

АВТОМОБИЛИ

Специализированный
подвижной _____
состав _____

Под редакцией члена корреспондента АН БССР
доктора технических наук, профессора
М. С. ВЫСОЦКОГО, доктора технических наук,
профессора А. И. ГРИШКЕВИЧА

Допущено
Министерством народного образования БССР
в качестве учебного пособия
для студентов высших технических
учебных заведений,
обучающихся по специальности 15.02
"Автомобиле- и тракторостроение"

Минск
"Высшая школа"
1989

ББК 39.35.4я73
А22
УДК 629.114.3(075.8)

Авторы: М. С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, Л. Х. Гилелес, А. Г. Выгонный, Д. М. Ломако, С. Г. Херсонский

Рецензенты: кафедра «Автомобили и двигатели» завода-вуза при Московском автомобильном заводе имени И. А. Лихачева; д-р техн. наук, проф. кафедры «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института Я. Е. Фаробин

А22 **Автомобили: Специализир. подвижной состав: Учеб. пособие/** М. С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, Л. Х. Гилелес и др.; Под. ред. М. С. Высоцкого, А. И. Гришкевича.— Мн.: Выш. шк., 1989.— 240 с.: ил.
ISBN 5-339-00156-3.

Описаны типаж и особенности конструкций специализированного подвижного состава и их агрегатов. Приведены рекомендации по выбору его основных параметров и методики расчетов.

Для студентов вузов специальности «Автомобили и тракторы», может быть использована инженерами-автомобилестроителями.

А 2705140200—091
МЗ04(03)—89—23—89

ББК 39.35.4я73

Учебное издание

Высоцкий Михаил Степанович, Гришкевич Аркадий Иванович, Гилелес Лев Хацкелевич, Выгонный Альберт Георгиевич, Ломако Дмитрий Матвеевич, Херсонский Семен Григорьевич

АВТОМОБИЛИ. СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

Редактор *Ж. И. Васюк*

Младший редактор *А. П. Берлина*

Художник обложки и художественный редактор *В. Н. Валентович*

Художник технического рисунка *В. М. Шмидов*

Технический редактор *М. Н. Кислякова*

Корректор *Л. А. Еркович*

ИБ № 2821

Сдано в набор 27.12.88. Подписано в печать 16.08.89. АТ 10406. Формат 70×90₁₆. Бумага тн № 1. Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 17,55. Усл. кр.-отт. 17,55. Уч.-изд. 18,98. Тираж 9000 экз. Заказ 2132. Цена 95 к.

Издательство «Высэйшая школа» Государственного комитета БССР по делам издательств, лигграфии и книжной торговли. 220048, Минск, проспект Машерова, 11.

Минский ордена Трудового Красного Знамени полиграфкомбинат МППО им. Я. Коласа. 220005. Минск, ул. Красная, 23.

ISBN 5-339-00156-3

© Издательство «Высэйшая школа», 1989

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	
1.	
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОМ СОСТАВЕ	
1.1. Группировка грузов и классификация специализированного подвижного состава	7
1.2. Типаж специализированного подвижного состава	10
2.	
АВТОПОЕЗДА	
2.1. Общие сведения	13
2.2. Особенности тягового расчета автопоездов	17
2.3. Особенности конструкции тягачей автомобильных поездов	24
2.4. Сцепные устройства	30
2.5. Прицепной состав	39
3.	
ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОПОЕЗДОВ	
3.1. Динамика торможения автопоездов	56
3.2. Тормозные приводы автопоездов	66
4.	
МАНЕВРЕННОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОПОЕЗДОВ	
4.1. Кинематика криволинейного движения	79
4.2. Габаритная полоса движения	82
4.3. Расчет некоторых параметров самоустанавливающихся колес	88
4.4. Способы управления прицепными звеньями для повышения маневренности автопоездов	93
4.5. Расчет поперечной устойчивости автопоездов	97
5.	
АВТОМОБИЛИ-САМОСВАЛЫ И САМОСВАЛЬНЫЕ АВТОПОЕЗДА	
5.1. Классификация и область применения самосвалов	103
5.2. Дорожные условия эксплуатации самосвалов	104
5.3. Зависимость тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей-самосвалов от дорожных условий эксплуатации	107
5.4. Компоновка автомобилей-самосвалов	110
5.5. Устойчивость автомобилей-самосвалов	112
5.6. Кузова автомобилей-самосвалов	114
5.7. Опрокидывающие устройства кузовов автомобилей-самосвалов	115
5.8. Расчет опрокидывающих устройств автомобилей-самосвалов	132
6.	
АВТОПОЕЗДА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ДЛИННОМЕРНЫХ, ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ГРУЗОВ И СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ	
6.1. Классификация	141
6.2. Автопоезда для перевозки лесоматериалов	142
6.3. Автопоезда для перевозки металлопроката	155
6.4. Автопоезда для перевозки труб	157
6.5. Автопоезда для перевозки железобетонных изделий	163
6.6. Автопоезда для перевозки тяжелых неделимых грузов	169
7.	
АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА-ЦИСТЕРНЫ	
7.1. Назначение, классификация и общие требования	174

