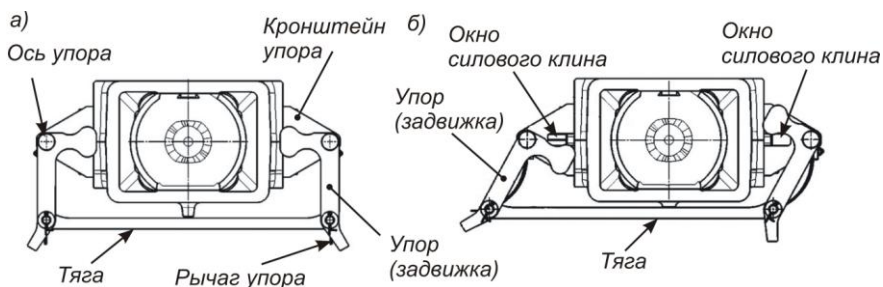


Рисунок 10.13 — Положения привода расцепного механизма:

а – в сцепленном состоянии; б – при расцеплении

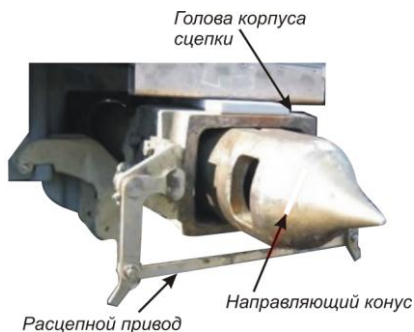


Рисунок 10.14 — Общий вид привода расцепного механизма

Конструкции шарнирного узла.

Шарнирный узел предназначен для передачи продольного усилия от хвостовика корпуса сцепки к поглощающему аппарату и обеспечения поворота сцепки в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Для разъемного и монолитного корпусов сцепок предусмотрены шарнирные узлы различного конструктивного исполнения (рисунки 10.15 и 10.16).

Продольное тяговое (растягивающее) усилие передается от хвостовика корпуса на шарнирный узел через сферу – с помощью резьбового соединения хвостовика со сферой, вкладыш, гайку шарнира и корпус шарнирного узла; продольное сжимающее усилие – через сферу, подпятник и корпус шарнирного узла.

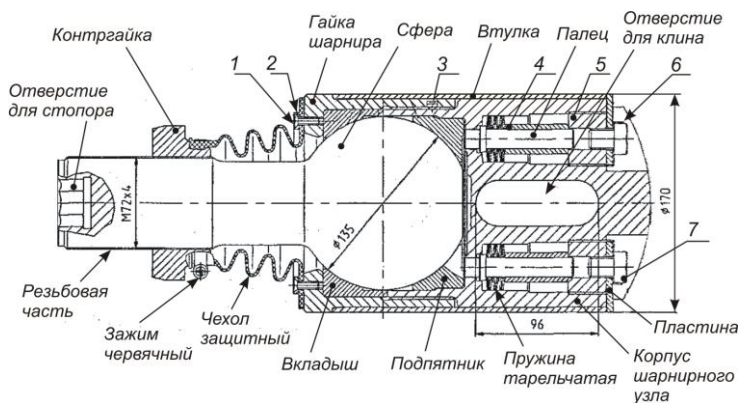


Рисунок 10.15 — Шарнирный узел для БСУ-3 с разъемным корпусом сцепки:
1 – винт; 2 – шайба; 3 – винт; 4 – втулка; 5 – гайка; 6 – шайба; 7 – болт

Для защиты рабочих поверхностей сферы используются защитный чехол. В полости защитного чехла и корпуса закладывается несменяемая смазка.

Конструкции центрирующих приборов. Центрирующее устройство служит для автоматической установки сцепки сцепного устройства БСУ-3 в горизонтальном вдоль оси вагона положении. Оно включает центрирующий прибор с маятниковыми подвесками.

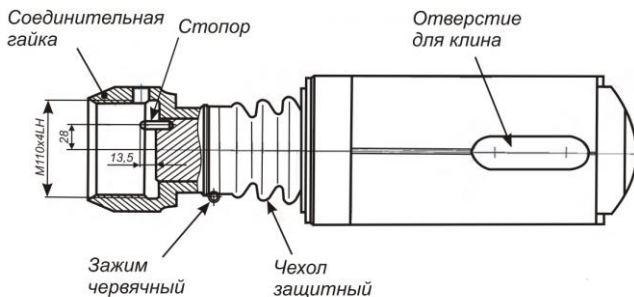


Рисунок 10.16 – Шарнирный узел для БСУ-3 с монолитным корпусом сцепки

В сцепном устройстве БСУ-3 используются центрирующие приборы с упругой (подпружиненной) опорой хвостовика. Они различаются конструкцией центрирующей балочки, в качестве которой используются центрирующая балочка оригинальной конструкции (рисунок 10.17) или балочка автосцепки СА-3 (рисунок 10.18).

Центрирующий прибор с балочкой оригинальной конструкции (см. рисунок 10.17) состоит из центрирующей балочки 1, опоры (поддерживающей плиты) 2, штока 3, двух направляющих 9, силовой пружины 5, двух маятниковых подвесок и механизмов стопорения и снятия опоры с фиксации.

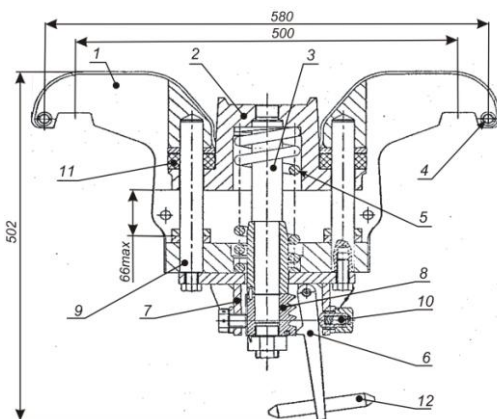


Рисунок 10.17 – Схема центрирующего прибора с центрирующей балочкой оригинальной конструкции:

- 1 – центрирующая балочка; 2 – опора; 3 – шток; 4 – оси; 5 – силовая пружина; 6 – собачка;
7 – корпус храповика; 8 – втулка храповика; 9 – направляющие; 10 – упор собачки;
11 – демпфер; 12 – рычаг собачки

Центрирующая балочка имеет две проушины, с помощью которых она подвешивается на типовых маятниковых подвесках к переднему упору, закрепленному на раме вагона. В проушинах предусмотрены отверстия для установки предохранительных осей 4, которые предотвращают соскакивание балочки с маятниковых подвесок при движении вагонов.

Механизм стопорения (храповой механизм) включает зубчатую втулку (втулку храповика) 8, собачку 6, подпружиненный упор 10, демпфер 11 и рычаг 12. Демпфер 11 предназначен для смягчения ударного воздействия силовой пружины, рычаг 12 – для выключения храповика.

Центрирующий прибор с балочкой автосцепки СА-3 (см. рисунок 10.18) состоит из центрирующей балочки 1, опоры 2, штока 3, силовой пружины 5, двух маятниковых подвесок и механизма фиксации (храпового механизма).

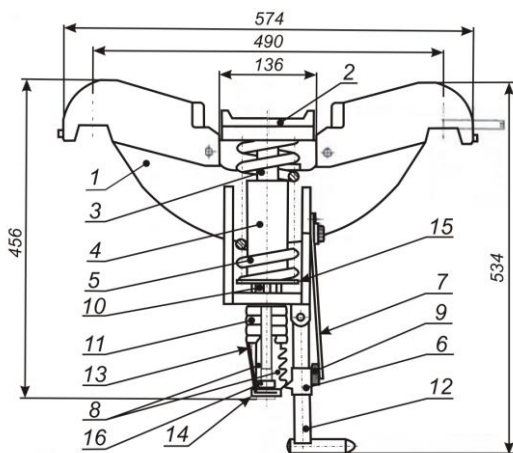


Рисунок 10.18 – Схема центрирующего прибора с центрирующей балочкой автосцепки СА-3:

- 1 – корпус; 2 – опора; 3 – шток; 4 – втулка; 5 – силовая пружина; 6 – собачка; 7 – пружина;
 8 – гребенка храповика; 9 – винт; 10 – гайка регулировки высоты;
 11 – демпфер (пружина тарельчатая (10 шт.) или резиноканевые кольца (4–5 шт.); 12 – рычаг;
 13 – винт; 14 – гайка; 15 – шайба упорная; 16 – болт технологический

В состав механизма фиксации входят гребенка (зубчатая втулка) храповика 8, установленная на штоке 3, собачка 6, пластинчатая пружина 7, демпфер 11, регулировочные гайки 10 и 14, технологические болты 16, фиксирующий винт 13.

Пластинчатая пружина 7 обеспечивает прижатие собачки 6 к гребенке (к зубьям втулки). Демпфер (пружина тарельчатая) 11 предназначен для амортизации ударных взаимодействий деталей прибора при резком распрямлении силовой пружины 5 в момент срабатывания храповика. Гайки 10 и 14 служат для регулировки высоты сцепки (поднятие-опускание опоры 2), технологические болты 16 обеспечивают фиксацию принудительного сжатия силовой пружины 5 в процессе установки и снятия балочки на вагоне. С помощью винта 9 производится регулировка усилия поджатия собачки 6 храпового механизма. Винт 13 используется для фиксации гребенки храповика 8 на штоке 3.

Вертикальные колебания вагонов, возникающие в процессе движения, приводят к периодическому нажатию хвостовика сцепки на подпружиненную опору 2 (рисунки 10.16 и 10.17), перемещая её вниз вместе со штоком 3 и гребенкой (втулкой) храповика 8, установленной на штоке.

При этом гребенка (втулка) храповика 8 своими зубьями последовательно (первым, вторым, третьим) цепляется за зуб собачки 6, препятствуя вращению опоры в первоначальное положение. В результате постепенно образуется зазор между опорой балочки и хвостовиком. Этот зазор устраняется вручную при расцеплении вагонов.

Возврат опоры в первоначальное положение производится следующим образом. С помощью специального ключа отводится рычаг 12 от зубьев гребенки храповика 8, что приводит к выходу зуба собачки 6 из зацепления с зубьями гребенки 8. В результате силовая пружина 5 отожмет опору 2 в верхнее положение, то есть в состояние готовности к сцеплению. При этом собачка 6 обеспечит готовность храпового механизма к работе.

Регулировка положения оси головы сцепки по вертикали выполняется в следующем порядке. При несоответствии продольных высот сцепок вагонов на величину, превышающую допустимую, нужно повернуть гайку 14 на нужное количество оборотов исходя из того, что шаг ее резьбы составляет 2 мм. Далее необходимо обеспечить заданное предварительное поджатие пружины 5, путем завинчивания гайки 10 до получения расстояния 267 мм.

Сцепление вагонов. Для обеспечения сцепления вагонов необходимо выполнение следующих условий:

- на одном из сцепляемых вагонов должна быть сцепка с приемным отверстием и механизмами сцепления, на другом – сцепка с направляющим конусом и приводом расцепного механизма;
- центрирующие приборы сцепляемых вагонов должны находиться в исходном положении (зубья храповиков выведены из зацепления с собачкой);
- смещения голов сцепок сцепляемых вагонов в вертикальной и горизонтальной плоскостях не должны превышать допустимых значений.

Последовательность сцепления (рисунок 10.19). Направляющий конус сцепки сцепляемого вагона вводится в приемное отверстие

головы смежной сцепки. При этом происходит перемещение расцепных клиньев и освобождение пружин механизма сцепления (пружин замков). В результате замки автоматически входят в окна направляющего конуса, обеспечивая (за счет наличия скобов на рабочих поверхностях замков) сцепление вагонов. Затем осуществляется визуальный контроль правильности сцепления.

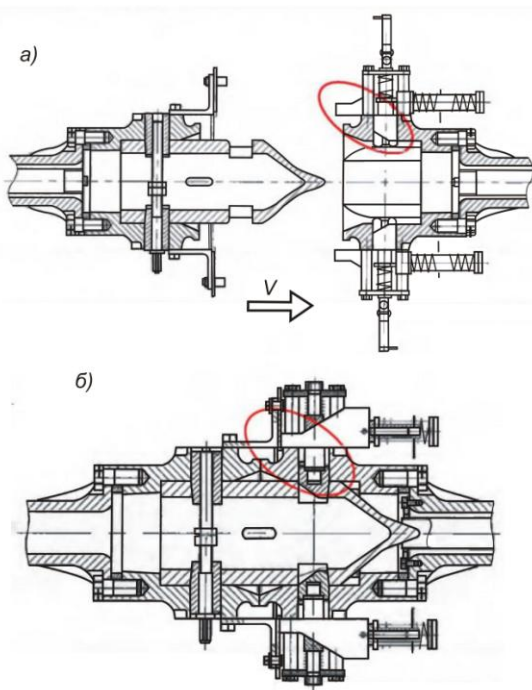


Рисунок 10.19 — Состояние сцепки БСУ-3 перед (а) и после (б) сцепления

Контроль правильности сцепления выполняется без захода в пространство между вагонами следующим образом:

- контролируется полнота срабатывания механизмов сцепления по положению флажков относительно контрольной плоскости, проходящей по нижним кромкам щитков (рисунок 10.20): флажки, окрашенные в красный цвет, должны полностью располагаться ниже контрольной плоскости;
- проверяется отсутствие сквозного зазора по плоскости сцепления сцепок;
- контролируется положение хвостовиков замков. При положении «сцеплено» часть хвостовика, окрашенная в белый цвет 15 (см. рисунок 10.20) не

видна; при неполном сцеплении – видна. В этом случае надо либо поджать сцепляемые вагоны с помощью локомотива, добившись отсутствия наблюдаемого выступающего белого пояска на хвостовике за габариты крышки замка, либо повторить сцепление. При положении «расцеплено» часть хвостовика, окрашенная в белый цвет, наблюдается за пределами крышки замка.

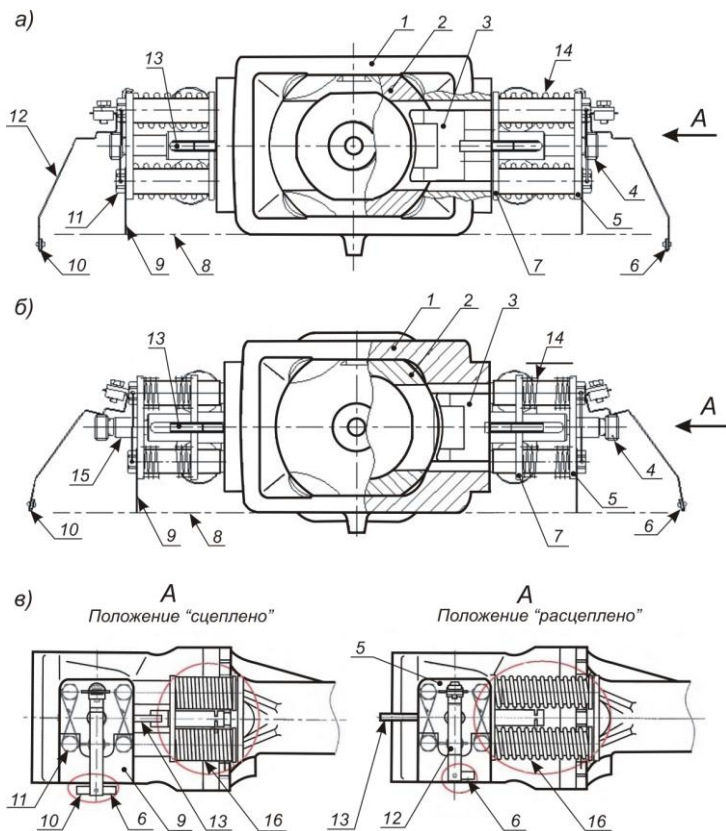


Рисунок 10.20 — Положение флажков и хвостовиков замков БСУ-3:

а – положение «сцеплено»; *б* – положение «расцеплено»; *в* – виды А;
 1 – голова корпуса сцепки с механизмами сцепления; 2 – направляющий конус смежной сцепки; 3 – замок механизма сцепления; 4 – резьбовая часть хвостовика замка; 5 – крышка замка; 6, 10 – флажки визуального контроля; 7 – подвижная пластина замка; 8 – контрольная плоскость; 9 – щиток; 11 – болт крепления механизма сцепления; 12 – кронштейн флажка визуального контроля; 13 – расцепный клин замка; 14 – пружина замка; 15 – часть хвостовика замка, окрашенная в белый цвет; 16 – пружина аккумулятора энергии

Расцепление вагонов. Расцепление вагонов выполняется без захода в пространство между вагонами.

Последовательность расцепления.

Рычаг упора (см. рисунок 10.13) поворачивают, используя специальный ключа, до щелчка. Щелчок свидетельствует о срабатывании пружинных аккумуляторов энергии, т. е. возврате расцепных клиньев замков в нерабочее положение (положение «расцеплено»), и соответственно выходе замков из окон направляющего конуса. При этом между торцами голов сцепок появляется небольшой зазор.

Визуальный контроль полного выхода замков из окон конуса производится по положению флажков и хвостовиков замков (см. рисунок 10.20). Признаком полного выхода замков является отсутствие выступания флажков 6 и 10 за нижний край щитков 9 и выступание белого пояска 15 хвостовика за крышку 5.

Затем вагоны разводят и выполняют возврат опор хвостовиков сцепок в первоначальное положение. Возврат опоры в первоначальное положение рассмотрен при описании конструкции центрирующего прибора (см. рисунок 10.18). В случае невыхода одного или обоих замков используют специальный ключ с резьбовым съемником М30. Замок выводят из окна конуса путем наворачивания ключа на резьбовую оконечность хвостовика замка 4 (см. рисунок 10.20). После расцепления вагонов замок возвращают в исходное состояние.

10.6 Беззазорное сцепное устройство БСУ-3М

Беззазорное сцепное устройство БСУ-3М разработано ОАО «ВНИИТрансмаш». В нем использованы лучшие конструкторские решения сцепного устройства БСУ-3.

Конструкция модернизированного сцепного устройства БСУ-3М более проста и надежна за счет того, что в ней отсутствует силовая резьба, а сложный и дорогой сферический шарнир заменен шарниром с горизонтальным цилиндрическим шкворнем. Хвостовик сцепного устройства БСУ-3М позволяет использовать упряжь автосцепки СА-3. Уменьшена трудоемкость изготовления и обслуживания сцепки.

Унификация по хвостовику с автосцепкой СА-3 позволяет использовать сцепное устройство БСУ-3М на специальных грузовых вагонах для перевозки особо ценных и хрупких грузов с повышенными скоростями движения.

Сцепное устройство БСУ-3М может использоваться на всех вагонах производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод», ОАО «Демидовский машиностроительный завод», ООО «Уральские локомотивы», АО «Тихвинский вагоностроительный завод», а также при модернизации под-

вижного состава при плановых видах ремонта. Сцепное устройство БСУ-3М имеет экспортный потенциал по поставкам в страны, входящие в «пространство 1520 мм».

10.7 Безазорное сцепное устройство БСУ-4

Сцепное устройство *БСУ-4* разработано для установки на электропоездах, прошедших капитальный ремонт с продлением срока службы. Это электропоезда ЭМ2И, ЭМ4 «Спутник» и ЭМ2.

Конструктивные особенности устройства *БСУ-4* определяются более жесткими требованиями к цене устройства, доля которой в стоимости ремонта больше, чем при строительстве нового вагона. Поэтому в конструкции *БСУ-4* предусмотрено использование узлов и деталей автосцепного устройства вагонов, проходящих капитальный ремонт, которые соответствуют требованиям действующих инструкций и могут быть сохранены для дальнейшей эксплуатации.

Сцепное устройство *БСУ-4* обеспечивает жесткое безазорное соединение вагонов, уменьшение ударных нагрузок на раму вагона и сцепку при движении поезда. В *БСУ-4* использован новый контур зацепления и применен шаровой шарнир с высокими антиизносными свойствами.

Сцепное устройство *БСУ-4* используется в следующих исполнениях:

- *БСУ-4* – базовое исполнение пассивного устройства;
- *БСУ-4К* – активное устройство с центрирующим конусом;
- *БСУ-4П* – устройство с переходником для маневровых работ со сцепкой СА-3.

При формировании состава вагоны оборудуются с одной стороны устройством *БСУ-4*, с другой – устройством *БСУ-4К* (рисунок 10.21).

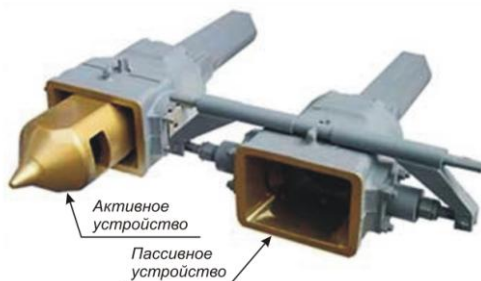


Рисунок 10.21 – Безазорное сцепное устройство БСУ-4

Сцепное устройство БСУ-4 (рисунок 10.22) состоит из головки 1 с автоматическими клиновыми замками 2 и механизмом расцепления 10, хво-

столика 3, шарнирного узла 5, хомута 6, амортизатора 7, упорной плиты 8, поглощающего аппарата 9 и центрирующей балочки 11, подвешенной на маятниковых рычагах 4.

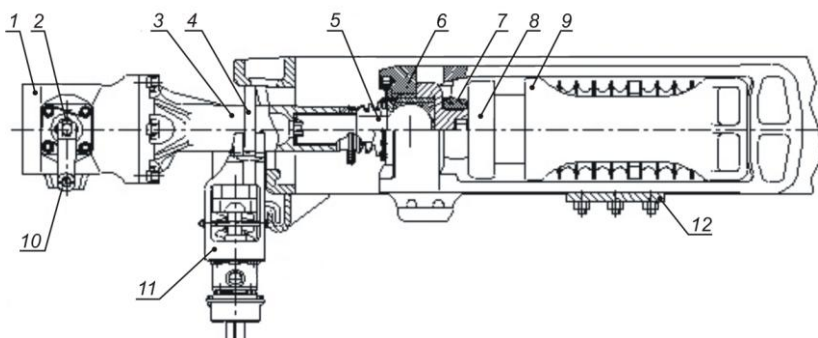


Рисунок 10.22 – Схема безззорного сцепного устройства БСУ-4 в базовом исполнении:

1 – головка сцепки; 2 – автоматические клиновые замки; 3 – хвостовик сцепки; 4 – маятниковые рычаги; 5 – шарнирный узел; 6 – тяговый хомут; 7 – амортизатор; 8 – упорная плита; 9 – поглощающий аппарат; 10 – механизм расцепления; 11 – центрирующая балочка; 12 – плита

Сцепное устройство БСУ-4К (рисунок 10.23) отличается от БСУ-4 наличием центрирующего конуса 13 и клинового зажима 14, устанавливаемого вместо автоматических замков 2 и механизма расцепления 10.

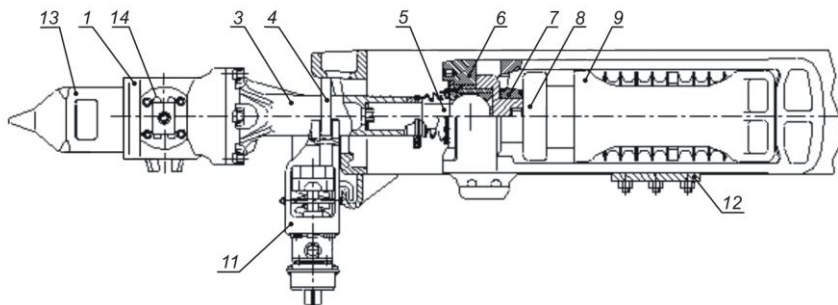


Рисунок 10.23 – Схема безззорного сцепного устройства БСУ-4К с центрирующим конусом (активное исполнение):

1 – головка сцепки; 3 – хвостовик сцепки; 4 – маятниковые рычаги; 5 – шарнирный узел; 6 – тяговый хомут; 7 – амортизатор; 8 – упорная плита; 9 – поглощающий аппарат; 11 – центрирующая балочка; 12 – плита; 13 – центрирующий конус; 14 – клиновый зажим

Примечание – Как уже отмечалось, сцепные устройства *БСУ-4* и *БСУ-4К* устанавливают на противоположных сторонах вагона. При переформировании состава может возникнуть необходимость перенесения центрирующего конуса на другой конец вагона. В этом случае с устройства *БСУ-4* снимаются механизм расцепления *10* и автоматические замки *2*, а в головку сцепки вставляются центрирующий конус *13* и клиновой зажим *14*.

Сцепное устройство БСУ-4П (рисунок 10.24) используется при проведении маневровых работ для передвижения отдельных вагонов локомотивом, оборудованным стандартной автосцепкой *СА-3*. На рисунке 10.24 показан вариант установки переходника на сцепку *БСУ-4* с автоматическими замками.

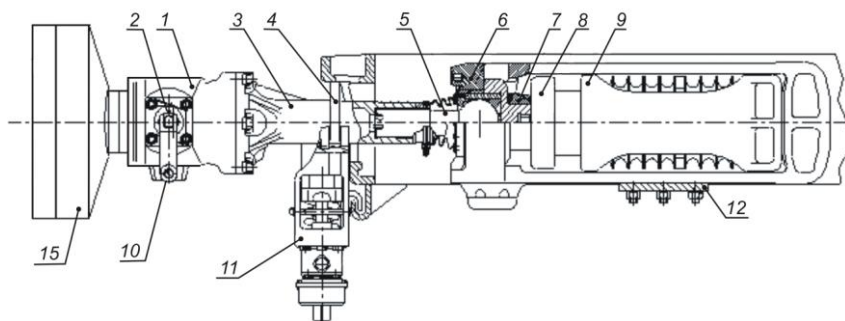


Рисунок 10.24 – Схема безззорного сцепного устройства *БСУ-4П* с переходником для маневровых работ со сцепкой *СА-3*:

1 – головка сцепки; *2* – автоматические клиновые замки; *3* – хвостовик сцепки; *4* – маятниковые рычаги; *5* – шарнирный узел; *6* – тяговый хомут; *7* – амортизатор; *8* – упорная плита; *9* – поглощающий аппарат; *10* – механизм расцепления; *11* – центрирующая балочка; *12* – плита; *15* – переходник

Принцип работы сцепки БСУ-4. Соединение вагонов, оборудованных сцепным устройством *БСУ-4*, поясняется на рисунке 10.25.

При соединении вагонов центрирующий конус вводится в головку сцепки, при этом стопоры замков автоматически входят в окна центрирующего конуса. В результате обеспечивается надежное безззорное соединение вагонов.

Головка сцепки с автоматическими замками и механизмом расцепления. Головка сцепки обеспечивает сцепление вагонов и передачу тяговых и тормозных усилий, возникающих в процессе эксплуатации электропоезда, на поглощающий аппарат.

Головка сцепки вместе с автоматическими замками *2* и механизмом расцепления *3* показана на рисунках 10.26 и 10.27, автоматический замок – на рисунке 10.28.

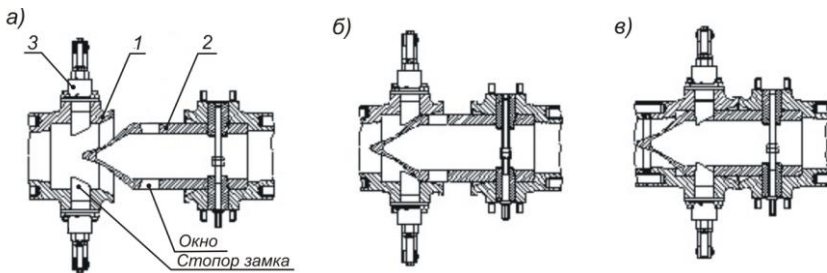


Рисунок 10.25 – Соединение вагонов, оборудованных сцепным устройством БСУ-4: а – исходное положение; б – центрирование конуса; в – автосцепка в сцепленном состоянии; 1 – головка автосцепки с автоматическими замками; 2 – центрирующий конус; 3 – автоматический замок

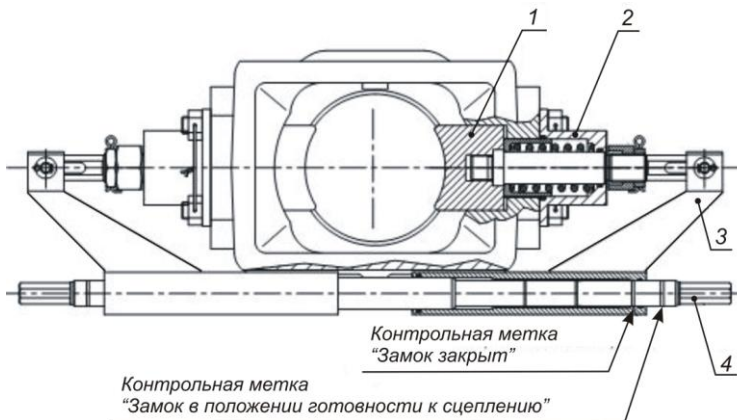


Рисунок 10.26 – Головка сцепки с автоматическими замками и механизм расцепления:

1 – стопоры; 2 – автоматические замки; 3 – механизм расцепления; 4 – винт управления механизмом расцепления

Ручное управление механизмом расцепления. При необходимости, вращением винта 4 с помощью специального ключа с восьмигранной головкой (см. рисунок 10.26) может быть обеспечено ручное управление механизмом расцепления.

На поверхности каждого хвостовика нанесены две метки в виде кольцевых проточек, соответствующие положениям «замок в положении готовности к сцеплению» и «замок закрыт».

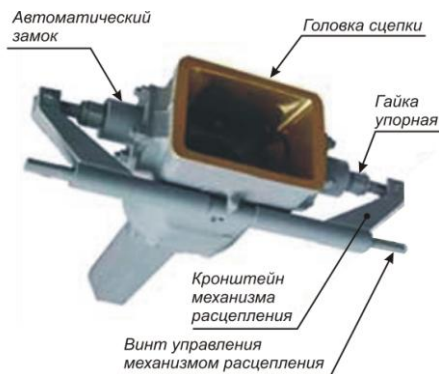


Рисунок 10.27 – Общий вид головки сцепки с автоматическими замками и механизмом расцепления

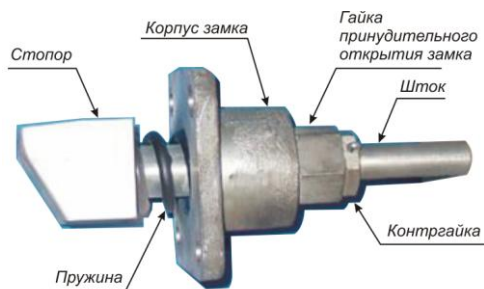


Рисунок 10.28 – Общий вид автоматического замка, устанавливаемого на головку сцепного устройства БСУ-4

Поглощающий аппарат с шарнирным узлом. Поглощающий аппарат с шарнирным узлом (рисунок 10.29) включает следующие основные части: шаровой палец 1, установленный в корпусе 3 шарнирного узла, тяговый хомут 2, упорную плиту 5 с демпфером 4 и поглощающий аппарат Р-2П 6. Шарнирный узел предназначен для обеспечения поворота хвостовика автосцепки относительно вагона.

Поглощающий аппарат с шарнирным узлом устанавливается в раму вагона и закрепляется в ней поддерживающей плитой 12 от автосцепки СА-3 (см. рисунки 10.22–10.24).

Соединение хвостовика головки сцепки с шарнирным узлом показано на рисунке 10.30. Хвостовик 12 головки сцепки вворачивается силовым ключом в резьбовую часть шарового пальца 7 до упора в торец.

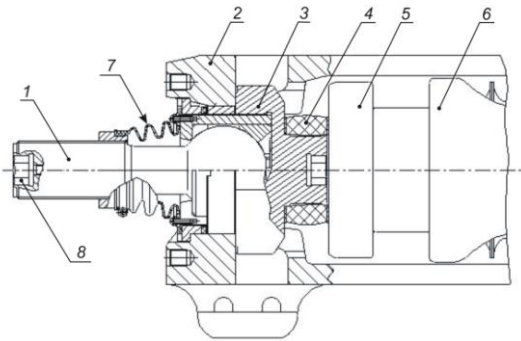


Рисунок 10.29 – Поглощающий аппарат с шарнирным узлом:

1 – шаровой палец; 2 – тяговый хомут; 3 – корпус шарнирного узла; 4 – демпфер; 5 – упорная плита; 6 – поглощающий аппарат Р-2П; 7 – защитный чехол с хомутом крепления; 8 – шестигранное гнездо для фиксатора резьбового соединения шарнирного узла с хвостовиком головки сцепки

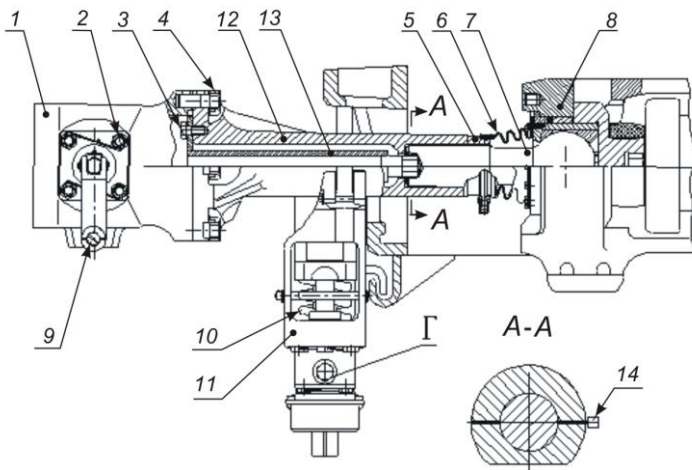


Рисунок 10.30 – Соединение хвостовика сцепки с шарнирным узлом:

1 – корпус головки; 2 – гайка крепления корпуса автоматического замка; 3 – болт крепления фиксатора резьбового соединения хвостовика; 4 – контрольный шуп; 5 – контргайка; 6 – защитный чехол с хомутом крепления; 7 – шаровой палец шарового узла; 8 – тяговый хомут; 9 – механизм расцепления; 10 – пружина; 11 – центрирующая балочка; 12 – хвостовик сцепки; 13 – фиксатор резьбового соединения шарнирного узла с хвостовиком головки сцепки

Контровка резьбового соединения хвостовика головки сцепки с шарнирным узлом выполняется контргайкой 5 и дополнительно фиксатором 13.

Фиксатор вставляется в головку сцепки и входит своим шестигранным наконечником на глубину не менее 15 мм в шестигранное гнездо резьбовой части пальца шарнирного узла. После чего фланец фиксатора крепится к головке сцепки болтами 3 (М10).

В процессе движения электропоезда продольные растягивающие (тяговые) и сжимающие (тормозные) нагрузки передаются от головки автосцепки на аппарат Р-2П. Растягивающие усилия – через резьбовое соединение хвостовика автосцепки с шаровым пальцем, корпус шарнирного узла и тяговый хомут; сжимающие – через шаровой палец, корпус шарнирного узла и упорную плиту.

Центрирующий прибор. Назначение центрирующего прибора – поддержание сцепного устройства БСУ-4 в исходном положении перед сцеплением вагонов. Прибор состоит (рисунок 10.31) из центрирующей балочки 1, опоры 2, штока 3, двух направляющих 12, пружины 5, двух маятниковых подвесок, механизмов стопорения и снятия опоры с фиксации.

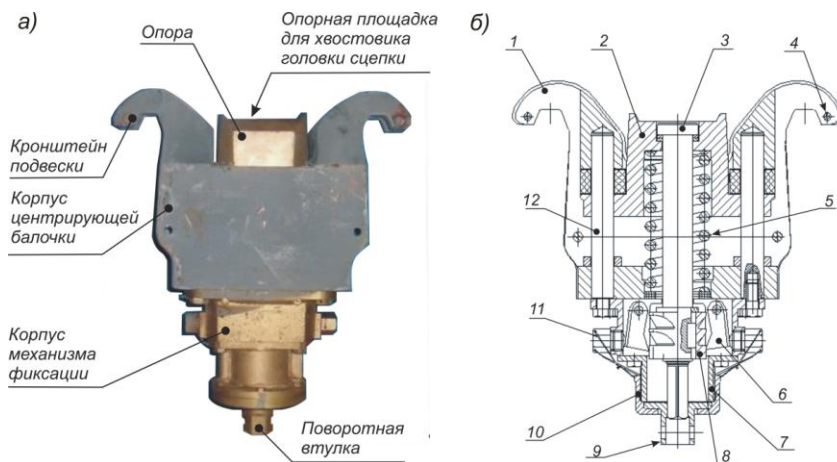


Рисунок 10.31 – Центрирующий прибор:

а – общий вид; *б* – схема;

1 – корпус; 2 – опора; 3 – шток; 4 – предохранительная ось; 5 – пружина;
6 – собачка; 7 – стакан; 8 – зубчатая втулка; 9 – поворотная втулка; 10 – крышка;
11 – плунжер; 12 – направляющие

Механизм стопорения (фиксации) включает зубчатую втулку 8, две собачки 6 и два подпружиненных плунжера 11, *механизм снятия опоры с фиксации* – стакан 7, поворотную втулку 9 и крышку 10.

Центрирующая балочка имеет две проушины, с помощью которых она подвешивается на типовых маятниковых подвесках. Прουшины имеют от-

верстия для установки предохранительных осей 4, предотвращающих соскакивание балочки с маятниковых подвесок при движении вагонов.

В результате вертикальных колебаний вагонов, возникающих при движении поезда, хвостовик сцепки периодически нажимает на подпружиненную опору 2, перемещая её вниз вместе со штоком 3. При этом втулка 8, которая установлена на штоке, своими зубьями (последовательно первым, вторым, третьим) цепляется за собачки 6, препятствуя возвращению опоры в первоначальное положение. Вследствие этого между опорой балочки и хвостовиком образуется зазор, который устраняется вручную при расцеплении вагонов.

Возврат опоры в первоначальное положение производится поворотом поворотной втулки 9 на 90° в любую сторону с помощью спецключа. Вместе с втулкой повернется шток 3, хвостовик которого входит во внутреннее отверстие поворотной втулки, а также установленная на нем зубчатая втулка 8. В результате зубья втулки выйдут из зацепления с собачками 6 и пружина 5 переместит опору 2 в верхнее исходное положение. Затем необходимо привести механизм фиксации в рабочее положение. Для чего вновь осуществляют поворот поворотной втулки 9 на 90°.

Сцепление вагонов. Перед сцеплением необходимо удостовериться, что на одном из сцепляемых вагонов установлено сцепное устройство БСУ-4К с центрирующим конусом, в другом – БСУ-4 с автоматическими замками и расцепным механизмом.

Последовательность сцепления вагонов:

1 Привести сцепку БСУ-4 в положение готовности к сцеплению (рисунок 10.32):

– стопоры 1 замков слегка развести (до образования зазора порядка 2–10 мм между упорной гайкой 5 и корпусом замка 2), вращая винт 4 с помощью специального ключа;

– кронштейны 3 механизма расцепления выдвинуть в крайнее положение до образования зазора не менее 30 мм между осью валика кронштейна 3 и краем окна оси стопора.

2 Подвести сцепляемые вагоны на расстояние 1–1,5 м между головками сцепок.

3 Проверить и при необходимости выставить ориентацию центрирующего конуса относительно корпуса головки сцепки. При смещении головок сцепок в вертикальной плоскости более 60 мм проверить положение опоры 2 относительно корпуса центрирующей балочки (см. рисунок 10.31).

4 Поставить под колеса сцепляемого вагона башмаки.

5 Соединить вагоны аналогично сцеплению вагонов, оборудованных сцепками СА-3. В процессе сцепления необходимо осуществлять контроль срабатывания автоматических замков. Процесс срабатывания характеризуется тем, что в момент входа центрирующего конуса в головку сцепки, сто-

поры выходят из головки сцепки на 30 мм и в момент сцепки под действием пружин возвращаются в исходное положение.

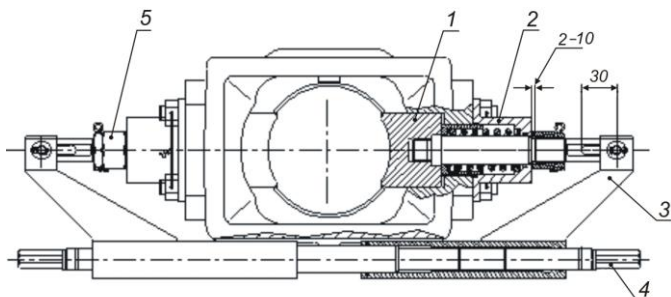


Рисунок 10.32 – Положение сцепки *BCU-4* в режиме готовности к сцеплению:
 1 – стопор; 2 – корпус автоматического замка; 3 – кронштейн механизма расцепления; 4 – винт;
 5 – гайка упорная (гайка штока стопора)

6 Стянуть автоматические замки с помощью спецключа (рисунок 10.33). Это обеспечивается вращением хвостовика винта 4 в направлении стягивания кронштейнов 3 до момента, когда кронштейны 3 выберут все зазоры в автоматическом замке, а валик кронштейна 3 упрется в основание отверстия оси стопора. При этом расстояние между гайкой 5 штока стопора и его корпусом 2 должно быть в диапазоне 2–9 мм в зависимости от степени износа рабочей поверхности стопоров.

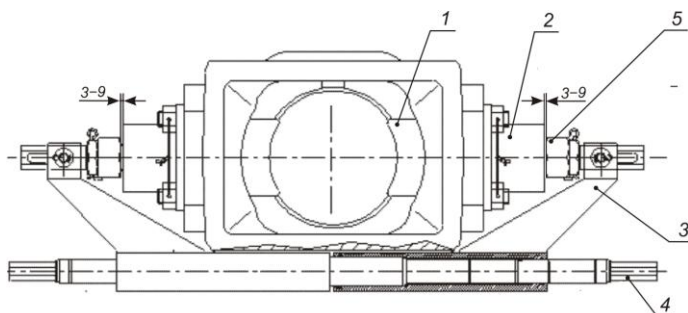


Рисунок 10.33 – Положение сцепки *BCU-4* в сцепленном положении и
 выбранных зазорах:
 1 – стопор; 2 – корпус автоматического замка; 3 – кронштейн механизма расцепления; 4 – винт;
 5 – гайка штока стопора

Расцепление вагонов.

1 Развести кронштейны 3 на головке автосцепки с автоматическими замками в крайнее положение, пока зазор между упорной гайкой 2 и корпусом 1 стопора замка не станет около 30 мм (рисунок 10.34).

2 Развести вагоны.

3 Снять с фиксации опору центрирующего прибора на сцепках БСУ-4 и БСУ-4К и вернуть ее в первоначальное положение.

Возврат опоры 2 в первоначальное верхнее положение выполняется поворотом поворотной втулки 9 на 90° в любую сторону (см. рисунок 10.32). Затем необходимо вновь повернуть поворотную втулку на 90° для приведения механизма фиксации в рабочее положение.

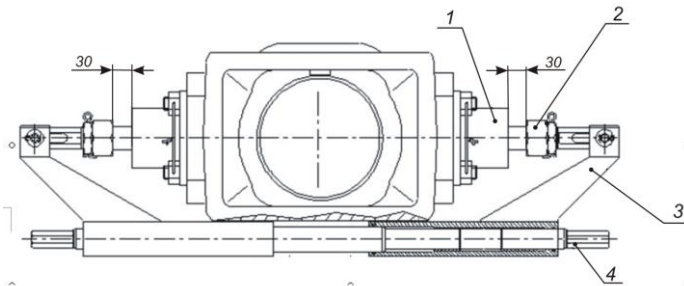


Рисунок 10.34 – Положение сцепки БСУ-4 в режиме готовности к расцеплению: 1 – корпус автоматического замка; 2 – гайка упорная (гайка штока стопора); 3 – кронштейн механизма расцепления; 4 – хвостовик винта

10.8 Беззазорное сцепное устройство БСУ-ТМ136

Назначение и характеристики. Межвагонное беззазорное сцепное устройство БСУ-ТМ136 предназначено для пассажирских вагонов локомотивной тяги и вагонов моторвагонного подвижного состава.

Основные параметры и характеристики сцепки [25]:
Тип поглощающего аппарата – Т-7П-01.

Максимальные усилия без деформации деталей сцепного устройства, кН:
растягивающие – 1500; сжимающие – 2500.

Энергоемкость поглощающего аппарата, кДж, не менее, при усилии не более 1500 кН: для вагонов локомотивной тяги – 35; для моторвагонного подвижного состава – 20.

Усилие полного сжатия поглощающего аппарата, кН, не менее – 1500.

Рабочий ход поглощающего аппарата, мм, не более – 80.