7.2. Автомобили-цистерны для перевозки нефтепродуктов	177	8.3. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами	206
7.3. Автомобили-цистерны для перевозки сыпучих и полужидких грузов	186	8.4. Автотранспортные средства со съемными кузовами	219
7.4. Автомобили-цистерны для перевозки сельскохозяйственных грузов . . .	192	9.	
7.5. Поперечная устойчивость автомобилей-цистерн	196	АВТОМОБИЛИ- И АВТОПОЕЗДА-ФУРГОНЫ	
8.		9.1. Назначение, классификация и общие требования	224
КОНТЕЙНЕРОВОЗЫ, АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА С ГРУЗОПОДЪЕМНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ И СЪЕМНЫМИ КУЗОВАМИ		9.2. Универсальные и специализированные автомобили-фургоны	225
8.1. Контейнеры. Транспортная контейнерная система	198	9.3. Изотермический подвижной состав	227
8.2. Полуприцепы-контейнеровозы	203	9.4. Теплотехнический расчет изотермических фургонов	233
		Л и т е р а т у р а	237
		П р е д м е т н ы й у к а з а т е л ь	238

ПРЕДИСЛОВИЕ

Специализация автомобильного транспорта общего назначения обусловлена необходимостью повышения качества и эффективности перевозок народнохозяйственных грузов, снижения трудоемкости погрузочно-разгрузочных работ и др. Специализированный автомобильный транспорт — одно из звеньев комплексной механизации многих производственных и технологических процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, торговле и других отраслях. Созданы условия, обеспечивающие дальнейшее развитие и увеличение удельного веса специализированных автотранспортных средств в их общем выпуске.

В настоящее время большое внимание уделяется подготовке высококвалифицированных инженерных кадров, способных проектировать специализированные автотранспортные средства на высоком техническом уровне.

Данное учебное пособие составлено по программе курса «Специализированный подвижной состав» для высших учебных заведений и является шестой книгой комплекса учебников и учебных пособий по специальности 15.02 специализации «Автомобили». В книге использован отечественный и зарубежный опыт по созданию различных специализированных автотранспортных средств (автопоездов в составе седельных тягачей и полуприцепов для меж-

дународных и междугородных перевозок, контейнеровозов, автомобилей-самосвалов, лесовозных автопоездов, прицепов и полуприцепов и полуприцепов для перевозки строительных и больших неделимых грузов, трубопроводов).

Авторы пособия стремились показать, при каких методах проектирования специализированного автомобильного подвижного состава обеспечиваются его высокие скоростные и тормозные свойства, топливная экономичность, устойчивость и управляемость. При этом учитывались свойства перевозимого груза, его геометрические параметры и масса, сохранность и удобство погрузочно-разгрузочных работ.

В книге дана классификация и область применения специализированного подвижного состава, а также приведены сведения о его типаже. Рассмотрены основные компоновочные схемы автопоездов, особенно для магистральных перевозок. Приведены особенности тягового расчета автопоездов и специализированных автомобилей методами математического моделирования их движения с применением ЭВМ при оптимизации параметров двигателя и трансмиссии с целью обеспечения их наибольшей эффективности в характерных условиях эксплуатации. Дан анализ конструкций оригинальных узлов и систем современных специализированных автотранспортных средств с

учетом тенденций их развития. Указаны основные специфические требования к данным автотранспортным средствам, их узлам и системам, выполнение которых обеспечивает высокое качество изделий.

Особое внимание уделяется разъяснению функционального назначения специализированных изделий, а также методам конструирования и расчета оригинальных узлов.

Создание новых специализированных автотранспортных средств произ-

водится, как правило, на базе перспективных моделей автомобилей, прицепов и полуприцепов общего назначения, основы проектирования которых, а также вопросы конструирования их узлов и агрегатов рассмотрены в предыдущих книгах настоящего комплекса.

*Член-корреспондент АН БССР
М. С. Высоцкий
Доктор технических наук,
профессор А. И. Гришкевич*

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

1.1. Группировка грузов и классификация специализированного подвижного состава

Специализированный подвижной состав (СПС) — это транспортные средства (автомобиль, автопоезд, прицеп или полуприцеп), конструкция которых позволяет перевозить на них грузы определенного вида (групп грузов) или обладающие специальными погрузочными (разгрузочными) устройствами, обеспечивающими приспособленность к погрузке (разгрузке).

Анализ грузов существующих номенклатурных групп (согласно общезнакому классификатору промышленной и сельскохозяйственной продукции) дает возможность выявить определяющее влияние их характера и свойства на сложившуюся и развивающуюся специализацию подвижного состава, а в дальнейшем разработать рациональную структуру парка подвижного состава в зависимости от структуры грузооборота различных номенклатурных групп грузов.

Все грузы, перевозимые специализированными автомобилями и автопоездами, сгруппированы в пять групп. При этом принимались во внимание параметры грузов, которые непосредственно влияют на тип подвижного состава, а именно: физические, химические и биологические свойства, масса,

объем, размеры, способы погрузки, выгрузки, перевозки и хранения, санитарные условия.

К грузам I группы относятся длинномерные (трубы, колонны, лес, прокат и др.); объемные и крупногабаритные (будки-бытовки, кабины сантехнические, киоски торговые и др.); штучные (легковые автомобили, погрузчики и др.).

При перевозке грузов данной группы нужно предохранять их от поломок, сколов, образования трещин и других механических повреждений и предупреждать сдвиг во время движения транспортных средств.

В зависимости от характера груза, его состояния, размеров, конфигурации необходимо обеспечивать его положение на подвижном составе и опирание на точки (поверхности), указанные в соответствующих руководствах и инструкциях. Опирание груза должно осуществляться на всю плоскость, в нескольких точках (местах) по длине, по краям или по углам на специально установленные места, в двух крайних точках (плоскостях) в зависимости от типа, назначения и конструктивных особенностей грузов. Некоторые грузы можно перевозить с опиранием друг на друга, а некоторые нельзя.

Для соблюдения этих условий подвижной состав должен иметь платформу без бортов со сплошным основанием или раздвижную, оборудованную