Относительная скорость соударения вагонов при сцеплении, км/ч, не более – 3;

Относительное линейное смещение осей головок при сцеплении, мм, не более: в вертикальной плоскости – 70; в горизонтальной плоскости – 110.

Максимально допустимые отклонения осей сцепок от номинального положения в процессе эксплуатации: в горизонтальной плоскости – $\pm 17^\circ$; в вертикальной плоскости – $\pm 10^\circ$.

Назначенный срок службы поглощающего аппарата Т-7П составляет 28 лет. Гарантийный срок эксплуатации сцепного устройства – 36 месяцев со дня его ввода в эксплуатацию или 600 тыс. км пробега.

Конструктивные исполнения сцепки. Межвагонное беззазорное сцепное устройство *БСУ-ТМ136* выполняется в пятнадцати конструктивных исполнениях:

– *БСУ-ТМ136-01...БСУ-ТМ136-09* – для моторвагонного подвижного состава;

– *БСУ-ТМ136-10...БСУ-ТМ136-14* – для пассажирских вагонов локомотивной тяги.

Каждое конструктивное исполнение образуется установкой внешнего оборудования на базовое исполнение сцепки.

Варианты конструктивного исполнения сцепки приведены в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Варианты конструктивного исполнения сцепки

Исполнение	Конструктивные особенности
<i>БСУ-ТМ136-00</i> (база для исполнения -01...-04)	Корпус головы сцепки удлинен на 50 мм
<i>БСУ-ТМ136-05</i> (база для исполнения -06...-09)	–
<i>БСУ-ТМ136-10</i> (база для исполнения -10...-14)	На корпусе узла тягового отсутствуют направляющие ползья
<i>БСУ-ТМ136-01, БСУ-ТМ136-06, БСУ-ТМ136-11</i>	Оснащаются пружинными замками и винтовым расцепителем
<i>БСУ-ТМ136-02, БСУ-ТМ136-07, БСУ-ТМ136-12</i>	Оснащаются центрирующим конусом и клиновым замком
<i>БСУ-ТМ136-03, БСУ-ТМ136-08, БСУ-ТМ136-13</i>	Оснащаются замками быстрого расцепления типа БЗМ
<i>БСУ-ТМ136-04, БСУ-ТМ136-09, БСУ-ТМ136-14</i>	Оснащаются центрирующим конусом, клиновым замком и расцепным приводом типа БЗМ

Конструкция сцепного устройства. Общий вид базового исполнения сцепного устройства *БСУ-ТМ136-13* показан на рисунке 10.35 Поглощаю-

щий аппарат 2, центрирующий прибор 3, упорная плита 4 и маятниковые подвески 5 устанавливаются при монтаже сцепки на вагон.

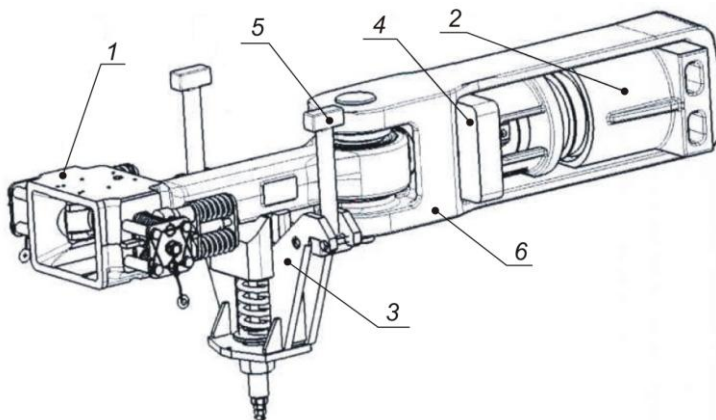


Рисунок 10.35 – Общий вид сцепного устройства БСУ-ТМ136-13:
1 – сцепка; 2 – поглощающий аппарат; 3 – центрирующий прибор; 4 – упорная плита;
5 – маятниковая подвеска; 6 – корпус тяговый

Конструкция сцепки. Базовые исполнения сцепки – исполнения БСУ-ТМ136-00, БСУ-ТМ136-05, БСУ-ТМ136-10 (рисунок 10.36) включают корпус сцепки 1 и тяговый корпус 2, связанные шарнирным узлом (сферическим подшипником и пальцем 3).

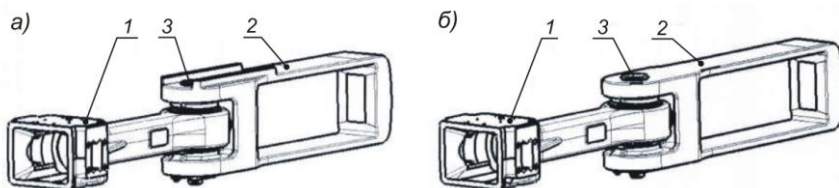
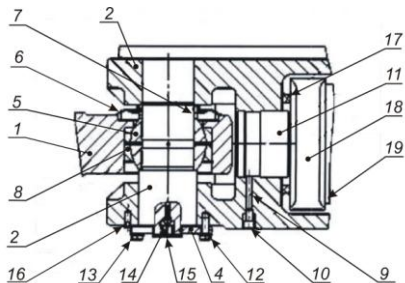


Рисунок 10.36 – Базовые исполнения сцепок:
а – исполнения -00, -05; б – исполнение -10;
1 – корпус сцепки; 2 – тяговый корпус; 3 – палец

Шарнирный узел (рисунок 10.37) образован сферическим подшипником 5 и пальцем 3.

Рисунок 10.37 – Шарнирный узел:
 1 – корпус сцепки; 2 – корпус тяговой; 3 – палец; 4 – планка; 5 – подшипник сферический; 6 – гофрированный чехол; 7 – втулка распорная; 8 – кольцо стопорное пружинное; 9 – фиксатор; 10 – винт; 11 – упор; 12 – болт; 13 – шайба стопорная отгибная; 14 – масленка; 15, 16 – заглушки; 17 – демпфер; 18 – упорная плита; 19 – поглощающий аппарат



Подшипник 5 запрессован в корпус сцепки 1 и зафиксирован пружинным стопорным кольцом 8, установленным в проточку корпуса. Сверху подшипник закрыт гофрированным чехлом 6 с установленной в нем распорной втулкой 7.

Палец 3 фиксируется планкой 4, закрепленной к тяговому корпусу 2 болтами 12 со стопорными отгибными шайбами 13. Палец оборудован резервной масленкой 14, которая закрыта заглушкой 15.

В тяговый корпус 2 ввинчен упор 11, который зафиксирован фиксатором 9, поджатым болтом 10. Кроме того на тяговом корпусе винтами закреплен демпфер 17.

Технологические отверстия в тяговом корпусе закрыты заглушками 16.

Конструктивное исполнение корпуса сцепки в сборе со сферическим подшипником показано на рисунке 10.38.

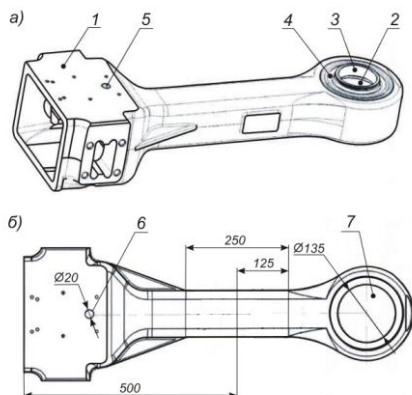


Рисунок 10.38 – Корпус сцепки со сферическим подшипником:

а – общий вид; б – вид сверху на корпус;

1 – корпус сцепки; 2 – сферический подшипник; 3 – распорная втулка; 4 – гофрочехол; 5 – штифт; 6 – отверстие под штифт; 7 – отверстие под сферический подшипник

Сферический подшипник 2 запрессован в серьгу корпуса 1 сцепки и закрыт гофрированным чехлом 4 с распорной втулкой 3.

Конструктивное исполнение тягового корпуса в сборе (тягового узла) иллюстрируется рисунком 10.39. Пояснения некоторых элементов конструкции тягового узла были даны при описании шарнирного узла.

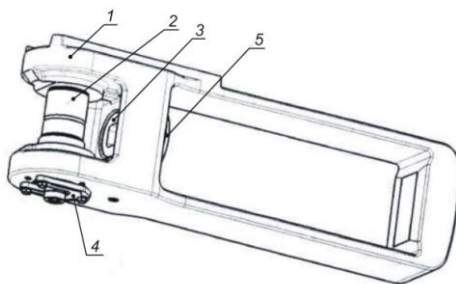


Рисунок 10.39 – Узел тяговый:

1 – тяговый корпус; 2 – палец; 3 – упор; 4 – планка; 5 – демпфер

Конструктивное исполнение головы сцепки иллюстрируется рисунками 10.40–10.42.

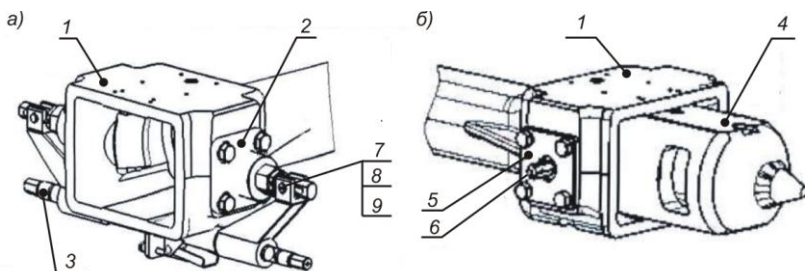


Рисунок 10.40 – Голова сцепки:

а) – винтовым распепным механизмом и автоматическими замками (исполнения -01, -06, -11);

б) – с центрирующим конусом и клиновым замком (исполнения -02, -07, -12);

1 – корпус сцепки; 2 – автоматический замок; 3 – распепной механизм; 4 – центрирующий конус; 5 – крышка с прокладкой; 6 – клиновой замок; 7 – ось; 8 – шайба; 9 – шплинт

Конструкция узлов сцепки. К узлам сцепки относятся замки и механизмы расцепления.

Клиновой замок (рисунок 10.43) включает шток 1 со стопором 2 и стопор 3 с резьбовым и сигнальным А отверстиями. На шток навинчены две гайки: регулировочная 4 и контровочная 5. При установке клинового замка

сигнальное отверстие *A* должно быть направлено в сторону плоскости сцепления.

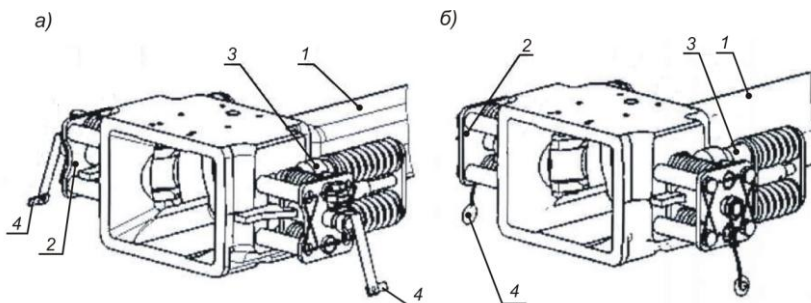


Рисунок 10.41 – Голова сцепки с замками БЗМ (исполнения -03, -08, -13):
a – флажок с прямоугольным наконечником; *б* – флажок с круглым наконечником;
 1 – корпус сцепки; 2, 3 – замок быстрого расцепления (БЗМ) левый и правый; 4 – флажок

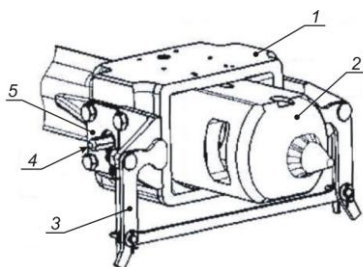


Рисунок 10.42 – Голова сцепки с центрирующим конусом, расцепным приводом и клиновым замком (исполнения -04, -09, -14):
 1 – корпус сцепки; 2 – центрирующий конус; 3 – расцепной привод; 4 – клиновой замок;
 5 – крышка с прокладкой

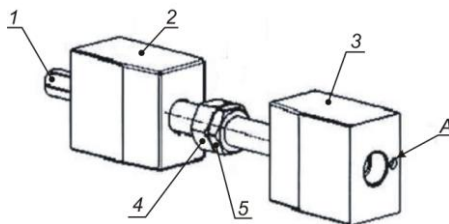


Рисунок 10.43 – Клиновой замок:
 1 – шток; 2 – стопор; 3 – стопор с резьбовым отверстием; 4 – гайка регулировочная;
 5 – гайка контровочная

Пружинный замок (рисунок 10.44) включает стопор 1 с хвостовиком, на цилиндрической части которого установлены корпус замка 2 и пружина 3. Для фиксации корпуса замка с пружиной используются упорная гайка 4 и гайка 5, навинченные по резьбовой части хвостовика. Гайка 5 стопорится шплинтом 7.

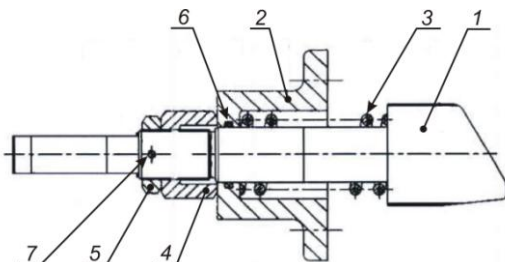


Рисунок 10.44 – Пружинный замок:

1 – стопор; 2 – корпус замка; 3 – пружина; 4 – гайка упорная; 5 – гайка; 6 – кольцо уплотнительное; 7 – шплинт

Уплотнительное кольцо 6, установленное в корпусе, служит для предотвращения попадания загрязнений в полость замка.

Упорная гайка 4 может быть использована для сдвига стопора 1 с места при его заклинивании в окне центрирующего конуса. Это обеспечивается закручиванием гайки в упор корпуса замка 2.

Замок быстрого расцепления типа БЗМ с «прямоугольными» контрольными флажками приведен на рисунке 10.45.

В центральное отверстие пластины 3 вставлен хвостовик 13 стопора 1, на конце которого закреплен резьбовой наконечник 2. Между фланцем 4, являющемся частью хвостовика 13 стопора 1, и пластиной 3 установлены две пружины 5, для фиксации которых используются направляющие втулки 15. Направляющие трубки 15 вставлены расточенным концом в отверстия пластины 3 и зафиксированы осями 7. На оси 7 с помощью поводка 16 свободно вращается флажок 8. Различие между правым и левым замками заключается в том, на какую из двух осей 7 установлен флажок 8.

В паз на хвостовике 13 вставлен клин 9. С клином 9 жестко связан хвостовик с уступом, в который упирается передняя опора 19. Хвостовик клина имеет резьбу под технологический болт 10. Между передней 19 и задней 20 опорами на направляющих трубках 18 установлены пружины 11, представляющие собой аккумуляторы энергии. Направляющие трубки 18 присоединены к втулкам 17, установленным на двух распорных втулках 14.

Замок быстрого расцепления типа БЗМ с «круглыми» контрольными флажками приведен на рисунке 10.46.

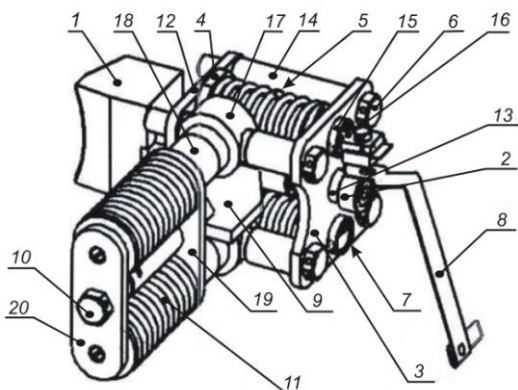


Рисунок 10.45 – Замок БЗМ с «прямоугольными» контрольными флажками:
 1 – стопор; 2 – резьбовой наконечник; 3 – пластина; 4 – фланец; 5 – пружина стопора;
 6 – установочные болты; 7 – ось; 8 – клин; 9 – пружина; 10 – технологический болт; 11 – пружина на клин; 12 – транспортировочная пластина; 13 – хвостовик; 14 – распорная втулка; 15 – направляющая трубка; 16 – поводок; 17 – втулка; 18 – направляющая трубка; 19, 20 – передняя и задняя опоры

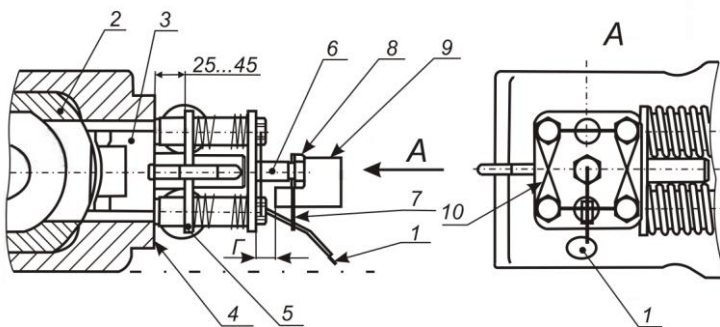


Рисунок 10.46 – Замок БЗМ с «круглыми» контрольными флажками:
 1 – «круглый» флажок визуального контроля положения замка; 2 – центрирующий конус;
 3 – замок; 4 – торец окна для замка; 5 – подвижные упоры пружин замка; 6 – хвостовик замка;
 7 – толкатель флажка; 8 – гайка; 9 – скоба ТК 8371-4703 (используется для проверки срабатывания замка); 10 – проволока 1,8-1Ц ГОСТ 3782

Конструкция замка БЗМ с «круглыми» флажками аналогична замку БЗМ с «прямоугольными» флажками. Различие – в исполнении флажков визуального контроля положения замка и их работе.

«Круглый» флажок 1 (см. рисунок 10.46) в отличие от «прямоугольного» устанавливается на нижнюю ось 7 (см. рисунок 10.45). Толкатель флажка 7 (см. рисунок 10.46) зажат на хвостовике 6 гайкой 8. При перемещении хвостовика 6 толкатель флажка 7 поднимает флажок 1.

Положение замков и хвостовиков замка БЗМ в сцепленном и расцепленном состояниях показано на рисунках 10.47 и 10.48.

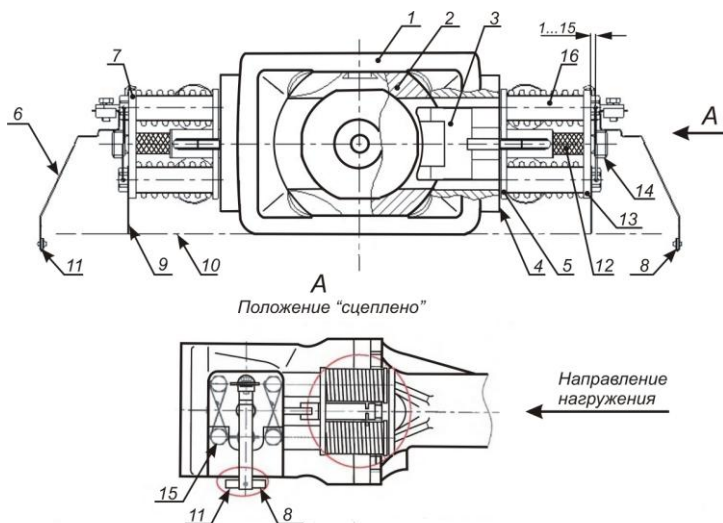


Рисунок 10.47 – Вид спереди и сбоку на голову сцепки с замком БЗМ (положение замков и хвостовиков замка в сцепленном состоянии):

- 1 – корпус сцепки; 2 – направляющий конус; 3 – стопор; 4 – торец окна для замка; 5 – подвижные упоры пружин замка; 6 – кронштейн флажка визуального контроля; 7, 13 – крышки замка; 8 – флажок визуального контроля положения замка; 9 – щиток; 10 – контрольная плоскость; 11 – флажок визуального контроля противоположного борта; 12 – контрольная полоса хвостовика замка; 14 – гайка хвостовика замка; 15 – болт; 16 – втулка

Механизм расцепной винтового типа изображен на рисунке 10.49.

Механизм представляет собой ходовой винт 3 с резьбой М27, на котором установлены рычаги 1 и 2. При этом рычаг 1 имеет левую резьбу, рычаг 2 – правую. На торце винта 3 имеется метка, которая указывает на то, что с этой стороны винта нарезана левая резьба. В результате, при вращении винта в одну сторону рычаги будут расходиться, при вращении в другую – сходиться.

На цилиндрической поверхности рычага 1 имеется приваренная к ней пластина с гайкой, в которой по резьбе движется толкатель 4. На цилиндрической поверхности рычага 2 размещен флажок сигнала расцепа 5, который под действием толкателя 4 отклоняется на своей оси.

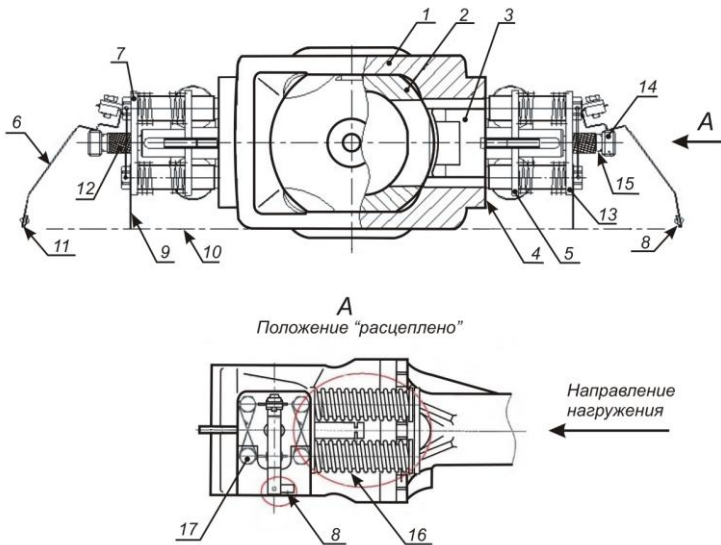
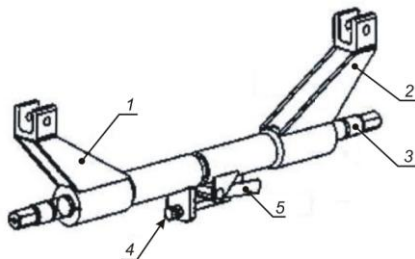


Рисунок 10.48 – Вид спереди и сбоку на голову сцепки с замком БЗМ (положение замков и хвостовиков замка в расцепленном состоянии):
 1 – корпус сцепки; 2 – направляющий конус; 3 – стопор; 4 – торец окна для замка; 5 – подвижные упоры пружин замка; 6 – кронштейн флажка визуального контроля; 7, 13 – крышки замка; 8 – флажок визуального контроля положения замка; 9 – щиток; 10 – контрольная плоскость; 11 – флажок визуального контроля противоположного борта; 12 – контрольная полоса хвостовика замка; 14 – гайка хвостовика замка; 15 – хвостовик замка; 16 – пружина аккумулятора; 17 – болт

Рисунок 10.49 – Механизм расцепной винтовой типа:

1, 2 – рычаги левый и правый; 3 – ходовой талрепный винт; 4 – толкатель флажка; 5 – флажок сигнала расцепа



Привод расцепной замков типа БЗМ (рисунок 10.50) состоит из двух кронштейнов 1, двух рычагов 2, тяги 3 и двух возвратных пластинчатых пружин 6. Рычаги 2, закрепленные на осях 4 кронштейнов 1, соединены тягой 3 через оси 5. Отклонению рычагов 2 от нейтрального положения будут препятствовать возвратные пластинчатые пружины 6, которые заправлены в петли осей 5.