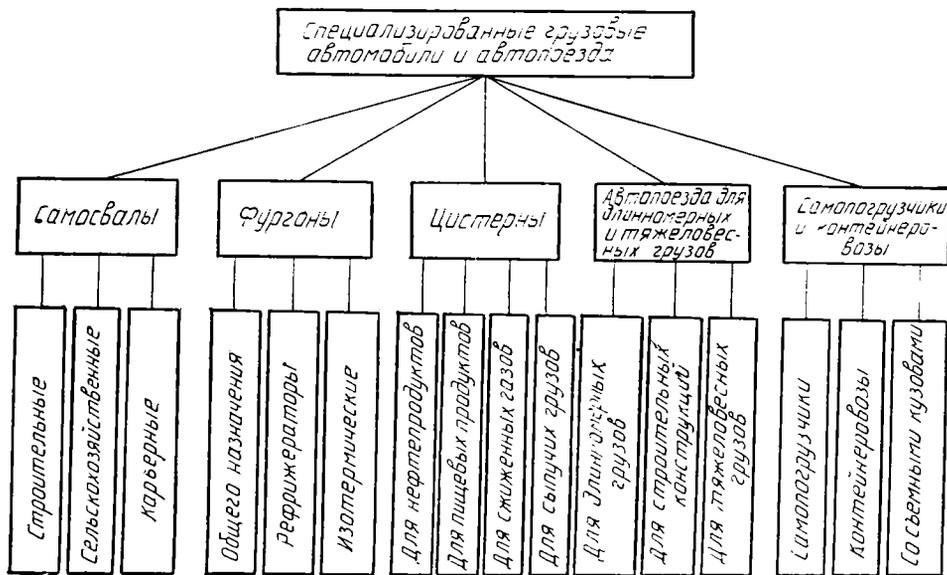


Рис. 1.1. Классификация СПС

кониками, специальными опорными подкладками, кассетой или стойками для обеспечения строго горизонтального или вертикального положения, фиксации от сдвига и т. п.

Грузы II группы в основном сыпучие и навалочные. Они подразделяются на три условные подгруппы: обычные сыпучие (грунт, инертные материалы и др.), которые сохраняют свои физические свойства и качество при перевозке и, следовательно, не требуют для этого особых условий; сыпучие, для которых необходима защита от атмосферных осадков; полужидкие или вязкие (товарный бетон, раствор, асфальтовая масса и др.), требующие соблюдения особых условий перевозки. Так, например, товарный бетон (раствор) должен быть доставлен в пункт назначения без нарушения однородности смеси, т. е. без расслаивания смеси, причем он может затвердевать, если находится продол-

жительное время в пути. В зимнее время при низких температурах окружающей среды бетон (раствор) быстро подвергается «схватыванию», плотно приставая к днищу и бортам кузова.

Грузы III группы делятся на три подгруппы: продовольственные товары (бакалейные, кондитерские, кулинарные и др.); промышленные товары (аппараты и инструменты, мебель и др.) и сырье для легкой и пищевой промышленности (волокно, пряжа, хлопок, шерсть, мука, сахар, табак). По сложности условий перевозки грузов данной группы на первом месте находятся скоропортящиеся продукты (мясопродукты, молочные продукты, кулинарные изделия и др.).

Грузы IV группы подразделяются на две подгруппы: жидкие (наливные) и порошкообразные.

Жидкие грузы характеризуются следующими свойствами: взрывоопас-

ностью и коррозионностью (нефтепродукты); способностью вспениваться (молоко, пиво). Поэтому при перевозке данных грузов необходимо обеспечивать их полную изоляцию от внешней среды и герметичность кузова подвижного состава, постоянную температуру в нем (охлажденные или обогрев), снижение мощности гидравлического удара, эффективность контроля за сохранностью груза и т. д.

Порошкообразные грузы характеризуются примерно одинаковыми свойствами: большой гигроскопичностью (при попадании влаги груз портится, забивает затворы и трубопроводы); способностью к сильному слеживанию и образованию сводов: легким распыливанием, приводящим к большим потерям при транспортировке груза в открытых кузовах и в процессе погрузки и выгрузки.

Большая часть порошкообразных грузов — это пищевые продукты или вредные для здоровья человека вещества, поэтому в обоих случаях необходима тщательная изоляция груза от внешней среды не только в процессе перевозки, но и во время погрузки-выгрузки.

Грузы V группы представляют крупные изделия (витринное стекло, железобетонные фермы, кабель, канаты), перевозка которых должна осуществляться в вертикальном положении.

Основным классификационным признаком специализированных автомобилей является тип кузова. Именно в типе кузова проявляется в первую очередь специализация СПС, предназначенного для перевозки грузов определенной номенклатуры. Классификация СПС в зависимости от перевозимого груза и наличия погрузочных (разгрузочных) устройств приведена на рис. 1.1.

Для постоянной эксплуатации в тя-

желых дорожных условиях используются автомобили повышенной проходимости, а иногда и автопоезда с ведущими осями прицепов и полуприцепов (автопоезда с «активными» осями). Для междугородных перевозок грузов созданы специализированные магистральные автопоезда большой грузоподъемности (контейнеровозы, рефрижераторы и др.).

Основными преимуществами СПС по сравнению с автотранспортными средствами общего назначения являются возможность увеличения коэффициента использования грузоподъемности транспортных средств при перевозке грузов широкой номенклатуры; лучшая сохранность грузов в процессе перевозки; более высокая механизация процессов погрузки и выгрузки; возможность перевозки грузов специфических видов (жидких, длинномерных, тяжеловесных и др.); снижение затрат на тару и упаковку грузов (фургоны); повышение безопасности и улучшение санитарно-гигиенических условий перевозок.