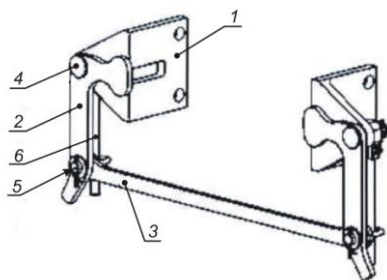


Рисунок 10.50 – Привод расцепной:
1 – кронштейн; 2 – рычаг; 3 – тяга; 4, 5 – оси;
6 – возвратная пластинчатая пружина

В состав центрирующего прибора входят корпус 1 центрирующей балочки с подпятником 4 и опора 2. Между опорой 2 и подпятником 4 расположена поддерживающая пружина 3. Опора 2 скользит по ребрам передних кронштейнов корпуса 1. В отверстие опоры 2 вставлен шток 5, проходящий внутри пружины 3. На резьбовой конец штока навинчены две гайки 9, которые стопорятся шплинтом 10.

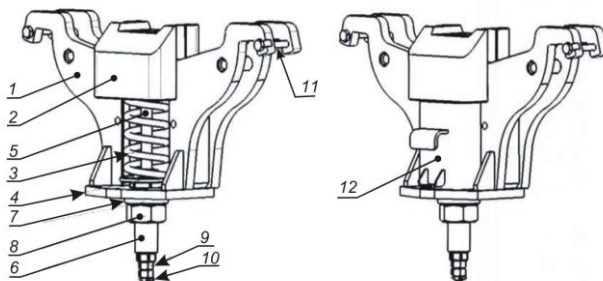


Рисунок 10.51 – Центрирующий прибор для моторвагонного подвижного состава:
1 – корпус центрирующей балочки; 2 – опора; 3 – пружина; 4 – подпятник; 5 – шток; 6 – винт;
7 – втулка; 8, 9 – гайки; 10 – шплинт; 11 – болт; 12 – стопор

Регулирование отклонения оси сцепки от горизонтали и достижение тем самым требуемой высоты головки сцепки над уровнем головки рельса обеспечивается вращением винта 6 по резьбе во втулке 7. В результате осуществляется поднятие опоры 2. Для фиксации положения винта 6 используется контргайка 8 и гайки 9, которые заворачивают до упора в торец винта 6.

В случае необходимости применения переходника для маневровых работ в центрирующем приборе дополнительно устанавливается стопор 12.

10.8.2 Беззазорное сцепное устройство БСУ-ТМ120

Челябинское ОАО «Федеральный научно-производственный центр «Станкомаш» разработал беззазорное сцепное устройство БСУ-ТМ для высокоскоростных пассажирских электропоездов типа «Сокол».

Общий вид сцепного устройства *БСУ-ТМ120* показан на рисунке 10.52, головка сцепки с направляющим конусом – на рисунке 10.53, соединение шарнирного узла с тяговым хомутом – рисунке 10.54.

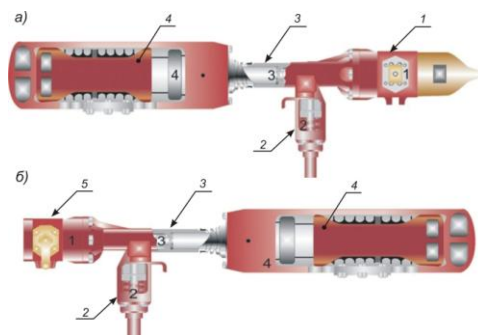


Рисунок 10.52 – Беззазорное сцепное устройство БСУ-ТМ120:

a – активное; *б* – пассивное;

1, 5 – головка сцепки; 2 – центрирующий прибор; 3 – узел шарнирный; 4 – аппарат поглощающий в комплекте

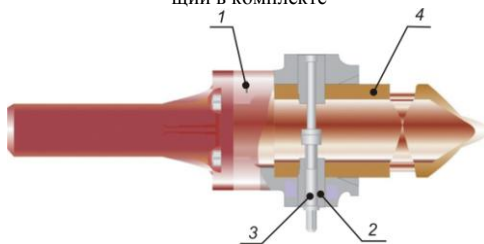


Рисунок 10.53 – Головка сцепки с направляющим конусом:

1 – корпус сцепки; 2 – клиновой зажим; 3 – замок; 4 – конус центрирующий

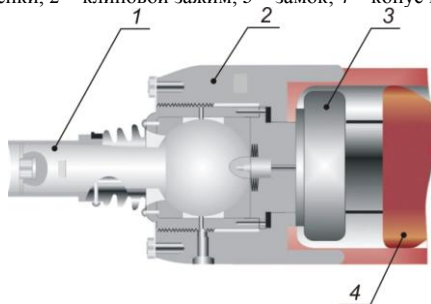


Рисунок 10.54 – Соединение шарнирного узла с тяговым хомутом:

1 – узел шарнирный; 2 – тяговый хомут; 3 – упорная плита; 4 – аппарат поглощающий Р-2П

11 СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ (СЦЕПНЫЕ) УСТРОЙСТВА ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ СОЧЛЕНЕННОГО ТИПА

11.1 Основные термины и определения

Шарнирное соединительное устройство (грузовых вагонов сочлененного типа) – составная несъемная часть несущей конструкции вагона сочлененного типа, предназначенная для соединения и передачи нагрузок между двумя секциями вагона и для опоры двух секций вагона на общую тележку (ГОСТ 34458–2018).

Вагон сочлененного типа – вагон, соседние секции опираются на одну тележку (ГОСТ 33211–2014).

Секция (вагона) – несущая металлоконструкция, предназначенная для размещения перевозимого груза, обслуживающего персонала, систем жизнеобеспечения и специального оборудования (ГОСТ 34458–2018).

Поводковая часть (шарнирного соединительного устройства): Литая деталь, соединенная с секцией вагона сочлененного типа, опирающаяся на пятниковую часть и передающая на нее нагрузки от присоединенной секции вагона (ГОСТ 34458–2018).

Пятниковая часть (шарнирного соединительного устройства) – литая деталь, соединенная с секцией вагона сочлененного типа, являющаяся опорой для поводковой части и передающая на него нагрузки от двух секций вагона (ГОСТ 34458–2018).

Пятник – Деталь конструкции шарнирного соединительного устройства, выполняющая функции центральной опоры между секциями вагона и тележкой, передающая нагрузку от секций на надрессорную балку или раму тележки и обеспечивающая возможность поворота тележки при прохождении вагоном горизонтальных кривых участков пути (ГОСТ 34458–2018).

Пятниковое место – неотъемлемая часть конструкции шарнирного соединительного устройства, выполняющая функцию центральной опоры между секциями вагона и тележкой, передающая нагрузку от секций на надрессорную балку или раму тележки и обеспечивающая возможность поворота тележки при прохождении вагоном горизонтальных кривых участков пути (ГОСТ 34458–2018).

11.2 Общие сведения

Основные способы соединения сочлененных вагонов. Существуют два способа сочленения вагонов [44]:

11 СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ (СЦЕПНЫЕ) УСТРОЙСТВА ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ СОЧЛЕНЕННОГО ТИПА

11.1 Основные термины и определения

Шарнирное соединительное устройство (грузовых вагонов сочлененного типа) – составная несъемная часть несущей конструкции вагона сочлененного типа, предназначенная для соединения и передачи нагрузок между двумя секциями вагона и для опоры двух секций вагона на общую тележку (ГОСТ 34458–2018).

Вагон сочлененного типа – вагон, соседние секции которого опираются на одну тележку (ГОСТ 33211–2014).

Секция (вагона) – несущая металлоконструкция, предназначенная для размещения перевозимого груза, обслуживающего персонала, систем жизнеобеспечения и специального оборудования (ГОСТ 34458–2018).

Поводковая часть (шарнирного соединительного устройства) – Литая деталь, соединенная с секцией вагона сочлененного типа, опирающаяся на пятниковую часть и передающая на нее нагрузки от присоединенной секции вагона (ГОСТ 34458–2018).

Пятниковая часть (шарнирного соединительного устройства) – литая деталь, соединенная с секцией вагона сочлененного типа, являющаяся опорой для поводковой части и передающая на него нагрузки от двух секций вагона (ГОСТ 34458–2018).

Пятник – Деталь конструкции шарнирного соединительного устройства, выполняющая функции центральной опоры между секциями вагона и тележкой, передающая нагрузку от секций на надрессорную балку или раму тележки и обеспечивающая возможность поворота тележки при прохождении вагоном горизонтальных кривых участков пути (ГОСТ 34458–2018).

Пятниковое место – неотъемлемая часть конструкции шарнирного соединительного устройства, выполняющая функцию центральной опоры между секциями вагона и тележкой, передающая нагрузку от секций на надрессорную балку или раму тележки и обеспечивающая возможность поворота тележки при прохождении вагоном горизонтальных кривых участков пути (ГОСТ 34458–2018).

11.2 Общие сведения

Основные способы соединения сочлененных вагонов. Существуют два способа сочленения вагонов [53]:

- жесткой балкой;
- шарнирным соединительным устройством.

Первый способ предполагает наличие жесткой балки, связывающей вагоны, и отсутствие автосцепок, центрирующих приборов и распепных приводов, что позволяет уменьшить массу тары вагонов.

Жесткая соединительная балка по концам имеет отверстия под клин тягового хомута, аналогичные отверстиям хвостовика корпуса автосцепки СА-3.

Второй способ заключается в использовании между секциями сочлененного вагона шарнирного соединительного устройства, опирающегося на подпятник средней тележки.

Соединительные устройства в виде жесткой балки. Системы сцепления вагонов с использованием жесткой балки широко применяются в ЮАР, Австралии, Северной Америке и Бразилии.

Преимущества соединения вагонов жесткой балкой:

- уменьшение массы тары вагонов;
- сокращение на 400–500 мм межвагонного пространства, позволяющее при той же длине состава увеличить количество вагонов в поезде;
- снижение продольных усилий в поезде при трогании и торможении за счет значительного уменьшения свободных (неподрессоренных) зазоров между сцепными устройствами;
- повышение безопасности движения и снижение эксплуатационных расходов в случае использования новых сцепных устройств в поездах постоянного формирования.

На рисунках 11.1 и 11.2 показаны беззорные упряжные приборы для маршрутных поездов, разработанные компаниями «Cardwell Westinghouse» и «McConway & Tarley» (США).



Рисунок 11.1 – Сцепное устройство типа SSDP компании «Cardwell Westinghouse»

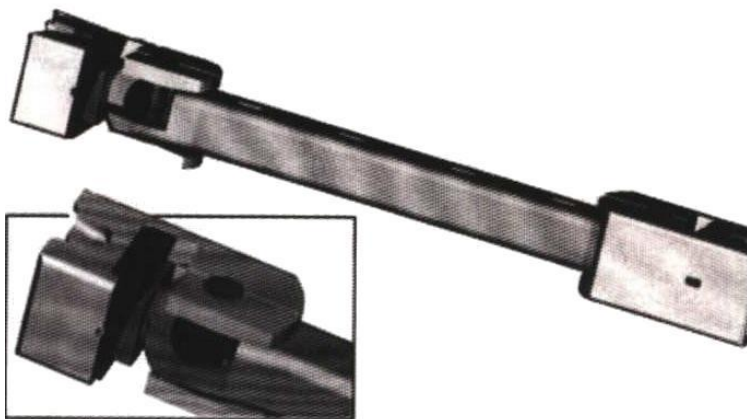


Рисунок 11.2 – Упряжной прибор компании «*McConway & Tarley*»

Приборы типа *SSDP* компании «*Cardwell Westinghouse*» – сферической конфигурации, исключая заедание при движении в кривых малого радиуса благодаря отсутствию ограничения перемещений в горизонтальной плоскости. В указанных приборах отсутствует потребность в смазывании, поскольку их шаровой шарнир помещен в самосмазывающуюся втулку, а меньшее число подвижных деталей и отсутствие зазоров обеспечивают повышенную надежность работы, а следовательно, пониженную потребность в обслуживании.

Конфигурация приборов, созданных компанией «*McConway & Tarley*», унифицирована, что позволяет устанавливать их на новые и модернизируемые вагоны.

Данные устройства полностью соответствуют техническим условиям Американской ассоциации железных дорог (AAR) на хребтовые балки и исключают заедание в кривых малого радиуса. Достоинством рассматриваемых устройств является то, что в их конструкции устранены зазоры и предусмотрена компенсация износа.

Способ соединения вагонов жесткой балкой характеризуется универсальностью. В случае потребности сцепки могут быть заменены на стандартное автосцепное устройство. Такие сцепки рекомендуется применять на универсальных вагонах для их эксплуатации в маршрутных поездах.

Зарубежный опыт использования таких систем сцепления вагонов при формировании грузовых поездов показывает, что экономия эксплуатационных расходов составляет до 20 % [53] по сравнению с маршрутными поездами обычного формирования.

Эффективность применения таких конструкций обусловлена большим объемом маршрутных перевозок: в США маршрутные перевозки составляют 60 % от общего объема грузовых перевозок, в странах СНГ они доходят до 40 %.

Шарнирные соединительные устройства для вагонов сочлененного типа. Вагоны сочлененного типа с использованием шарнирных соединительных устройств успешно эксплуатируются на железных дорогах Европы и Северной Америки.

Преимущества такого способа соединения вагонов: уменьшенная масса и отсутствие продольных зазоров в сцепном устройстве.

Данный способ сочленения вагонов целесообразно использовать в вагонах для легковесных грузов (крытые вагоны, вагоны-цистерны и платформы для контейнеров, автомобилей и др.), которые не в полной мере используют существующую осевую нагрузку, а следовательно, и возможную для этой нагрузки грузоподъемность. В этом случае для повышения грузоподъемности необходимо увеличивать объем кузова или площадь погрузочной площадки за счет строительства вагонов с использованием увеличенных габаритов подвижного состава или увеличения длины вагона по осям сцепления автосцепок. Последний способ может быть эффективно реализован в вагонах сочлененного типа.

Обязательное требование к шарнирным соединительным устройствам (устройствам сочленения) – обеспечивать не только передачу продольных и вертикальных усилий, но и возможность поворота секций вагона сочлененного типа относительно друг друга.

Наибольшее распространение в практике мирового вагоностроения получили две схемы: шаровые и двухшарнирные [44].

Двухшарнирные соединительные устройства используются в Европе. Они обеспечивают поворот относительно вертикальной и поперечной осей. Поворот относительно продольной оси обеспечивается на узле сочленения в соединении пятник – подпятник их сферической формой. Поворот двух секций относительно продольной оси отсутствует.

Достоинство европейских узлов сочленения – простота конструкции. К недостаткам можно отнести:

- отсутствие возможности поворота относительно продольной оси;
- необходимость разъединения секций для выкатки средней тележки;
- недостаточную прочность при действии продольных сил, передаваемых через шкворень (максимально допустимые продольные силы на сжатие равны 250 тс, растяжение – 200 тс, что меньше, предусмотренных Нормами [27]).

Сцепные устройства, используемые в США, свободны от этих недостатков.

В США применяют в основном соединительные устройства SAC-1 компании «Cardwell Westinghouse», входящей в корпорацию «Wabtec», и ком-

пании «*ASF-Keystone*» корпорации «*AmstedRail*». Указанные устройства обеспечивают поворот относительно трех осей: продольной, поперечной и вертикальной. Каждая из секций опирается дополнительно на упругие скользуны.

Соединительное устройство компании «*ASF-Keystone*» (рисунок 11.3) состоит из двух частей [53]. Одна из них опирается на подпятник тележки. Обе части приварены к хребтовым балкам секций сочлененного вагона и соединяются шкворнем. В месте их сочленения размещается кольцевой сменный блок, воспринимающий нагрузку и обеспечивающий требуемую свободу взаимных перемещений.

На шкворень устройства действуют только растягивающие усилия. Сжимающие усилия передаются через сферический вкладыш на корпус второй части устройства.

В данном устройстве осуществляется автоматическая компенсация зазоров с помощью так называемого падающего клина, выбирающего зазоры под действием собственной тяжести.

Особенностью клина является наличие характерной точки, положение которой показывает степень износа трущихся тел и определяет момент, требующий ремонта или замены для сохранения режима беззазорной работы.

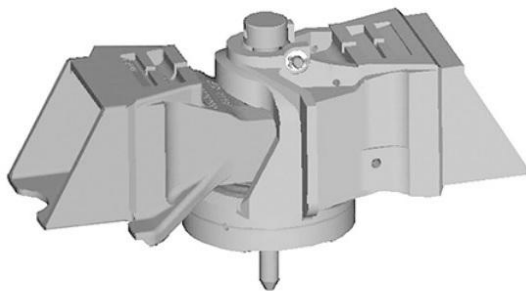


Рисунок 11.3 – Конструкция соединительного устройства для сочлененных вагонов компании «*ASF-Keystone*»

Достоинство данного устройства сочленения – простота разъединения двух секций. Для этого необходимо поднять шкворень после удаления запорного устройства.

Соединительное устройство *SAC-1* компании «*Cardwell Westinghouse*» (США) показано на рисунке 11.4. Оно представляет собой классический сферический шарнир. В данном устройстве передача нагрузки осуществляется через горизонтальный вал, который в средней части имеет форму шара. Шар удерживается в обойме, состоящей из двух полуколец.

Специалисты ОАО «НВЦ «Вагоны», проанализировав обе конструкции устройств сочленения, пришли к выводу, что устройство сочленения *SAC-1* компании «*Cardwell Westinghouse*» наиболее предпочтительно для адапта-

ции его применительно к российским вагонам в условиях эксплуатации на железных дорогах стран СНГ.

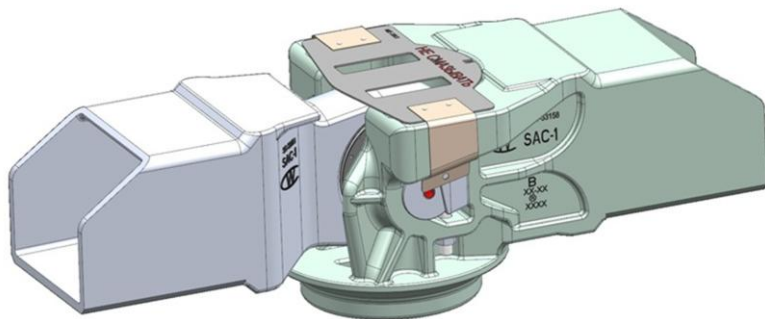


Рисунок 11.4 – Конструкция соединительного устройства SAC-1

Специалисты ОАО «НВЦ «Вагоны» и корпорации «Wabtec» совместно провели соответствующую модернизацию устройства, которое получило обозначение SAC-1 RUS. Присоединительные размеры данного устройства позволяют устанавливать его в хребтовые балки вагонов колеи 1520 мм и производить опирание на стандартные российские тележки. Увеличение ширины хвостовиков и расстояния до плоскости подпятника привело к увеличению массы устройства до 740 кг.

Конструкция и работа устройства сочленения SAC-1 RUS рассмотрено в подразделе 11.4.

В странах СНГ первая попытка создания вагона сочлененного типа – платформы для крупнотоннажных контейнеров (модель 13-4123) – была предпринята в ОАО «Днепровагонмаш». В настоящее время над созданием вагонов сочлененного типа работают специалисты ОАО «Азовмаш», ОАО «Татравагонка» совместно с ОАО «ВНИКТИ» и ОАО «НВЦ «Вагоны», ОАО «РКТМ», ОАО «Рузхиммаш», а также ООО «ВНИЦТТ» совместно с АО «ТихвинХимМаш» и НПК ОВК.

11.3 Классификация и параметры шарнирных соединительных устройств грузовых вагонов сочлененного типа

Классификация. Шарнирные соединительные устройства подразделяют на пять групп (ГОСТ 34458–2018) в зависимости от максимальной расчетной статической осевой нагрузки (таблица 11.1). Каждой группе соответст-

вует свое номинальное значение диаметра опорной поверхности пятника или пятникового места.

Таблица 11.1 – Классификация шарнирных соединительных устройств

Группа	Номинальный диаметр опорной поверхности, мм	Максимальной расчетной статической осевой нагрузки, кН (тс)
1А (1Б)	280 (285)	196 (20,0)
2А (2Б)	300 (305)	230,5 (23,5)
3А (3Б)	350 (355)	245 (25,0)
4А (4Б)	380 (385)	265 (27,0)
5А (5Б)	400 (405)	294 (30,0)

Примечание – Значения вне скобок приведены для конусной формы упорной поверхности пятника или пятникового места с конусностью 1:12,5 (группы 1А–5А), значения в скобках – для цилиндрической формы (группы 1Б–5Б).

Основные параметры и размеры. К основным параметрам и размерам шарнирных соединительных устройств относят (рисунок 11.5):

- группу шарнирного соединительного устройства;
- присоединительные размеры поводковой и пятниковой частей к секциям;
- массу;
- допустимые углы поворота β , γ , δ поводковой и пятниковой частей относительно друг друга соответственно вокруг вертикальной, поперечной и продольной осей;
- расстояние h от опорной поверхности пятника или пятникового места до продольной оси шарнирного соединительного устройства, мм.

Аналогичный показанному на рисунке 11.5 угол поворота δ откладывают и в противоположную сторону от каждого соосного расположения поводковой и пятниковой частей.