СПС присущи и недостатки: большая стоимость его изготовления по сравнению с автотранспортными средствами общего назначения; снижение в некоторых случаях номинальной грузоподъемности по сравнению с базовыми моделями; повышение трудоемкости обслуживания; невозможность избежания в ряде случаев обратных порожних пробегов.

Некоторое снижение экономических показателей автотранспортных предприятий компенсируется большим экономическим эффектом. Поэтому, несмотря на отмеченные недостатки, значительные преимущества СПС объясняют общую тенденцию все большего применения на автомобильном транспорте как в нашей стране, так и за рубежом специализированных автотранспортных средств.

1.2. Типаж специализированного подвижного состава

В целях дальнейшего развития производства и повышения технического уровня СПС Совет Министров СССР возложил на Министерство автомобильной промышленности СССР и ряд других машиностроительных министерств функции головных по созданию и производству конкретных видов специализированных автотранспортных средств.

Специализированные автомобили и автопоезда (кроме прицепов-тяжеловозов, карьерных самосвалов и некоторых других видов машин) создаются,

как правило, на базе новых и перспективных автомобилей и автопоездов общего назначения производства ГАЗа, ЗИЛа, МАЗа, КраЗа, КамАЗа и др. При этом основные параметры, устанавливаемые для базовых моделей (число мостов, колесная формула, максимально допустимые полная масса и нагрузка на мосты, мощность двигателя), определяют эти же параметры и их значения для соответствующих моделей СПС.

Типажом СПС Министерства автомобильной промышленности СССР на период до 1995 г. предусматривается выпуск специализированных автомобилей, прицепов и полуприцепов мно-

Фургоны									
общего назначения	рефрижератор	для перевозки легковых автомобилей	для перевозки мотоциклов	для перевозки грузов	для перевозки легковых автомобилей	для перевозки грузов	рефрижератор	для перевозки грузов	для перевозки грузов
легковые автомобили					полуприцепы				
 2,5	 2,5	 2,5		 2,5		 4,5	 4,5		
 2,7				 2,7		 4,5	 4,5	 4,5	
 3,7	 3,7	 3,7	 3,7	 3,7			 2,5		
 5,7	 5,7	 5,7	 5,7	 5,7	 5,7			 2,7	
 5,8	 5,8	 5,8	 5,8		 5,8			 5,8	 5,8
 8,3	 8,3	 8,3	 8,3			 8,3			
						 8,3			

* Полная масса грузовика

Рис. 1.2. Типаж фургонов:

I—III — фургоны на шасси автомобилей УАЗ, ЕрАЗ; IV—VI — на шасси автомобилей ГАЗ; VII — на шасси автомобиля КамАЗ; VIII — фургоны для работы с седельным тягачом ЗИЛ полной массой 12 т; IX — с седельным тягачом КамАЗ полной массой 15,5 т; X — с седельным тягачом КамАЗ полной массой 18,5 т; XI — с седельным тягачом МАЗ полной массой 16,5 т; XII — с седельными тягачами МАЗ, КраЗ полной массой 24,5 т; ● — ведущий мост; ○ — неведущий

Самосвалы				
строительные			сельскохозяйственные	
автомобили	прицепы	полуприцепы*	автомобили	прицепы
 2	 9		 6,3	 7
 15,5	 15	 19	 9	 9
 15			 12	 9
 16,5	 27	 19	 15,5	 11,5
 16,5	 15	 25	 15	 11,5
 24,5	 17	 33		
 27				

* для полуприцепов используются седельные тягачи вместо фронтальных автомобилей

Рис. 1.3. Типаж самосвалов:

I, IX — самосвалы на шасси автомобилей ЗИЛ; II, V, XI — на шасси автомобилей КамАЗ; III, IV — на шасси автомобилей МАЗ; VI, VII — на шасси автомобилей КраЗ; VIII — на шасси автомобиля ГАЗ; X — на шасси автомобиля КАЗ; XII — самосвал на шасси автомобиля УралАЗ

гоцеелевого назначения. Это прежде всего фургоны различного назначения (рис. 1.2), самосвалы (рис. 1.3), цистерны, лесовозы, контейнеровозы и металловозы.