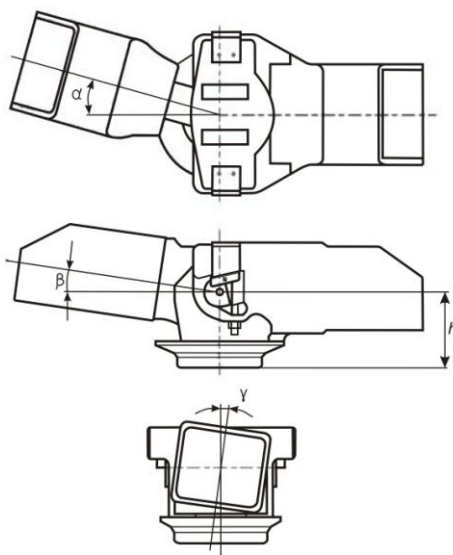


Рисунок 11.5 – Углы поворота шарнирных соединительных устройств

11.4 Требования к шарнирным соединительным устройствам грузовых вагонов сочлененного типа

Требования к шарнирным соединительным устройствам грузовых вагонов сочлененного типа установлены ГОСТ 34458–2018.

Общие требования. Шарнирные соединительные устройства должны соответствовать климатическому исполнению УХЛ1 по ГОСТ 15150 с обеспечением работоспособности в диапазоне рабочих температур от минус 60 до плюс 50 °С.

Для неметаллических деталей или деталей с неметаллическим покрытием (за исключением лакокрасочного покрытия) должны отсутствовать повреждения при кратковременном (4 ч) воздействии на шарнирное соединительное устройство температуры плюс 80° С.

Требования к конструкции, материалам и комплектующим изделиям.

Шарнирные соединительные устройства должны обеспечивать поворот поводковой части относительно пятниковой части:

- вокруг вертикальной оси – на угол не менее $\pm 20^\circ$;
- поперечной оси пути – на угол не менее $\pm 10^\circ$;
- продольной оси пути – на угол не менее $\pm 8^\circ$.

Допускается изготовление шарнирных соединительных устройств с обеспечением поворота поводковой части относительно пятниковой части:

- вокруг вертикальной оси – на угол не менее $\pm 17^\circ$;
- поперечной оси пути – на угол не менее $\pm 6^\circ$;
- продольной оси пути – на угол не менее $\pm 6^\circ$

при условии отсутствия конструктивной возможности превышения данных углов шарнирными соединительными устройствами в составе конкретной модели грузового вагона сочлененного типа при его эксплуатации.

Зазор в шарнирных соединительных устройствах вдоль их продольной оси не должен превышать 2 мм.

Пятниковая часть шарнирных соединительных устройств должна иметь пятниковое место или съемный пятник, соответствующий ГОСТ 34468.

Требования к химическому составу и механическим свойствам (предел прочности, предел текучести, относительное сужение) материалов изготовления поводковой и пятниковой частей шарнирных соединительных устройств должны быть указаны в конструкторской документации на конкретные модели устройств.

Ударная вязкость стали поводковой и пятниковой частей после окончательной термической обработки, контролируемая на образцах с U-образным надрезом при температуре минус 60 °С, должна быть не менее 25 Дж/см².

Тип смазки и необходимость ее применения должны быть установлены разработчиком в конструкторской документации на шарнирное соединительное устройство конкретной модели.

Требования прочности. Конструкции шарнирных соединительных устройств должны обеспечивать отсутствие пластических деформаций и повреждений при растяжении в продольном направлении силой не менее 2500 кН, а при сжатии – силой не менее 3500 кН.

Крепление пятника к шарнирным соединительным устройствам должно удовлетворять условию прочности по ГОСТ 33211 при действии продольной горизонтальной силы 500 кН.

Требования надежности. Поводковая и пятниковая части шарнирных соединительных устройств должны обеспечивать гамма-процентный ресурс, выраженный в годах, не менее чем до планового вида ремонта с вероятностью $\gamma \geq 95$ %. Сменные элементы должны обеспечивать ресурс, выраженный в годах, величина которого должна соответствовать сроку до планового вида ремонта.

Критериями предельного состояния для деталей шарнирных соединительных устройств являются:

- признаки деградации (трещина, излом, деформация);
- нарушение (ослабление) соединений, предусмотренных конструкцией;
- смятие или предельный износ сопрягаемых поверхностей.

Перечень критериев отказа и критериев предельного состояния, а также значения характеризующих их параметров (при необходимости) должны быть указаны в эксплуатационных и ремонтных документах на конкретную модель шарнирного соединительного устройства.

11.5 Конструкция соединительного устройства SAC-1 RUS

Назначение соединительного устройства SAC-1 RUS. Шарнирное соединительное устройство (устройство сочленения) SAC-1 RUS предназначено для соединения и передачи нагрузок между двумя секциями вагона, опоры двух секций вагона на общую тележку и обеспечения прохождения кривых участков пути.

Производство устройств SAC-1 RUS успешно освоено в Российской Федерации. В результате появилась возможность разработки и производства семейства грузовых вагонов сочлененного типа: полувагонов, вагонов-хопперов, вагонов-цистерн, универсальной и специализированной платформ. Разработано два варианта конструктивного исполнения устройства сочленения SAC-1 RUS: для вагонов с максимальной расчетной статической нагрузкой 230 кН (23,5 тс) и 245 кН (25 тс).

Составные части и параметры соединительного устройства SAC-1 RUS. Устройство сочленения SAC-1 RUS включает следующие составные части (рисунки 11.6–11.8): поводковую; пятниковую; шарнирную (узел сферического шарнира); запорную (клиновое запорное устройство); кожух.

Основные технические характеристики устройства сочленения приведены в таблице 11.2.

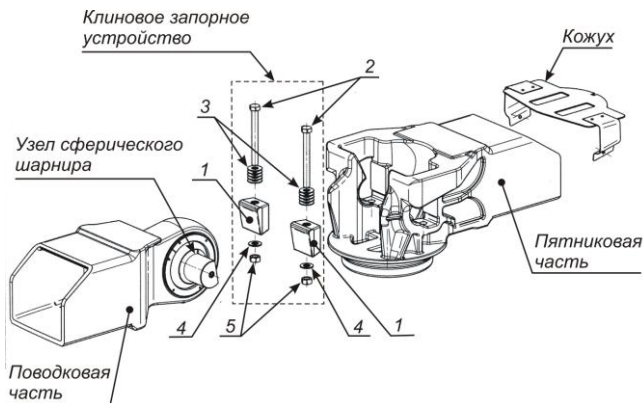


Рисунок 11.6 – Устройство сочленения с разнесенными элементами клинового запорного устройства:

1 – клин; 2 – болт; 3 – пружины тарельчатые; 4 – шайба; 5 – гайка

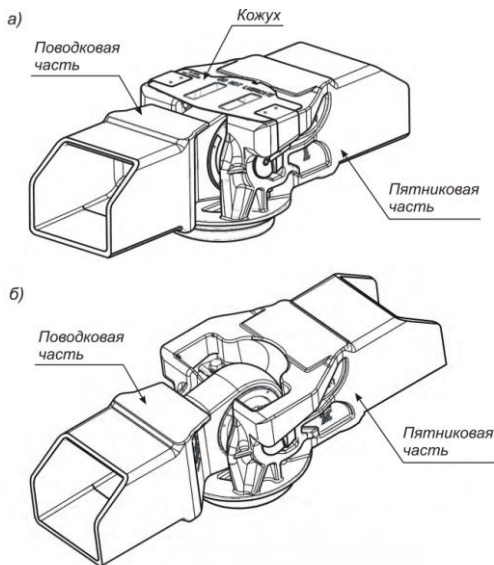


Рисунок 11.7 – Устройство сочленения:
а – в сборе; б – в сборе без кожуха

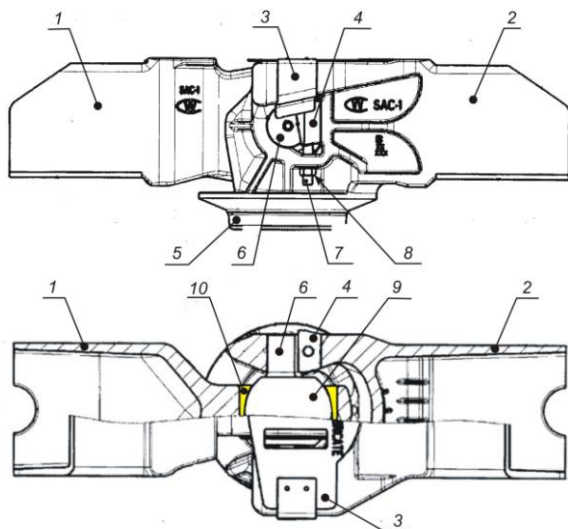


Рисунок 11.8 – Схема устройства сочленения SAC-1 RUS:

1 – поводковая часть; 2 – пятниковая часть; 3 – кожух; 4 – клин; 5 – пятниковое место;
6, 9 – боковая и шаровая части шарового вала; 7 – болт; 8 – гайка; 10 – обойма

Таблица 11.2 – Основные технические характеристики устройства сочленения

Характеристика	Значения для осевой нагрузки, кН (тс)	
	230 (23,5)	245 (25)
Номинальная масса, кг	613	637
Максимальная нагрузка, МН, не менее:		
– растягивающая	2,5	
– сжимающая	3,5	
– вертикальная	0,85	
Минимальный угловой диапазон поворота, град:		
– вокруг поперечной оси пути	±11	
– вокруг вертикальной оси	±22	
– вокруг продольной оси пути одной части устройства сочленения относительно другой	±13	
Профиль пятникового места (конусная наружная и горизонтальная рабочая поверхности, отверстие под шкворень):		
– по ОСТ 24.052.05–90	Тип 1	Тип 4
– ГОСТ 34468–2018	Тип 2	Тип 3
Номинальная ширина хвостовиков пятниковой и поводковой частей, мм	350	
Номинальная высота хвостовиков, мм	295	

Окончание таблицы 11.2

Характеристика	Значения для осевой нагрузки, кН (тс)	
	230 (23,5)	245 (25)
Номинальная высота от рабочей поверхности пятника до оси шарнира, мм	268	
Назначенный срок службы пятниковой и поводковой частей, лет	40	
Наработка устройства от изготовления до планового ремонта, между плановыми ремонтами, тыс. км (лет)	1000 (8)	

Конструкция устройства сочленения обеспечивает прохождение сочлененными вагонами нормированных ГОСТ 33211–2014 и ГОСТ 22235–2010 горизонтальных и вертикальных кривых участков пути с базой секций до 22,9 м. Под базой секции понимают расстояние между центрами пятников одной секции вагона сочлененного типа.

Схема устройства сочленения, размещенного на полурамах секций, показана на рисунке 11.9.

Рассмотрим конструкцию составных частей устройства сочленения.

Поводковая часть соединительного устройства. Поводковая часть соединена с одной из секций вагона сочлененного типа и опирается на пятниковую часть соединительного устройства. Предназначена для передачи нагрузки пятниковой части соединительного устройства от присоединенной секции вагона. Представляет собой литую деталь.

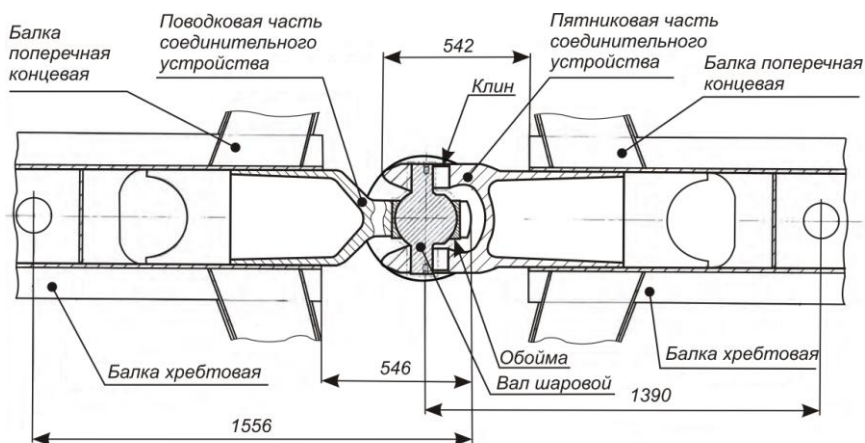


Рисунок 11.9 – Схема устройства сочленения (вид сверху), размещенное в хребтовых балках полурам секций

Поводковая часть имеет (рисунок 11.10) хвостовик прямоугольной формы на одном конце, на другом, входящем между боковыми стенками пятниковой части, – сквозное цилиндрическое отверстие для установки узла сферического шарнира.

Хвостовик вваривается в хребтовую балку внутренней полурамы секции (см. рисунок 11.9).

Он воспринимает нагрузки от секции сочлененного вагона и передает их на узел сферического шарнира. Верхняя полка хвостовика выполнена короче нижней полки, а вертикальные стенки имеют скошенный верхний угол. Такая конфигурация хвостовика позволяет увеличить длину сварных швов, повышая тем самым надежность крепления поводковой части к хребтовой балке.

Узел сферического шарнира. Узел сферического шарнира включает шаровой вал, обойму и кольцо-фиксатор. На рисунке 11.11 показана поводковая часть устройства сочленения с узлом сферического шарнира.

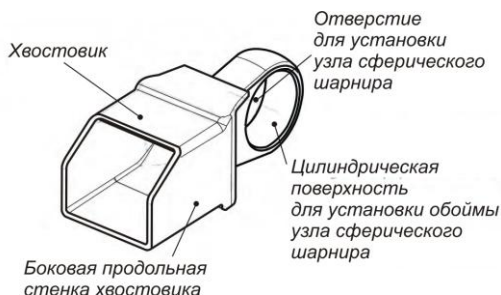


Рисунок 11.10 – Поводковая часть устройства сочленения

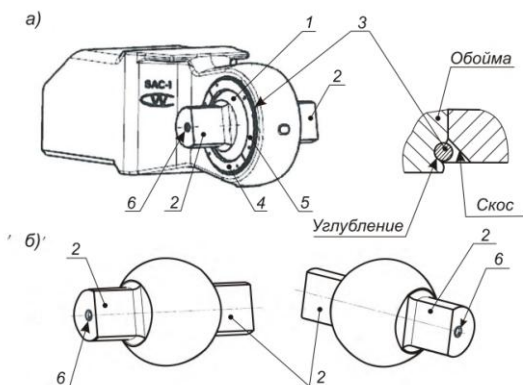


Рисунок 11.11 – Поводковая часть устройства сочленения с узлом сферического шарнира:

- а* – поводковая часть с узлом сферического шарнира; *б* – шаровой вал с заглушками;
 1 – шаровой вал; 2 – площадки на концевых частях шарового вала; 3 – стопорное кольцо;
 4, 5 – полукольца обоймы; 6 – заглушка

Основным элементом узла является *шаровой вал 1* (см. рисунок 11.11, б), выполненный в средней части в виде шара. Концевые части вала имеют с одной стороны цилиндрическую форму, с другой – плоские площадки 2, обеспечивающие фиксацию вала клиньями запорного устройства в пятниковой части устройства сочленения. На торцах шарового вала установлены заглушки б, закрывающие технологические отверстия.

Шаровой вал фиксируется в поводковой части устройства сочленения обоймой, состоящей из двух полуколец 4 и 5.

Обойма имеет сферическую внутреннюю поверхность, внутри которой размещается шар шарового вала. Обойма с шаровым валом размещена в отверстии для установки узла сферического шарнира, показанном на рисунке 11.10. Поверхности сферической части шарового вала и обоймы образуют шаровой шарнир. Контактные поверхности шара и обоймы имеют износостойкое покрытие или между ними имеется полимерная прокладка, защищающие от износа шаровой шарнир. Шаровой шарнир обеспечивает поворот поводковой части устройства относительно пятниковой.

Обойма с шаровым валом фиксируется с одной стороны *стопорным кольцом* (кольцом-фиксатором) 3, с другой – упорным фланцем, которым оборудована обойма. Для крепления обоймы кольцом-фиксатором цилиндрическое отверстие для размещения узла сферического шарнира имеет скосы, а обойма с одной стороны – углубление. Между скосом и углублением в обойме устанавливается кольцо-фиксатор.

Пятниковая часть соединительного устройства. Пятниковая часть соединена с другой секцией вагона сочлененного типа. Является опорой для поводковой части соединительного устройства, обеспечивая передачу нагрузки от двух секций сочлененного вагона на подпятник средней тележки. Выполнена литой.

Пятниковая часть – литая. Состоит из хвостовика, пятникового места и мест для крепления поводковой части с узлом сферического шарнира, к которым относятся посадочные места для установки боковых частей шарового вала и направляющие в виде вертикальных стенок для клиньев запорного устройства (рисунок 11.12).

Хвостовик пятниковой части сваривается в хребтовую балку внутренней полурамы второй секции (см. рисунок 11.9). Конфигурация хвостовика пятниковой части аналогична конфигурации хвостовика поводковой части.

Пятниковое место показано на рисунке 11.13. Оно выполняет функцию центральной опоры между секциями вагона и тележкой, передающая нагрузку от секций на надрессорную балку или раму тележки и обеспечивающая возможность поворота тележки при прохождении вагоном горизонтальных кривых участков пути. Конусная наружная и горизонтальная рабочая поверхности пятникового места, а также отверстие под шкворень соответствуют профилям пятников тип 4 по ОСТ 24.052.05-90.

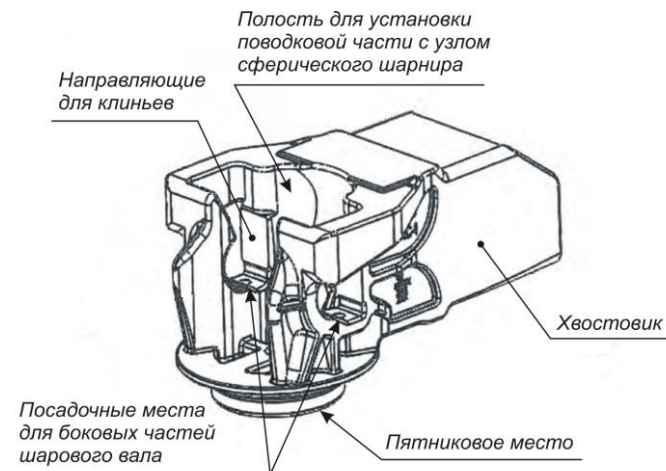


Рисунок 11.12 – Пятниковая часть устройства сочленения

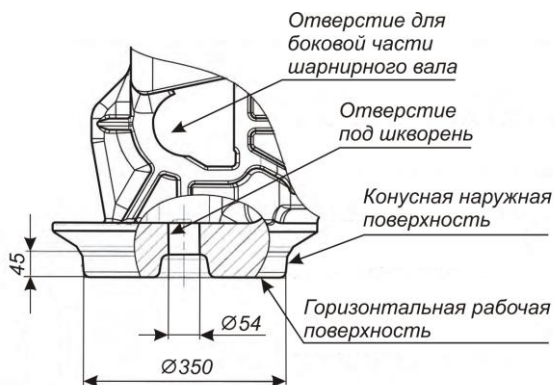


Рисунок 11.13 – Пятниковое место

Клиновое запорное устройство. В состав клинового запорного устройства входят два клина 1, два болта 2, две тарельчатых пружины 3, две шайбы 4 и гайки 5 (см. рисунок 11.6).

Основные элементы устройства – штампованные клинья. Они предназначены для соединения поводковой и пятниковых частей устройства сочленения, а также компенсации зазоров, имеющих место при износе шарового вала.

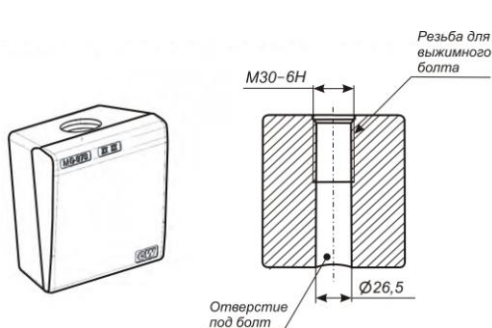


Рисунок 11.14 – Клин

Каждый клин имеет (рисунок 11.14) отверстие под болт и резьбу для выжимного болта, служащего для разборки клинового запорного устройства. Положение клина в узле сочленения пятниковой и поводковой частей показано на рисунке 11.15.

Закрепление клиньев выполняется двумя болтами с шестигранными головками. Перед установкой болта в отверстие клина на него надевают пружину тарельчатую в

количестве пяти штук. Затем болт закрепляется шестигранной самоподтягивающейся гайкой с плоской шайбой.

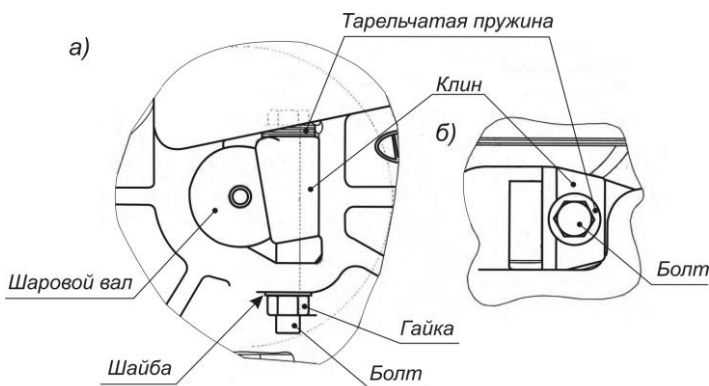


Рисунок 11.15 – Положение клина в узле сочленения пятниковой и поводковой частей:
а – вид сбоку; б – вид сверху

Кожух. Кожух (см. рисунки 11.6, 11.7 и 11.16) имеет П-образную форму и служит для закрытия собранного устройства сочленения. Одевается сверху на пятниковую часть и удерживается за счет фиксирующих загибов, имеющих внизу на его вертикальных стенках, которые защелкиваются за кронштейны корпуса пятниковой части. Кожух имеет на горизонтальной поверхности технологические отверстия для демонтажа.

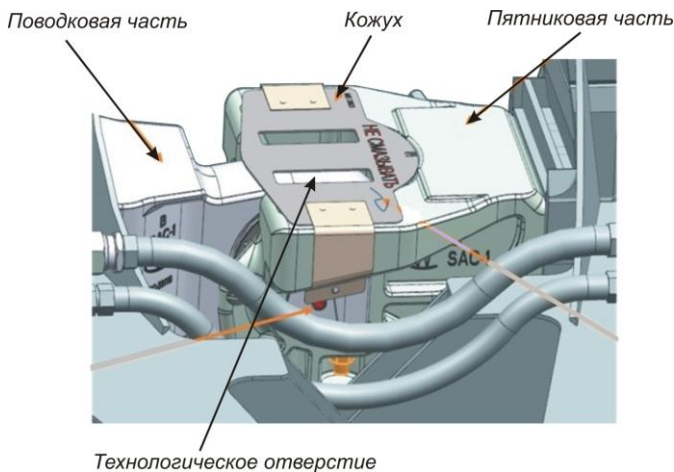


Рисунок 11.16 – Видимая часть узла сочленения пятниковой и поводковой частей

Работа устройства сочленения. В сочлененном вагоне одна полурама с вваренной пятниковой частью опирается на среднюю тележку, вторая – с вваренной поводковой частью – соединена с пятниковой частью и опирается на ту же тележку. При проходе кривых, переломов профиля и неровностей рельсового пути поводковая часть поворачивается в вертикальной и горизонтальной плоскостях относительно пятниковой части за счет применения шарового шарнира. При этом обеспечивается передача продольных, поперечных и вертикальных сил.

Повороты поводковой части осуществляются в результате скольжения поверхности сферической части шарового вала по внутренней поверхности обоймы, удерживающей вал в поводковой части. Применение шарового шарнира позволяет отклоняться сцепу в горизонтальной плоскости на угол $\pm 22^\circ$, в вертикальной – на $\pm 11^\circ$, а также скручиваться на угол $\pm 13^\circ$.

Шаровой шарнир защищен от износа специальными полимерными прокладками, а износ в соединении с материнской частью устройства компенсируется двумя клиньями. Это обеспечивает длительную эксплуатацию данного узла без разборки при плановых видах ремонта вагонов.

Разъединение секций вагона сочлененного типа. Производится в случае необходимости выполнения ремонта с разъединением рам секций. Вначале развинчиваются болтовые соединения, закрепляющие клинья запорного устройства в пятниковой части устройства. Далее вынимаются клинья и поводковая часть с узлом сферического шарнира выводится из зацепления с пятниковой частью.

11.6 Конструктивные решения по передаче нагрузок от секций вагонов сочлененного типа на среднюю тележку

Как уже отмечалось, *сочлененный вагон* – это вагон, имеющий две секции, сочлененные между собой соединительным устройством, и опирающийся на три тележки. При этом средняя тележка находится под устройством сочленения.

Характерная особенность вагонов сочлененного типа – опирание обеих секций на среднюю тележку.

Вагоны сочлененного типа, использующие одно соединительное устройство, обычно различаются конструктивными решениями по передаче нагрузок от рам платформы на среднюю тележку, т. е. конструктивным исполнением опоры двух рам на среднюю тележку.

Узел опирания двух рам на среднюю тележку состоит обычно из *соединительного устройства*, опирающегося на подпятник тележки, и *боковых скользунов*, опирающихся на упругие скользуны тележки. При этом части соединительного устройства жестко закреплены на обеих рамах и взаимодействуют друг с другом с помощью фрикционной связи, которая может быть выполнена в виде сферического подшипника или соединения типа пятник – подпятник. Опора на боковые скользуны средней тележки осуществляется через концевую балку каждой рамы.

Опора на среднюю тележку должна обеспечивать движение вагона по железнодорожным путям различного плана и профиля. Это возможно при условии выполнения опорой следующих функций [49]:

- взаимный поворот двух рам в горизонтальной плоскости на угол не менее $\pm 22^\circ$ для возможного прохода кривых малых радиусов 80 м и более;
- взаимный поворот двух рам в продольно-вертикальной плоскости на угол не менее $\pm 11^\circ$ для прохода сортировочных горок, а также обеспечения возможности выкатки средней тележки при обслуживании;
- поворот рам вокруг осей автосцепок на угол не менее $\pm 13^\circ$ для прохода кривых с возвышением наружного рельса.

Рассмотрим, как осуществляется опора секций сочлененного вагона на среднюю тележку в вагонах-цистернах модели 15-9541-01 для сжиженных углеводородных газов производства АО «ТихвинХимМаш» и платформах для крупнотоннажных контейнеров моделей 13-470-01 производства ОАО «Руххиммаш».

Вагон-цистерна сочлененного типа для сжиженных углеводородных газов модели 15-9541-01 (рисунки 11.17 и 11.18) – шестисный вагон, состоящий из двух секций, опирающихся на одну общую тележку. Каждая секция представляет собой котел с двумя полурамами (концевой и внутренней), тормозным оборудованием, автосцепным устройством с одной

стороны и элементами шарнирного соединительного устройства с другой стороны.

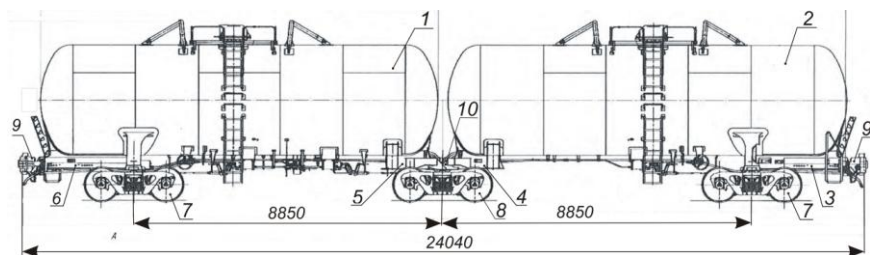


Рисунок 11.17 – Общий вид 6-осного вагона-цистерны сочлененного типа для сжиженных углеводородных газов модели 15-9541-01:

1, 2 – секции цистерны сочлененного типа; 3, 6 – концевые полурамы; 4, 5 – внутренние полурамы; 7 – тележка концевая; 8 – тележка средняя; 9 – устройство автосцепное; 10 – соединительное устройство



Рисунок 11.18 – Опираие секций вагона-цистерны на среднюю тележку

Полурама концевая состоит из хребтовой и концевой балок и листа нижнего шкворневого, *полурама внутренняя* – из хребтовой и двух концевых поперечных балок с двумя скользунами. Внутренние полурамы секций соединены с помощью *шарнирного соединительного устройства* (устройства сочленения) *SAC-1 RUS* (рисунок 11.19).

Ходовая часть вагона состоит из трех двухосных тележек модели 18-9855: двух концевых (одна из которых оборудуется балкой авторежима) и средней (под соединительным устройством) исполнения 4701-09.00.00.000-07, являющейся опорой для двух секций вагона. Средняя те-

лежка (рисунок 11.20) в отличие от стандартной тележки модели 18-9855 оборудуется двумя парами скользящих на надрессорной балке и укороченным шкворнем (230 мм).

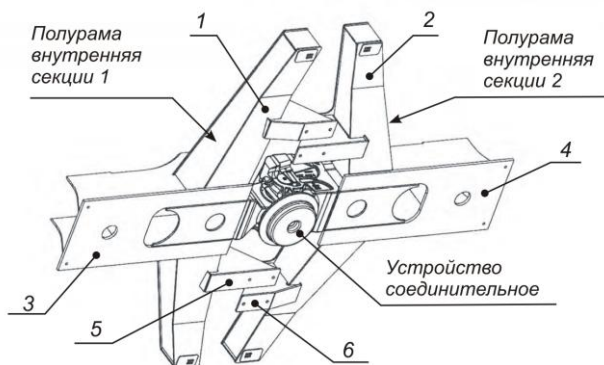


Рисунок 11.19 – Устройство опоры полурам на среднюю тележку (вид снизу):
1, 2 – балки поперечные концевые полурам двух секций; 3, 4 – надрессорные балки полурам двух секций; 5, 6 – скользящие полурам двух секций

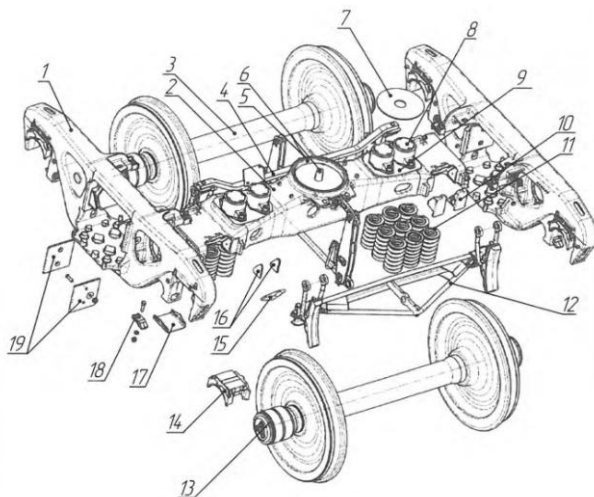


Рисунок 11.20 – Тележка средняя модели 18-9855:
1 – боковая рама; 2 – надрессорная балка; 3 – колесная пара; 4 – балка авторежима; 5 – износостойкое кольцо; 6 – шкворень (230 мм); 7 – износостойкий вкладыш; 8 – скользящий; 9 – площадка; 10 – фрикционный клин; 11 – рессорный комплект; 14 – адаптер; 15 – вставки карманов надрессорной балки; 16 – планки боковых стенок; 17 – скобы опорных поверхностей буксового проема; 18 – блокиратор; 19 – фрикционные планки

Вагон-платформа сочлененного типа для крупнотоннажных контейнеров модели 13-470-01 (рисунок 11.21) состоит из двух полурам 1 и 3, соединенных устройством сочленения SAC-1 RUS.

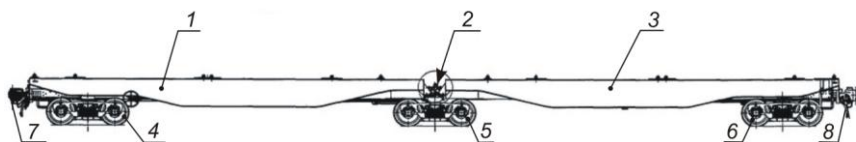


Рисунок 11.21 – Схема 6-осной платформы для контейнеров сочлененного типа: 1, 3 – секции платформы сочлененного типа; 2 – соединительное устройство; 4, 6 – концевые тележки; 5 – средняя тележка; 7, 8 – устройства автосцепные

В качестве ходовых частей используются тележки модели 18-100.

Устройство опоры полурам платформы на среднюю тележку показано на рисунках 11.22 и 11.23. Как следует из рисунков 11.22 и 11.23, на концевых балках полурам имеются кронштейны 1, опирающиеся на скользяны 3 средней тележки, приведенной на рисунке 11.24.

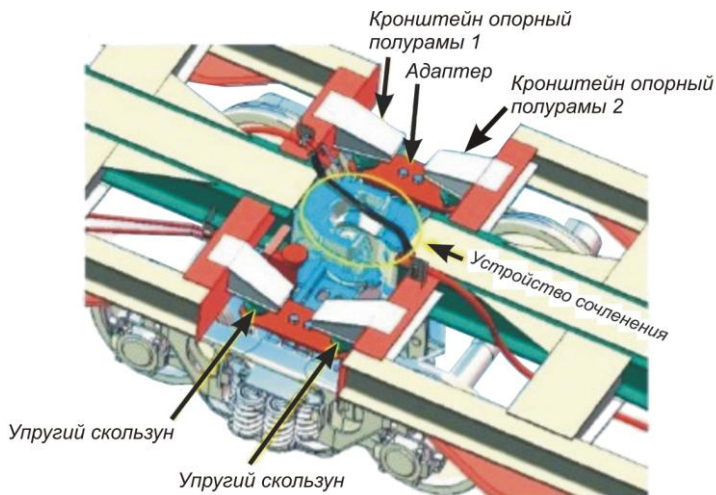


Рисунок 11.22 – Устройство опоры рам на среднюю тележку в платформе модели 13-470-01 (вид сверху)

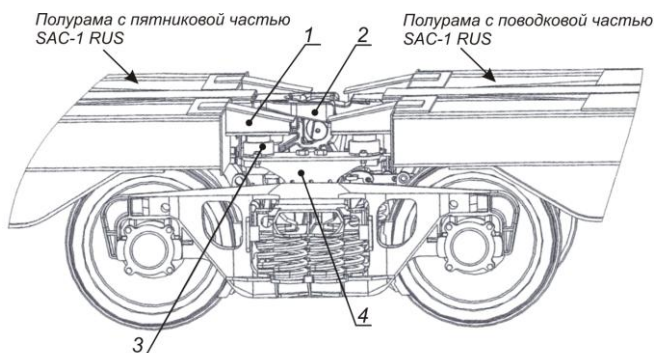


Рисунок 11.23 – Устройство опоры рам на среднюю тележку в платформе модели 13-470-01:

1 – опорный кронштейн полурамы платформы; 2 – устройство сочленения SAC-1 RUS;
3 – упругий скользян тележки; 4 – адаптер

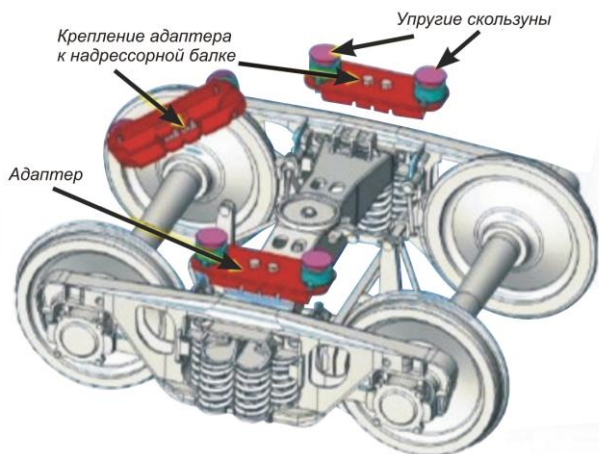


Рисунок 11.24 – Тележка средняя модели 18-100

Средняя тележка (см. рисунок 11.24) отличается от стандартной тем, что опорные кронштейны полурам сочлененной платформы опираются на двойные упругие скользяны постоянного контакта, размещенные на специальных опорах (адаптерах), которые устанавливаются на наддрессорной балке взамен колпаков. Через адаптеры производится передача нагрузки от упругих скользянов на наддрессорную балку средней тележки.

12 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

12.1 Расчет корпуса автосцепки

Оценка прочности корпуса автосцепки производится для восьми расчетных сечений: *I-I*, *II-II* и *III-III* – большого зуба, *IV-IV* – малого зуба и *V-V*, *VI-VI*, *VII-VII* и *VIII-VIII* – хвостовика корпуса (рисунок 12.1). Расчетными нагрузками являются растягивающие T_p и сжимающие T_c продольные силы. Расчет выполняется отдельно на действие каждой из них.

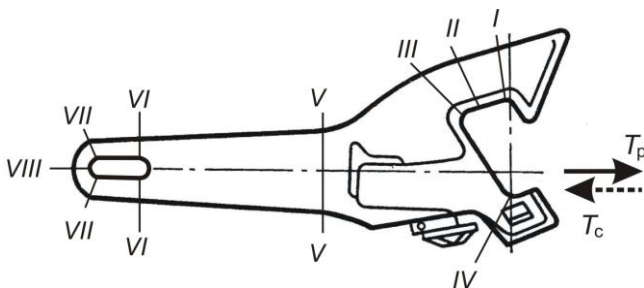


Рисунок 12.1 – Расчетные сечения и нагрузки корпуса автосцепки

Оценка прочности головной части корпуса автосцепки. При расчете напряжений в большом и малом зубьях учитывают силы взаимодействия сцепленных автосцепок на тяговых и ударных поверхностях контура зацепления [24].

Растягивающая (тяговая) сила T_p (рисунок 12.2, а) раскладывается на составляющие N_1 , N_2 и N_3 , которые приложены перпендикулярно поверхностям контакта сцепленных автосцепок. При взаимном смещении автосцепок возникают силы трения $F_1 = \mu N_1$, $F_2 = \mu N_2$ и $F_3 = \mu N_3$.

Сжимающее усилие T_p (рисунок 12.2, б) приводит к появлению нормальных сил N_4 , N_5 и N_6 и соответствующих им сил трения $F_4 = \mu N_4$, $F_5 = \mu N_5$ и $F_6 = \mu N_6$, где μ – коэффициент трения.

Указанные силы принимаются приложенными в центрах взаимодействующих площадей – точках 1–6 (рисунок 12.3).

Точный расчет головной части корпуса затружен ввиду сложности ее конфигурации, а также изменения величины и точек приложения расчетных усилий в эксплуатации.

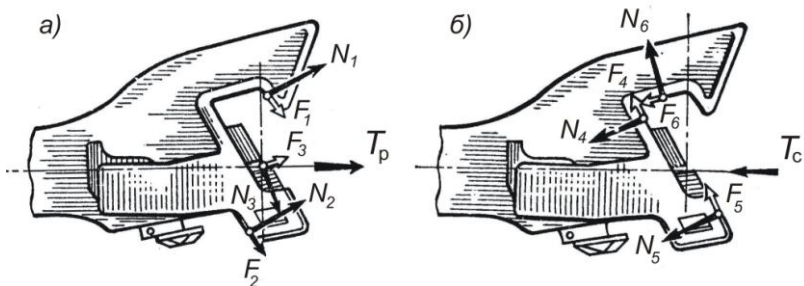


Рисунок 12.2 – Расчетные схемы головной части корпуса автосцепки при действии растягивающей (а) и сжимающей (б) сил

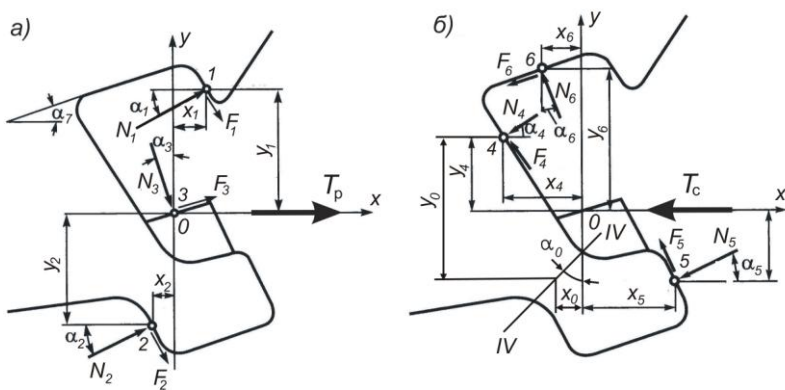


Рисунок 12.3 – Схема действия сил в контуре зацепления автосцепки (к составлению уравнений равновесия):
а – при растяжении; б – при сжатии

В случае растяжения силой T_p нагрузки N_1 , N_2 и N_3 (рисунок 12.3, а) определяют из условий равновесия с учетом сил трения:

$$\sum P_x = N_3(\sin \alpha_3 + \mu \cos \alpha_3) + N_2(\cos \alpha_2 + \mu \sin \alpha_2) + N_1(\cos \alpha_1 + \mu \sin \alpha_1) = T_p ; \quad (12.1)$$

$$\sum P_y = N_3(\cos\beta_3 - \mu\sin\beta_3) + N_2(\sin\beta_2 - \mu\cos\beta_2) + N_1(\sin\beta_1 - \mu\cos\beta_1) = 0; \quad (12.2)$$

$$\sum M_0 = N_2 [\cos\beta_2 + \mu\sin\beta_2]y_2 - (\sin\beta_2 - \mu\cos\beta_2)x_2 - N_1 [\cos\beta_1 + \mu\sin\beta_1]y_1 - (\sin\beta_1 - \mu\cos\beta_1)x_1 = 0. \quad (12.3)$$

В случае сжатия силой T_c нагрузки N_4 , N_5 и N_6 (рисунок 12.3, б) с учетом сил трения находятся из уравнений равновесия:

$$\sum P_x = -N_4(\cos\beta_4 - \mu\sin\beta_4) - N_5(\cos\beta_5 + \mu\sin\beta_5) - N_6(\sin\beta_6 + \mu\cos\beta_6) = -T_c; \quad (12.4)$$

$$\sum P_y = -N_4(\sin\beta_4 + \mu\cos\beta_4) - N_5(\sin\beta_5 - \mu\cos\beta_5) + N_6(\cos\beta_6 - \mu\sin\beta_6) = 0. \quad (12.5)$$

$$\sum M_0 = N_4 [\cos\beta_4 + \mu\sin\beta_4]y_4 + (\sin\beta_4 - \mu\cos\beta_4)x_4 - N_5 [\cos\beta_5 + \mu\sin\beta_5]y_5 + (\sin\beta_5 - \mu\cos\beta_5)x_5 + N_6 [\sin\beta_6 + \mu\cos\beta_6]y_6 - (\cos\beta_6 - \mu\sin\beta_6)x_6 = 0. \quad (12.6)$$

Для стандартного контура зацепления [20]:

$$x_2 = x_1 = 25 \text{ мм}, \quad y_2 = y_1 = 119 \text{ мм}, \quad x_3 = y_3 = 0;$$

$$x_4 = 77 \text{ мм}, \quad y_4 = 68 \text{ мм}, \quad x_5 = y_5 = 63 \text{ мм}; \quad x_6 = 41 \text{ мм}, \quad y_6 = 126 \text{ мм};$$

$$\beta_3 = 15^\circ; \quad \beta_2 = \beta_1 = 30^\circ; \quad \beta_4 = \beta_5 = 28^\circ; \quad \beta_6 = 18^\circ; \quad \beta_7 = 18^\circ; \quad \mu = 0,4.$$

По силам N_1-N_6 и F_1-F_6 определяют изгибающие моменты и нормальные силы в расчетных сечениях и вызванные ими напряжения. В местах приложения сил вычисляют также контактные напряжения.

Напряжения в сечениях большого зуба. При действии на корпус автосцепки растягивающей силы T_p (рисунки 12.1 и 12.3, а) напряжения в расчетных сечениях I-I, II-II и III-III большого зуба определяются по формуле

$$y = \pm \frac{M_p}{W} + \frac{N_1 [\cos(\beta_1 - \beta_7) + \mu\sin(\beta_1 - \beta_7)]}{F}, \quad (12.7)$$

где M_p – изгибающий момент в расчетном сечении, возникающий при действии силы N_1 с учетом силы трения;

W , F – момент сопротивления изгибу и площадь поперечного сечения соответственно.

В случае действия на корпус автосцепки сжимающей силы T_c (рисунок 12.3, б) напряжения возникают лишь в сечении III-III большого зуба. Эти напряжения рассчитывают по формуле

$$y = \pm \frac{M_c}{W} + \frac{\mu N_6}{F}, \quad (12.8)$$

где M_c – изгибающий момент, возникающий в сечении III-III от действия силы N_6 , приложенной в плоском сечении II-II.