Количество модификаций кузовов, определенных типажом, может быть увеличено за счет сравнительно небольших изменений в их конструкции.

Особое внимание уделяется созданию СПС для перевозки продовольственных товаров. К ним относятся, например, впервые разработанные в отрасли полуприцепы-рефрижераторы полной массой 19 и 33 т к трехосным тягачам КамАЗ и МАЗ.

Для мелкопартионных скоропортя-

щихся грузов, в том числе перевозимых на стандартных поддонах и в таре, созданы автомобили-фургоны полной массой 3,7 и 5,7 т с изотермическими кузовами на шасси автомобилей ГАЗ.

Для перевозки скота разработано семейство одно- и двухосных полуприцепов-фургонов полной массой 14,5 и 19 т к тягачам ЗИЛ и КамАЗ. На базе шасси автомобиля КамАЗ создан специализированный автомобиль-фургон полной массой 18,5 т для перевозки в контейнерах яиц и суточных цыплят, живой птицы.

Среди высокоэффективных специализированных автопоездов для сель-

ского хозяйства следует отметить самосвальные автопоезда полной массой 27 и 27,5 т на базе соответственно автомобилей КамАЗ и УралАЗ и полной массой 21 т на базе автомобиля КАЗ, а также самосвальный автопоезд в составе автомобиля-самосвала ГАЗ с дизельным двигателем и прицепа полной массой 15,3 т.

В последние годы проведены работы по созданию седельных и прицепных автопоездов-цистерн повышенной вместимости для перевозки нефтепродуктов. Преобладающими в структуре автопарка станут полуприцепы-цистерны полной массой 19 и 25 т на базе автопоездов КамАЗ, а также 33 т на базе автопоездов МАЗ. Предусмотрено создание автопоездов-лесовозов повышенной грузоподъемности на базе автомобилей КраЗ и МАЗ, а также для работы в особо тяжелых дорожных условиях — на базе автомобиля УралАЗ.

Перевозка строительных насыпных и навалочных грузов осуществляется самосвалами производства ЗИЛ-ММЗ, МАЗ, КамАЗ, и КраЗ грузоподъемностью 5...12,5 т. Предусматривается выпуск самосвала КраЗ повышенной грузоподъемности и прицепного автопоезда КраЗ общей грузоподъемностью 27 т, а также выпуск на базе самосвала МАЗ-5551 и седельного тя-

гача МАЗ-54331 самосвальных прицепных и седельных автопоездов.

Для обеспечения контейнерных перевозок автомобильные заводы выпускают автопоезда со специализированными полуприцепами-контейнеровозами. Для удовлетворения потребностей народного хозяйства в перевозках тяжелых и сверхтяжелых строительных элементов, агрегатов и оборудования планируется выпуск различных прицепов и полуприцепов-тяжеловозов грузоподъемностью 15...1500 т.

Кроме министерств, на которые возложены функции головных, созданием и производством СПС в стране занимаются также предприятия ряда строительных и других отраслевых министерств и ведомств.

Таким образом, автомобильные заводы, развивая производство современной специализированной автомобильной техники многоотраслевого применения, поставляют другим министерствам и ведомствам шасси автомобилей, прицепов и полуприцепов, на базе которых предприятиями этих министерств и ведомств создается большая номенклатура специализированных и узкоспециализированных автотранспортных средств, что способствует максимальному удовлетворению многообразных потребностей народного хозяйства в СПС.

2 АВТОПОЕЗДА

2.1. Общие сведения

Роль автопоездов в специализации автотранспорта, их преимущества и тенденции развития. Опыт эксплуатации автопоездов, в том числе специализированных, показал, что они имеют следующие преимущества по сравнению с одиночным автомобилем: повышенную производительность (в два раза и больше); себестоимость перевозок на 20...30 % ниже в зависимости от расстояния перевозок; расход топлива на тонну перевозимого груза на 20...30 % меньше.

Себестоимость серийного производства прицепов и полуприцепов значительно ниже, чем автомобилей соответствующей грузоподъемности, а при эксплуатации автопоездов требуются меньшие капиталовложения в строительство зон хранения подвижного состава и сокращается потребность в водительском составе.

Широкое использование автопоездов объясняется не только их рентабельностью, но и возможностью с их помощью широкой специализации подвижного состава и использования новых, наиболее прогрессивных методов перевозок.

Специализированные автопоезда по сравнению с одиночными специализированными автомобилями, кроме указанных выше, имеют еще ряд преимуществ. Если специализированные

кузова (фургоны-рефрижераторы, цистерны и др.) установлены на одиночных автомобилях, они могут быть использованы только для перевозки данного вида груза и, как правило, в одном направлении. Если же специализированные кузова установлены на прицепах или полуприцепах, автомобиль-тягач может быть использован для перевозки других специализированных или бортовых прицепов и полуприцепов в обоих направлениях. Важная роль в специализации автотранспортных средств отводится седельным автопоездам.

Анализ современных тенденций развития автотранспорта показывает, что с каждым годом во всех странах расширяются области эффективного применения специализированных автомобилей и автопоездов, растет доля их участия в перевозках. В последние годы все шире применяются большегрузные автопоезда для междугородных и международных перевозок на расстояние до 1000 км и более, которые получили название магистральных. Это объясняется рядом преимуществ, которыми обладает автомобильный транспорт по сравнению с другими видами транспорта. К основным из них относится доставка груза от изготовителя до потребителя независимо от расстояния без перегрузки; повышение технико-экономических показателей транспортного процесса за

счет сокращения сроков доставки и лучшей сохранности груза; возможности организации централизованных перевозок, выбора типа автопоездов в зависимости от порционности грузов.

Например, все большее развитие получают междугородные и международные перевозки на большие расстояния в контейнерах большой грузоподъемности, причем массы и габаритные размеры контейнеров согласованы с параметрами и размерами других видов транспорта (железнодорожный, морской и речной). Это резко сокращает затраты на погрузочно-разгрузочные работы, повышает сохранность грузов и позволяет перевозить штучные грузы без упаковки «от двери к двери».

В нашей стране расширяется выпуск большегрузных магистральных автопоездов, предназначенных для дальних перевозок по дорогам I—III категорий с усовершенствованными типами покрытий.

Задача дальнейшего развития и совершенствования конструкции магистральных автопоездов вытекает из перспективных народнохозяйственных планов и генеральной линии КПСС на интенсификацию всех отраслей экономики на базе достижений научно-технического прогресса. Наряду с возрастающим значением автотранспорта в инфраструктуре народного хозяйства доля перевозок грузов автопоездами будет увеличиваться с опережающим ростом перевозок большегрузными автопоездами.

Классификация и анализ компоновочных схем автопоездов. Автопоезд состоит из двух или более транспортных звеньев, соединенных разъемными устройствами.

Главным классификационным признаком автопоездов служит тип связи между элементами автопоезда. В зависимости от того, какая сила — верти-

кальная (сила тяжести полуприцепа) или горизонтальная (сила тяги) — использована для связи элементов автопоезда, связь эта может быть тяговой или опорной. Тяговая связь используется для соединения автомобиля-тягача с прицепом через тягово-сцепное устройство, в котором основной действующей силой является горизонтальная сила тяги. Опорная связь служит для соединения седельного тягача с полуприцепом с помощью седельно-сцепного устройства, в котором действует как горизонтальная сила тяги, так и вертикальная — от силы тяжести полуприцепа. У автопоезда третьего типа — с роспуском, например у лесовоза, сила тяжести груза распределяется между автомобилем-тягачом и роспуском, а тяговое усилие передается через груз и дышло, т. е. связь в данном случае смешанная (опорная и тяговая). При отсутствии груза и буксировании пустого роспуска связь тяговая.

Таким образом, по типу связи автопоезда делятся на прицепные, седельные и автопоезда-роспуски, по назначению — на общетранспортные для перевозки различных грузов, иногда называемые универсальными или бортовыми (по виду кузова); специализированные для перевозки определенных видов грузов; специальные для перевозки постоянно смонтированного на них технологического оборудования.

Автопоезда бывают с активным или пассивным приводом к колесам прицепа (полуприцепа). Обычно автопоезд состоит из двух основных элементов (звеньев), но могут быть и многозвенные автопоезда с числом звеньев три и более.