Напряжения в сечениях малого зуба. Изгибающие моменты в расчетном сечении IV-IV малого зуба (см. рисунок 12.1), возникающие при действии растягивающей силы T_p (см. рисунок 12.3, а) и сжимающей T_c силы (см. рисунок 12.3, б), находятся по формулам

$$M_p = N_3 \left[y_0 (\cos \beta_3 - \mu \sin \beta_3) + y_0 (\sin \beta_3 + \mu \cos \beta_3) \right] - N_3 \left[(y_2 - y_0) (\cos \beta_2 - \mu \sin \beta_2) + (x_0 - x_2) (\sin \beta_2 + \mu \cos \beta_2) \right]; \quad (12.9)$$

$$M_c = N_5 \left[(y_0 - y_5) (\cos \beta_5 + \mu \sin \beta_5) - (x_0 + x_5) (\sin \beta_5 - \mu \cos \beta_5) \right]. \quad (12.10)$$

Соответствующие им напряжения в сечении IV-IV вычисляются по формулам

$$y_p = \pm \frac{M_p}{W} + \frac{N_3 \left[\cos(\beta_0 - \beta_3) + \mu \sin(\beta_0 + \beta_3) \right] + N_2 \left[\sin(\beta_0 - \beta_2) + \mu \sin(\beta_0 - \beta_2) \right]}{F}, \quad (12.11)$$

$$y_c = \pm \frac{M_c}{W} + \frac{N_5 \left[\sin(\beta_0 - \beta_5) + \mu \cos(\beta_0 - \beta_5) \right]}{F}. \quad (12.12)$$

Расчетные напряжения не должны превышать допускаемые для стали марки 20Г1ФЛ по ТУ 3-960-76 с минимальным пределом текучести $y_T = 400$ МПа.

Размеры элементов и расчетных сечений для одного из вариантов конструкции корпуса автосцепки показаны на рисунке 12.4.

Нормальная сила, приложенная в точке А тяговой поверхности большого зуба, определяется как проекция N_3 на направление нейтральной оси большого зуба, т. е. без учета сил трения:

$$R_1 = N_1 \cos(\beta_1 - \beta_7). \quad (12.13)$$

Оценка прочности хвостовика. Оценка напряженного состояния хвостовика корпуса автосцепки производится при действии продольной силы растяжения $T_p = 2,5$ МН и сжатия $T_c = -3,5$ МН при эксцентриситете этих сил $e = 50$ мм [24].

Напряжения в сечениях V-V и VI-VI хвостовика вычисляются по формуле

$$y = y_N \pm y_M = \frac{T_{p(c)}}{F} \pm \frac{T e_{V(VI)}}{W_x} \leq [y_T], \quad (12.14)$$

где $e_V = ca_1/(a + a_1)$; $e_{VI} = ca_2/(a + a_2)$; $c = e/2$;
 a, a_1, a_2 – расстояния до расчетных сечений V-V и VI-VI (см. рисунок 12.4);
 $[y_T]$ – допускаемые напряжения, $[y_T] = 400$ МПа.

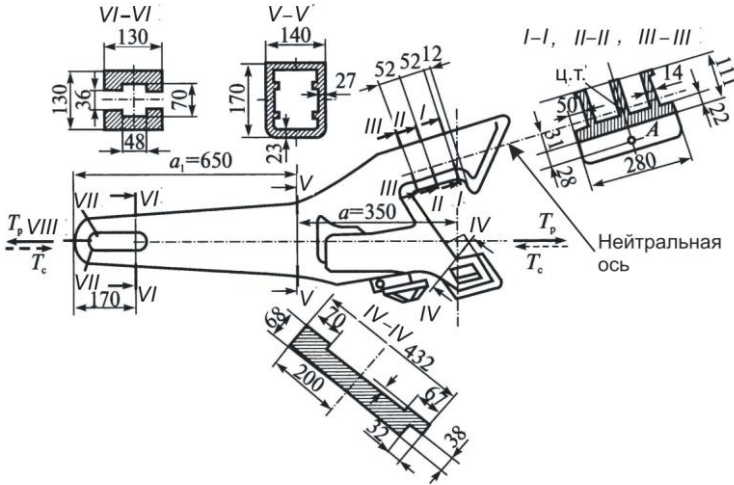


Рисунок 12.4 – К расчету корпуса автосцепки на прочность

Оценка прочности хвостовика в зоне проушины. Расчетная схема хвостовика корпуса в зоне проушины (рисунок 12.5, а) образуется линиями, проходящими через центры тяжести поперечных сечений ее стержней А-А, Б-Б и А-Б [24].

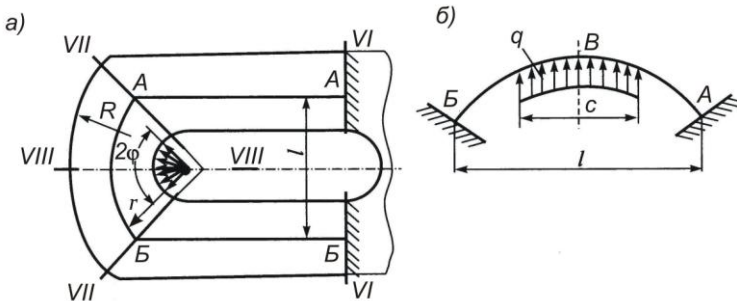


Рисунок 12.5 – К расчету проушины корпуса автосцепки:
 а – к составлению расчетной схемы; б – расчетная схема

Стержни *A-A* и *B-B* проушины считаются полностью заземленными в тело хвостовика и рассчитываются только на действие продольных сил. Это предположение основано на том, что соединение тягового хомута с хвостовиком не допускает их изгиба в плоскости кривизны проушины.

Криволинейная часть *A-B* проушины рассматривается как параболическая арка с жестко заделанными концами в месте соединения с прямолинейными элементами (рисунок 12.5, б). Предполагается, что на нее действует равномерно распределенная нагрузка от клина (валика) тягового хомута

$$q = \frac{T_p}{c}, \quad (12.15)$$

где c – длина участка нагружения клином криволинейной части проушины,
 $c = 2r \cos \varphi$;

r – радиус нейтральной линии криволинейной части проушины;

φ – угол, показанный на рисунке 12.5.

Предположение о равномерном распределении нагрузки обосновано тем, что при взаимодействии проушины с клином обеспечивает их плотное прилегание по всей площади контакта.

Как известно, изгибающие моменты в конструкции арки рассчитываются по формулам

$$M_A = M_B = \frac{ql^2}{32} K(1 - K^2 + K^4); \quad (12.16)$$

$$M_B = \frac{ql^2}{4} (3K - 8K^2 + 6K^3 - K^5), \quad (12.17)$$

где K – отношение длины участка нагружения c к длине пролета арки l .

Нормальные напряжения и условия прочности материала в расчетных сечениях *VII-VII* и *VIII-VIII* вычисляются по формулам

$$\sigma_{VII} = \frac{M_{A(B)}}{W_{VII}} + \frac{T_p}{2F_{VII}} \leq [\sigma_T]; \quad (12.18)$$

$$\sigma_{VIII} = \frac{M_B}{W_{VIII}} \leq [\sigma_T], \quad (12.19)$$

где W_{VII} , W_{VIII} – моменты сопротивления изгибу поперечных сечений *VII-VII* и *VIII-VIII*;

F_{VII} – площадь поперечного сечения *VII-VII*;

$[\sigma_T]$ – допускаемые напряжения, $[\sigma_T] = 400$ МПа.

Контактное давление на поверхностях взаимодействия клина (валика) тягового хомута с проушиной хвостовика корпуса автосцепки для стали

марки 20Г1ФЛ при статической нагрузке не должно превышать допускаемой величины $[p_0] = 1050$ МПа, т. е.

$$p \leq [p_0]. \quad (12.20)$$

12.2 Расчет тягового хомута автосцепного устройства

Расчет тягового хомута производят на усилие, передаваемое клином (валиком) на проушину, величиной $T_p = 2,5$ МН. Расчетная схема тягового хомута показана на рисунке 12.6. Оценка прочности выполняется для трех расчетных сечений [24].

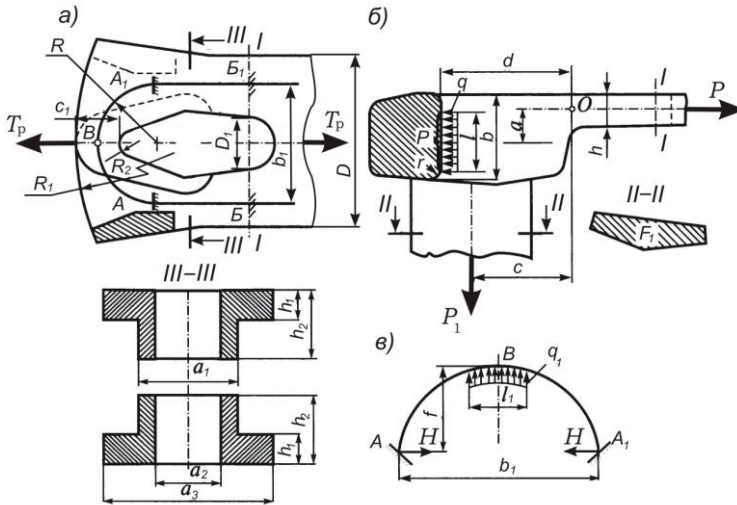


Рисунок 12.6 – К расчету тягового хомута автосцепки:

a, б – расчетные схемы полосы и перемычки; *в* – расчетная схема криволинейной части

Оценка прочности полосы. Напряжения в сечении *I-I* полосы, которая испытывает растяжение силой $P = T_p/2$ МН, вычисляются по формуле

$$\sigma = \frac{P}{h(D - D_1)}, \quad (12.21)$$

где h – толщина полосы, мм, $h = 27$;

D – ширина полосы, мм, $D = 190$;

D_1 – ширина отверстия, мм, $D_1 = 60$.

Здесь и далее размеры приведены для тягового хомута поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4.

Оценка прочности перемычки. Оценка прочности перемычки производится в сечении *II-II* от действия силы P_1 , которая вычисляется из условия равновесия

$$Pa = 2P_1c, \quad (12.22)$$

откуда

$$P_1 = \frac{Pa}{2c}, \quad (12.23)$$

где a – плечо момента силы P ;

c – расстояние от линии действия силы P_1 , проходящей через центр тяжести поперечного сечения *II-II*, до точки 0 перегиба, $c = 87,5$ мм.

Плечо a соответствует расстоянию от линии действия силы P до равнодействующей усилия контактного нагружения проушины на длине l :

$$a = b - r - \frac{l}{2} - \frac{h}{2}. \quad (12.24)$$

Приведенные в формуле обозначения указаны на рисунке 12.6, б.

Для тягового хомута поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4 $b = 74$ мм; $r = 3$ мм; $l = 50$ мм; $h = 27$ мм.

Тогда нормальные напряжения растяжения перемычки в сечении *II-II*

$$\sigma = \frac{P_1}{F_1}, \quad (12.25)$$

где F_1 – площадь поперечного сечения перемычки тягового хомута, $F_1 = 25,4$ см².

Оценка прочности проушины. Проушина тягового хомута представляет собой параболическую арку, жестко заделанную концами в местах соединения с боковыми продольными элементами в точках A и A_1 (рисунок 12.6, а). В центре арки приложена нагрузка $2P = T_p = 2,5$ МН. Стержни AB и A_1B_1 приближенно рассчитываются на растяжение усилием $P = 1,25$ МН. Размеры сечения *III-III* для аппарата Ш-6-ТО-4 составляют: $a_1 = 110$ мм; $a_2 = 76$ мм; $a_3 = 203$ мм; $h_1 = 32$ мм; $h_2 = 74$ мм.

Расчетная схема проушины образована линией ABA_1 , проходящей через центры тяжести поперечных сечений арки с внешним радиусом R_1 и внутренним R_2 . Действие расчетного усилия T_p со стороны клина принимается в виде равномерно распределенной нагрузки интенсивностью $2q_1$ на длине l_1 (рисунок 12.6, в):

$$2q_1 = \frac{T_p}{l_1}, \quad (12.26)$$

где q_1 – равномерно распределенная нагрузка, приходящаяся на одну проушину – верхнюю или нижнюю;

l_1 – длина участка нагружения, $l_1 = 2R_2 \sin \varphi$;

R_2 – радиус соприкасающихся поверхностей клина (валика) с проушиной, $R_2 = 16$ мм;

φ – половина угла обхвата клина (валика) проушиной, $\varphi = 60^\circ$ при достаточно плотном взаимодействии деталей.

Изгибающие моменты в заделках (точки A и A_1), в середине дуги (точка B) и горизонтальные усилия H определяются по формулам

$$M_A = M_{A_1} = \frac{ql_1^2}{32} K(1 - 2K^2 + K^4); \quad (12.27)$$

$$M_B = \frac{ql_1^2}{64} K(3 - 8K + 6K^2 - K^4); \quad (12.28)$$

$$H = \frac{ql_1^2}{64f} K(15 - 10K^2 + 3K^4), \quad (12.29)$$

где K – отношение длины участка нагружения l_1 к длине пролета b ;
 f – коэффициент, $f = 0,047$.

Напряжения в расчетных сечениях (точки A и A_1) арки:

– нормальные изгибные

$$y_M^A = \frac{M_A}{W_A}; \quad (12.30)$$

– нормальные растяжения

$$y_N^A = \frac{T_p}{4F_A}; \quad (12.31)$$

– касательные

$$\Phi_A = \frac{H}{F_A}. \quad (12.32)$$

Напряжения нормальные изгибные в точке B и касательные, приходящиеся на каждую проушину – верхнюю или нижнюю,

$$y_M^B = \frac{M_B}{W_B}; \quad \Phi_B = \frac{T_p}{2F_B}. \quad (12.33)$$

В формулах (12.30)–(12.33):

W_A, W_B – моменты сопротивления проушины в сечениях A и B ;

F_A, F_B – площади поперечных сечений в точках A и B ;

Для аппарата Ш-6-ТО-4 можно принять: $W_A = W_B = 42 \text{ см}^3$; $F_A = F_B = 41 \text{ см}^2$.

Прочность проушины в расчетных сечениях обеспечивается при выполнении следующих условий:

$$y^A = y_M^A + y_N^A \leq [y]; \quad (12.34)$$

$$\sigma^B \leq [\sigma]; \quad \tau_A \leq [\tau]; \quad \tau_B \leq [\tau], \quad (12.35)$$

где $[\sigma]$ – допускаемые нормальные напряжения для принятой марки стали,
 $[\sigma] = 375 \text{ МПа}$;

$[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения, $[\tau] = 0,6[\sigma]$.

12.3 Расчет корпуса поглощающего аппарата шестигранного типа

Корпус поглощающего аппарата рассчитывается на сжатие по расчетному режиму I , т. е. при действии на нажимной конус сжимающей нагрузки $T_c = 3,0 \text{ МН}$. При этом производится оценка напряженного состояния горловины корпуса с высотой, равной длине фрикционного клина (для аппарата Ш-6-ГО-4 высота клина равна 200 мм) [24].

Расчетная схема принимается плоской стержневой в виде замкнутой рамы, имеющей форму правильного шестиугольника со средней толщиной $h = 27 \text{ мм}$ (рисунок 12.4) для аппарата Ш-6-ГО-4. Внешняя нагрузка, действующая со стороны фрикционных клиньев, прижатых к горловине силами N_1 , принимается в виде равномерно распределенной нагрузки q .

Сила N_1 определяется по формуле

$$N_1 = \frac{m_1 \cdot T_c}{3 \cdot \tau_c \cdot (\cos \gamma + \sin \gamma)}, \quad (12.36)$$

где τ_c , m_1 – минимальные значения коэффициента передачи и коэффициента трения, при которых сила давления клина на горловину получается максимальной;

γ – угол наклона трущейся поверхности.

Сила, приходящаяся на одну грань, составит:

$$N_{\text{гр}} = \frac{N_1}{2 \sin \alpha} = \frac{N_1}{\sqrt{3}}. \quad (12.37)$$

Тогда, равномерно распределенная нагрузка

$$q = \frac{N_1}{a}, \quad (12.38)$$

где a – ширина контакта одной грани клина с горловиной (для аппарата Ш-6-ГО-4 $a = 495 \text{ мм}$).

Расчетная схема рамы является статически неопределимой и ее расчет выполняется методом сил.

Симметричность конструкции и загрузки горловины корпуса позволяет упростить расчет, рассматривая одну треть расчетной схемы. Действие от-

брошенной части на оставшуюся учитывается введением соответствующих связей в виде двух силовых факторов: нормальной силы N_p и изгибающего момента X_1 (см. рисунок 12.4, б), являющегося неизвестной величиной. Поперечная сила на осях симметрии равна нулю, поэтому она не включена в основную систему.

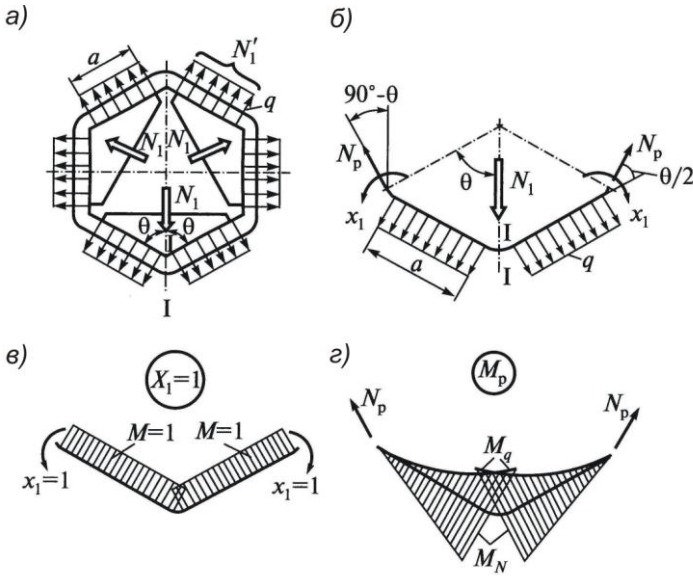


Рисунок 12.4 – К расчету на прочность корпуса пружинно-фрикционного поглощающего аппарата:
 а, б – расчетные схемы; в, г – эпюры изгибающих моментов соответственно от действия силы X_1 и внешней нагрузки

Нормальная сила N_p определяется из условия равновесия:

$$2N_p \cos(90^\circ - \theta) = N_1, \quad (12.39)$$

откуда при $\theta = 60^\circ$

$$N_p = \frac{N_1}{\sqrt{3}}. \quad (12.40)$$

Величина изгибающего момента X_1 определяется из канонического уравнения

$$\Delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0, \quad (12.41)$$

где d_{11} , Δ_{1p} – соответственно коэффициент и свободный член канонического уравнения.

Для вычисления коэффициента d_{11} и свободного члена Δ_{1p} уравнения (12.41) строятся эпюры изгибающих моментов от действия силового фактора $X_1 = 1$ (см. рисунок 12.4, в) и от внешних нагрузок q и N_p (см. рисунок 12.4, з), которые затем перемножаются по правилу Верещагина или Симпсона.

Максимальные ординаты эпюр от q и N_p (см. рисунок 12.4, з) определяются по формулам

$$M_q = \frac{qa^2}{2} = \frac{N_1 a^2}{a 2 \sin \alpha} = \frac{N_1 a}{\sqrt{3}}; \quad (12.42)$$

$$M_N = N_p a \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{N_1 a}{2\sqrt{3}}. \quad (12.43)$$

Коэффициент при неизвестном d_{11} вычисляется перемножением эпюры изгибающих моментов от $X_1 = 1$ (см. рисунок 12.4, в) на саму себя,

$$d_{11} = \frac{a}{EI}, \quad (12.44)$$

где E – модуль упругости материала корпуса аппарата;

I – момент инерции поперечного сечения стенки корпуса.

Свободный член уравнения (12.41) получается перемножением эпюры изгибающих моментов от $X_1 = 1$ (см. рисунок 12.4, в) на эпюру от внешних сил (см. рисунок 12.4, з):

$$\Delta_{1p} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{3} \frac{N_1 a^2}{2\sqrt{3}} - \frac{1}{2} \frac{N_1 a^2}{2\sqrt{3}} \right) = \frac{1}{EI} \frac{N_1 a^2}{12\sqrt{3}}. \quad (12.45)$$

Каноническое уравнение (8.41) после подстановки d_{11} и Δ_{1p} примет вид

$$\frac{a}{EI} X_1 - \frac{N_1 a^2}{12\sqrt{3}EI} = 0, \quad (12.46)$$

откуда

$$M = X_1 = \frac{N_1 a}{12\sqrt{3}} = \frac{N_p a}{12}. \quad (12.47)$$

Нормальные напряжения в расчетном сечении, расположенном в месте изгиба (сечение $I-I$ на рисунке 12.4, а, б), определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{N_p}{F}, \quad (12.48)$$

где W – момент сопротивления изгибу расчетного сечения;

F – площадь поперечного сечения.

Расчетные напряжения в корпусе поглощающего аппарата не должны превышать 0,75 предела текучести. Для стали 32Х06Л-У предел текучести $\sigma_T = 500$ МПа. Допускаемые напряжения $[\sigma] = 0,75\sigma_T = 375$ МПа.

12.4 Расчет основных характеристик поглощающих аппаратов

Рассмотрим расчет основных характеристик поглощающих аппаратов – силовой характеристики и энергоемкости – на примере пружинно-фрикционного аппарата.

Расчетная схема поглощающего аппарата. Расчетная схема пружинно-фрикционного поглощающего аппарата приведена на рисунке 12.5.

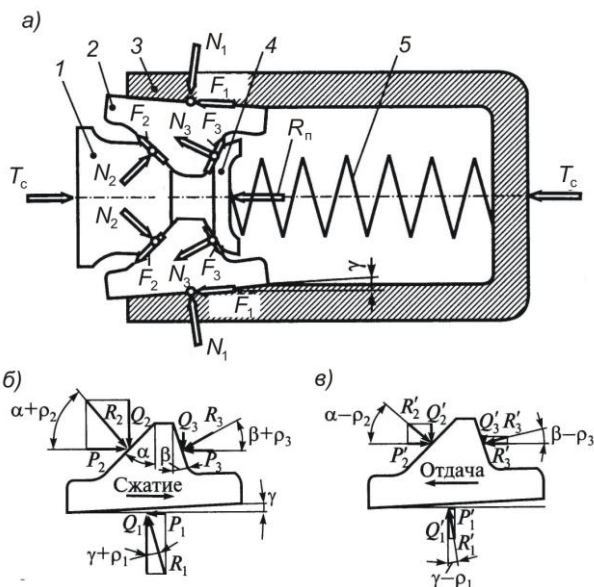


Рисунок 12.5 – Расчетная схема пружинно-фрикционного поглощающего аппарата: *a* – схема действия сил; *б, в* – схема сил, действующих на фрикционный клин при сжатии аппарата и отдаче; 1 – нажимной конус; 2 – фрикционный клин; 3 – корпус; 4 – нажимная шайба; 5 – комплект пружин

На рисунке 12.5, *a*: T_c – внешняя сила (усилие сжатия аппарата); R_n – реакция комплекта пружин,

$$R_n = c(x_0 + x),$$

где c – жесткость комплекта пружин; x_0 – величина начальной затяжки аппарата; x – величина сжатия (деформация) аппарата под действием внешней силы T_c ; N_1, N_2, N_3 – нормальные силы на рабочих поверхностях клина; F_1, F_2, F_3 – касательные силы трения на рабочих поверхностях клина,

$$F_1 = \mu_1 N_1, \quad F_2 = \mu_2 N_2, \quad F_3 = \mu_3 N_3;$$

μ_1, μ_2, μ_3 – коэффициенты трения; α, β, γ – углы наклона поверхностей клина.

Примечание – Обращаем внимание на то, что величины x и x_0 меньше соответствующих величин $x_{\text{п}}$ и $x_{\text{оп}}$ сжатия пружин, что обусловлено сближением клиньев в процессе сжатия аппарата в виду наличия уклона рабочей поверхности горловины. Это неравенство в перемещениях нажимного конуса относительно корпуса и пружин выражается отношением $i = (x_{\text{оп}} + x_{\text{п}}) / (x_0 + x)$, где $x_{\text{п}}$ – величина сжатия (деформация) пружин под действием внешней силы T_c ; $x_{\text{оп}}$ – величина сжатия (деформация) пружин, обусловленная начальной затяжкой аппарата.

Центральным элементом расчетной схемы аппарата является клин, который взаимодействует одной поверхностью с нажимным конусом, другой – с нажимной шайбой, третьей – с горловиной корпуса.

Под действием внешней силы T_c и ответной реакции пружин $R_{\text{п}}$ между фрикционными клиньями и указанными элементами аппарата возникают силы N_1, N_2, N_3 и F_1, F_2, F_3 .

Рассмотрим условия равновесия клина в момент сжатия аппарата. Как следует из рисунка 12.5, б, на клин действуют силы R_1, R_2, R_3 . Это равнодействующие нормальных N_1, N_2, N_3 и касательных сил трения F_1, F_2, F_3 . Они получены в результате геометрического сложения указанных сил.

Для построения силовой характеристики и получения зависимости для определения энергоемкости аппарата разложим силы R_1, R_2, R_3 , действующие по рабочим поверхностям клина, на вертикальные Q_1, Q_2, Q_3 и горизонтальные P_1, P_2, P_3 составляющие.

На схемах нагружения клина ρ_1, ρ_2, ρ_3 – углы трения на поверхностях трения клина (эти углам соответствуют коэффициенты трения μ_1, μ_2, μ_3).

Примечание – К понятию «угол трения».

Угол трения – это угол, тангенс которого равен коэффициенту трения скольжения, $c = \text{arctg} \mu$. Поэтому его и называют углом трения. В частности, c_2 – это угол между равнодействующей R_2 , действующей на поверхности трения, и нормальной силой к поверхности трения и т. д.

$$\text{tg} c_2 = F_2 / N_2 = \left(\mu_2 N_2 \right) / N_2 = \mu_2; \quad c_2 = \text{arctg} \mu_2.$$

Определим вертикальные и горизонтальные составляющие сил R_1, R_2, R_3 .

Горизонтальные составляющие P_2 и P_3 для каждого из трех клиньев в предположении равномерного распределения давления

$$P_2 = \frac{1}{3}T_c ; P_3 = \frac{1}{3}R_{\Pi} . \quad (12.49)$$

Из условия равновесия клина

$$\sum X = 0 ; P_1 = P_2 - P_3 ; \quad (12.50)$$

$$\sum Y = 0 ; Q_1 = Q_2 + Q_3 . \quad (12.51)$$

Далее определим *вертикальные составляющие* Q_1 , Q_2 и Q_3 .

Из расчетной схемы клина имеем

$$Q_1 = P_1 \operatorname{ctg}(\gamma + c_1) = \frac{P_1}{\operatorname{tg}(\gamma + c_1)} ; Q_2 = P_2 \operatorname{tg}(\beta + c_2) ; Q_3 = P_3 \operatorname{tg}(\nu + c_3) .$$

Подставляя Q_1 , Q_2 , Q_3 в уравнение (12.51), получим

$$\frac{P_1}{\operatorname{tg}(\gamma + c_1)} = P_2 \operatorname{tg}(\beta + c_2) + P_3 \operatorname{tg}(\nu + c_3) ,$$

откуда

$$P_1 = P_2 \operatorname{tg}(\beta + c_2) \operatorname{tg}(\gamma + c_1) + P_3 \operatorname{tg}(\nu + c_3) \operatorname{tg}(\gamma + c_1) . \quad (12.52)$$

Выразив P_1 из уравнения (12.50), будем иметь

$$P_2 - P_3 = P_2 \operatorname{tg}(\beta + c_2) \operatorname{tg}(\gamma + c_1) + P_3 \operatorname{tg}(\nu + c_3) \operatorname{tg}(\gamma + c_1) \quad \text{или}$$

$$P_2 [1 - \operatorname{tg}(\beta + c_2) \operatorname{tg}(\gamma + c_1)] = P_3 [1 + \operatorname{tg}(\nu + c_3) \operatorname{tg}(\gamma + c_1)] . \quad (12.53)$$

Заменяв в уравнении (12.53) P_2 и P_3 через их значения, приведенные в уравнениях (12.49), получим зависимость силы сжатия аппарата от его хода – *уравнение силовой характеристики при нагружении* (линия AB на рисунке 12.6)

$$T_c = \frac{1 + \operatorname{tg}(\nu + c_3) \operatorname{tg}(\gamma + c_1)}{1 - \operatorname{tg}(\beta + c_2) \operatorname{tg}(\gamma + c_1)} R_{\Pi} ,$$

или

$$T_c = \psi_c R_{\Pi} = \psi_c c(x_0 + x) , \quad (12.54)$$

где ψ_c – коэффициент передачи при сжатии, показывающий, во сколько раз усилие сжатия аппарата T_c превышает усилие сжатия пружин $c(x_0 + x)$,

$$\psi_c = \frac{1 + \operatorname{tg}(\nu + c_3) \operatorname{tg}(\gamma + c_1)}{1 - \operatorname{tg}(\beta + c_2) \operatorname{tg}(\gamma + c_1)} . \quad (12.55)$$

Примечание – К понятию «коэффициент передачи при сжатии ш».

Усилие сжатия аппарата превышает усилие сжатия пружин, поскольку усилие сжатия передается пружинам поглощающего аппарата не непосредственно, а через ряд деталей, перемещающихся относительно друг друга с большим сопротивлением, которое создается за счет сил трения между ними, т. е. коэффициент $\psi_c = T_c/R_{\text{ш}} > 1$

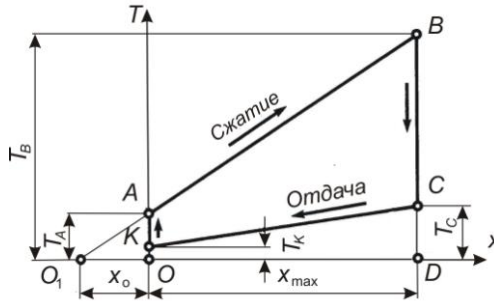


Рисунок 12.6 – График силовой характеристики поглощающего аппарата

Используя выражение (12.54), получим:

– усилие начальной затяжки (начальное сопротивление) аппарата (при $x = 0$)

$$T_A = \psi_c c x_0 ; \quad (12.56)$$

– силу закрытия аппарата (при $x = x_{\max}$)

$$T_B = \psi_c c (x_0 + x_{\max}) , \quad (12.57)$$

где x_{\max} – полный ход аппарата.

Коэффициент передачи при обратном ходе поглощающего аппарата (отдаче или разгрузке) определяется по формуле

$$\psi_0 = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta - \alpha_3) \operatorname{tg}(\gamma - \alpha_1)}{1 - \operatorname{tg}(\beta - \alpha_2) \operatorname{tg}(\gamma - \alpha_1)} . \quad (12.58)$$

Примечание к формуле (12.58).

При уменьшении силы T_c (разгрузка) направление скольжения клина изменяется на обратное (см. рисунок 12.5, в). При этом изменяются направления сил трения F_1, F_2, F_3 , а значит, и знаки углов трения $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$. Поэтому в формуле (12.58) меняется только знак углов трения, имеем не сумму углов, а разность.

Уравнение силовой характеристики при разгрузке (по аналогии с (12.54))

$$T_p = \psi_0 c (x_0 + x) . \quad (12.59)$$

Тогда *усилие возврата аппарата* в исходное состояние (сила восстановления):

– в начале отдачи – начало перемещения клиньев в обратном направлении (точка *C* на графике)

$$T_C = \psi_0 c(x_0 + x_{\max}); \quad (12.60)$$

– в конце отдачи (точка *K* на графике)

$$T_K = \psi_0 c x_0, \quad (12.61)$$

Примечание к графику силовой характеристики.

В свободном состоянии аппарат предварительно сжат на величину x_0 . Такое предварительное сжатие пружин и силы трения между фрикционными деталями обеспечивают начальное сопротивление аппарата.

Аппарат начинает сжиматься под действием внешней нагрузки T_c , превышающей начальное сопротивление аппарата. При этом происходит сжатие пружин 5 за счет перемещения нажимного конуса 1, фрикционных клиньев 2 и нажимной шайбы 4 внутрь корпуса 3 аппарата. После прекращения действия сжимающего усилия происходит возвращение деталей в первоначальное положение. Сжатые пружины выталкивают фрикционные клинья и нажимной конус, преодолевая небольшое трение клиньев о горловину корпуса. Вследствие этого сила, восстанавливающая аппарат, меньше силы отдачи сжатых пружин.

Отметим, что на рисунке 12.6 показана *идеализированная статическая силовая характеристика*, рассчитанная по формулам (12.54) и (12.59) (в предположении постоянства коэффициентов трения μ_1, μ_2, μ_3), является линейной. Реальная же статическая силовая характеристика поглощающего аппарата нелинейная.

Энергоемкость поглощающего аппарата (количество энергии, воспринятой поглощающим аппаратом) E – площадь трапеции $OABD$ на графике силовой характеристики, т. е.

$$E = \frac{T_A + T_B}{2} x_{\max}, \quad (12.62)$$

или, подставив значения T_A и T_B ,

$$E = \frac{\psi_0 c(x_{\max}^2 + 2x_{\max}x_0)}{2}. \quad (12.63)$$

Примечание к формуле (12.62).

Энергия, воспринимаемая аппаратом (энергоемкость) может быть вычислена как работа силы сжатия T_c на пути, равном ходу x . Величина ее численно равна площади трапеции $OABD$ (площади, ограниченной зависимостью $T_c(x)$,

$$E = S = \int_0^{x_{\max}} T_c(x) dx.$$

Энергия, возвращаемая поглощающим аппаратом внешней системе при восстановлении исходного состояния (энергия отдачи) E_v – площадь трапеции $OKCD$ (площадь, ограниченная зависимостью $T_p(x)$).

Необратимо поглощенная энергия

$$E_n = E - E_v .$$

Коэффициент необратимого поглощения энергии (характеризует рассеяние энергии)

$$\eta = \frac{E_n}{E} = 1 - \frac{\Pi_0}{\Pi_c} .$$

Пути повышения энергоемкости поглощающего аппарата. Анализ формулы (12.63) показывает, что энергоемкость пружинно-фрикционного поглощающего аппарата зависит от коэффициента передачи η , жесткости пружинного комплекта c , полного хода аппарата x_{\max} .

Изменение коэффициента передачи η осуществляется путем изменения углов (наклона поверхностей клина) β , ν , Γ , θ .

Отметим, что влияние угла β на коэффициент η незначительно. Значительное изменение углов ν и θ невозможно по технологическим причинам. Существенное влияние на коэффициент η оказывает угол β , который является наиболее удобным параметром управления. Увеличение β приводит к повышению η и соответственно энергоемкости E и силы закрытия аппарата T_c^{\max} . При этом возрастает чувствительность аппарата к изменению коэффициента трения основной пары, а следовательно, увеличивается нестабильность работы аппарата.

Необходимое значение коэффициента передачи η можно определить из формулы (12.63), если заданы энергоемкость аппарата E , его ход и жесткость пружин c . По величине коэффициента передачи η подбирают геометрические параметры клиньев β , ν , Γ .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава железных дорог / В. В. Коломийченко [и др.]. – М. : Транспорт, 1991. – 232 с.
- 2 Автосцепное устройство подвижного состава железных дорог / В. В. Коломийченко [и др.]. – М. : Транспорт, 2002. – 230 с.
- 3 **Беляев, В. И.** Сцепные и автосцепные устройства железнодорожного подвижного состава / В. И. Беляев, Д. А. Ступин. – М. : Трансинфо, 2012. – 416 с.
- 4 **Болдырев, А. П.** Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / А. П. Болдырев, Б. Г. Кеглин. – М. : Машиностроение, 2004. – 199 с.
- 5 **Быков, В. В.** Конструкция механической части вагонов : учеб. пособие / В. В. Быков, В. Ф. Куликов. – М. : ФГБОУ «УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 247 с.
- 6 Вагон-цистерна сочлененного типа для сжиженных углеводородных газов. Модель 15-9541-01. Руководство по эксплуатации ЦДПР.1618.00.00.000 РЭ. – М. : РЖД, 2018. – 122 с.
- 7 Вагоны : учеб. для студентов вузов / Л. А. Шадур [и др.] ; под ред. Л. А. Шадура. – М. : Транспорт, 1980. – 439 с.
- 8 Вагоны / Л. Д. Кузьмич [и др.] ; под ред. Л. Д. Кузьмича. – М. : Машиностроение, 1978. – 376 с.
- 9 ГОСТ 21447–75. Контур зацепления автосцепки. Размеры. – Введ. 1982–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1975. – 4 с.
- 10 ГОСТ 3475–81. Устройство автосцепное подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Установочные размеры. – Введ. 1982–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 4 с.
- 11 ГОСТ Р 52916–2008. Упоры автосцепного устройства для грузовых и пассажирских вагонов. Общие технические условия. – Введ. 2009–01–01. – М. : Стандартинформ, 2008. – 17 с.
- 12 ГОСТ 22703–2012. Детали литые сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. – Введ. 2013–03–01. – М. : Стандартинформ, 2013. – 20 с.
- 13 ГОСТ 9238–2013. Габариты железнодорожного подвижного состава и приближения строений. – Введ. 2014–07–01. – М. : Стандартинформ, 2014. – 172 с.
- 14 ГОСТ 4835–2013. Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия. – Введ. 2013–08–28. – М. : Стандартинформ, 2013. – 57 с.
- 15 ГОСТ 32885–2014. Автосцепка модели СА-3. Конструкция и размеры. – Введ. 2015–06–01. – М. : Стандартинформ, 2015. – 28 с.
- 16 ГОСТ 33211–2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2016–07–01. – М. : Стандартинформ, 2016. – 68 с.
- 17 ГОСТ 32913–2014. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки. – Введ. 2015–06–01. – М. : Стандартинформ, 2015. – 10 с.
- 18 ГОСТ 33434–2015. Устройство сцепное и автосцепное железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки. – Введ. 2016–09–01. – М. : Стандартинформ, 2016. – 21 с.
- 19 ГОСТ 34093–2017. Вагоны пассажирские. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2018–01–01. – М. : Стандартинформ, 2017. – 57 с.
- 20 ГОСТ 34056–2017. Транспорт железнодорожный. Состав подвижной. Термины и определения. – Введ. 2017–11–01. – М. : Стандартинформ, 2017. – 36 с.

21 ГОСТ 34458–2018. Устройства соединительные шарнирные с литыми поводковой и пятиковой частями грузовых вагонов сочлененного типа. Общие технические условия. – Введ. 2019–06–01. – М. : Стандартинформ, 2018. – 14 с.

22 ГОСТ 34530–2019. Транспорт железнодорожный. Основные понятия. Термины и определения. – Введ. 2020–01–01. – М. : Стандартинформ, 2019. – 28 с.

23 Инструкция по ремонту и обслуживанию автосцепного устройства подвижного состава железных дорог. – М. : ИНФРА-М, 2017. – 96 с.

24 Конструирование и расчет вагонов : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин [и др.] ; под ред. П. С. Анисимова. – М. : ФГОУ «УМК по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. – 688 с.

25 Межвагонное безазорное сцепное устройство БСУ-ТМ136. Руководство по ремонту ТМ136.00.00.000РД. – М. : ОАО «РЖД», 2016. – 96 с.

26 **Медведев, В. П.** Выбор оптимальных параметров цистерн и полувагонов с применением ЦВМ : учеб. пособие / В. П. Медведев. – М. : МИИТ, 1977. – 112 с.

27 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

28 **Пастухов, И. Ф.** Конструкция вагонов : учеб. для техникумов и колледжей ж.-д. трансп. / И. Ф. Пастухов, В. В. Пигунов, Р. О. Кошкалда. – 2-е изд. – М. : Маршрут, 2004. – 504 с.

29 Руководство по ремонту безазорного сцепного устройства БСУ-3 004 ВНИИТрансмаш / ПКБ ЦЛ-2012 РД. – М. : РЖД, 2013. – 71 с.

30 **Соколов, М. М.** Архитектоника грузовых вагонов : учеб. пособие для работников железнодорожного транспорта / М. М. Соколов, А. В. Третьяков, И. Г. Морчиладзе. – М. : ИБС-Холдинг, 2006. – 394 с.

31 **Соколов, М. М.** Гносеология вагонов : курс лекций / М. М. Соколов, И. Г. Морчиладзе. – М. : ИБС-Холдинг, 2009. – 548 с.

32 Современное вагоностроение : [монография]. В 4 т. Т. 3 / Б. Г. Цыган [и др.] ; под ред. Б. Г. Цыгана. – Кременчуг : Кременчугская городская типография, 2012. – 626 с.

33 Технический регламент Таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава» (ТР ТС, 001/2011). – М. : РЖД, 2011. – 66 с.

34 Технологическая инструкция по проведению наружного осмотра безазорного сцепного устройства БСУ-4. – М. : РЖД, 2016. – 27 с.

35 **Барбарич, С. С.** Грузовые вагоны с повышенной осевой нагрузкой / С. С. Барбарич, В. Н. Цюренко // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2004. – Пилотный выпуск. – С. 17–23.

36 **Барбарич, С. С.** Грузовые вагоны / С. С. Барбарич, В. Н. Цюренко // Железнодорожный транспорт. – 2005. – № 2. – С. 17–21.

37 **Башкиров, К. В.** Совершенствование автосцепки – залог повышения безопасности движения / К. В. Башкиров, С. А. Пономарев, Д. А. Ступин // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2008. – № 1 (13). – С. 21–24.

38 Автосцепное устройство для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / К. В. Башкиров [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 3 (23). – С. 32–35.

39 Устройство сочленения грузовых вагонов: результаты разработки и испытаний / К. В. Башкиров [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2019. – № 2 (58). – С. 33–35.

40 Поглощающие аппараты классов Т2 и Т3 повышают защиту вагонов с опасными грузами / В. И. Беляев [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2014. – № 4 (40). – С. 18–19.

41 **Болдырев, А. П.** Характеристики перспективных поглощающих аппаратов при переходных режимах движения поезда / А. П. Болдырев, А. М. Гуров, Э. А. Фатьков // Железнодорожный транспорт. – 2007. – № 1. – С. 40–42.

42 Инновационное решение – 120-футовая платформа сочлененного типа для перевозки трех 40-футовых крупнотоннажных контейнеров / Ю. П. Бороненко [и др.] // Транспорт Российской Федерации. – 2009. – № 5 (24). – С. 56–59.

43 **Бороненко, Ю. П.** Инновационный грузовой подвижной состав железных дорог и его высокотехнологическое производство / Ю. П. Бороненко // Наука и транспорт. – 2012. – № 3. – С. 18–21.

44 **Бороненко, Ю. П.** Выбор конструктивных решений сочлененных грузовых вагонов для колеи 1520 мм / Ю. П. Бороненко, Т. М. Белгородцева, Н. А. Кукушина // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 3 (46). – С. 56–59.

45 Перспективное автосцепное устройство грузовых вагонов нового поколения / В. П. Ефимов [и др.] // Железнодорожный транспорт. – 2006. – № 8. – С. 70–72.

46 Грузовым вагонам – современные поглощающие аппараты / Б. Г. Кеглин [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2014. – № 4 (40). – С. 20–21.

47 **Киреева, Ю. С.** Новая сочлененная платформа разработки АО «Татравагонка» / Ю. С. Киреева, Ю. В. Мещерин // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2009. – № 2 (18). – С. 14–15.

48 **Коломийченко, В. В.** Автосцепка нового поколения / В. В. Коломийченко [и др.] // Железнодорожный транспорт. – 2001. – № 11. – С. 56–59.

49 **Орлова, А. М.** Особенности динамического поведения сочлененных вагонов / А. М. Орлова, Н. В. Смирнов, П. В. Козлов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 4. – С. 32–34.

50 Автосцепка СА-3Т для вагонов тяжеловесного движения: особенности конструкции и технологии изготовления / Р. А. Савушкин [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2018. – № 1 (53). – С. 30–32.

51 Технико-экономические характеристики и особенности конструкции вагонов с осевой нагрузкой 27 тс / Р. А. Савушкин [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2018. – № 2 (54). – С. 36–39.

52 **Степанов, А. Н.** Современные поглощающие аппараты обеспечат надежную защиту вагонов и грузов / А. Н. Степанов, Д. А. Ступин // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2009. – № 2 (18). – С. 16–19.

53 **Ступин, Д. А.** Конструкция сцепных устройств для сочлененных грузовых вагонов / Д. А. Ступин, И. А. Харьбин // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2011. – № 1. – С. 38–40.

54 Вагон-цистерна сочлененного типа для перевозки сжиженных углеводородных газов / С. А. Федоров [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2019. – № 2 (58). – С. 30–32.