Как в нашей стране, так и за рубежом применительно к автопоездам действуют различные ограничения. Предельно допустимые полные массы автопоездов в СССР зависят от числа мостов и допускаемых на них нагрузок,

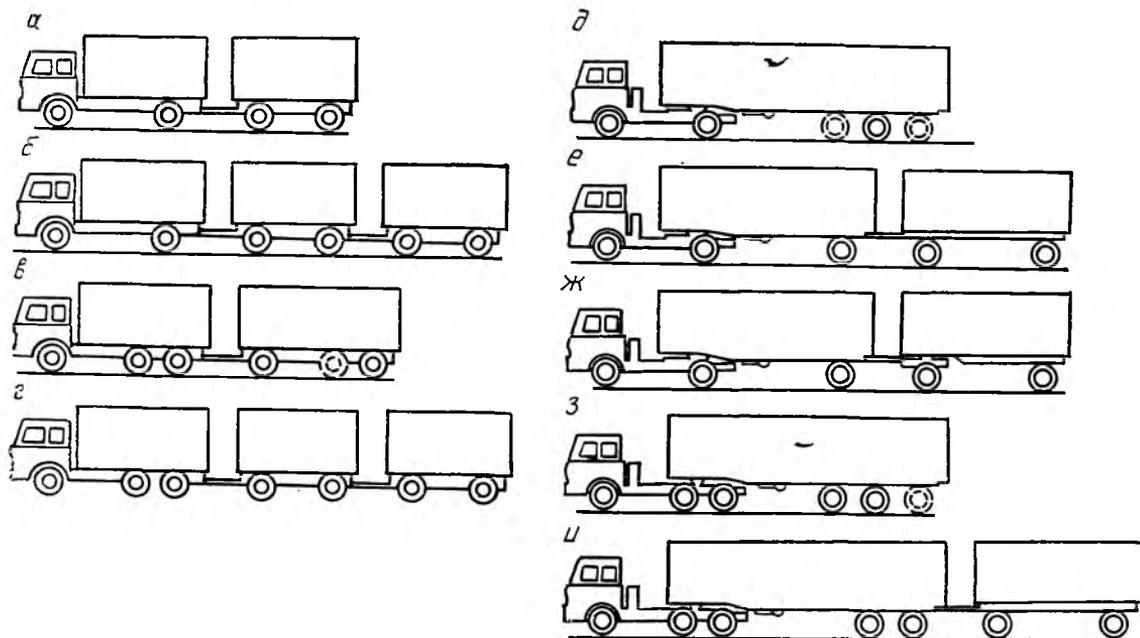


Рис. 2.1. Компоновочные схемы автопоездов:
 а, в, д, з — двухзвенных; б, г, е, ж, и — трехзвенных

максимальная полная масса автопоезда при пяти мостах составляет 40 т, а при шести и более — 52 т. Наибольшая ширина автопоезда — 2,5 м, высота 4,0 м. Наибольшая длина двухзвенного автопоезда — 20 м, трехзвенного — 24 м.

Основные компоновочные схемы автопоездов показаны на рис. 2.1.

Седельные автопоезда имеют преимущество перед прицепными, так как при той же грузоподъемности имеют меньшую длину, меньше подвержены вилянию, конструктивно более просты и имеют меньший коэффициент металлоемкости. Кроме того, использование седельных автопоездов позволяет повысить коэффициент пробега, сократить простой под погрузкой и разгрузкой за счет эксплуатации его с двумя или более полуприцепами и

самое главное — расширяет возможности специализации автопоездов. Номинальная грузоподъемность прицепного автопоезда выше, чем аналогичного седельного автопоезда, на 10...15 %, автомобиль-тягач является самостоятельной транспортной единицей.

Применение в будущем прицепных автопоездов с минимальными зазорами между звеньями за счет укороченных тягово-сцепных устройств и с легкоъемными кузовами, унифицированными по присоединительным размерам с рекомендуемыми ИСО рядом контейнеров, следует рассматривать как перспективное.

Стремление повысить производительность автотранспортных средств обуславливает применение трехзвенных автопоездов, которые могут быть составлены из автомобиля-тягача и

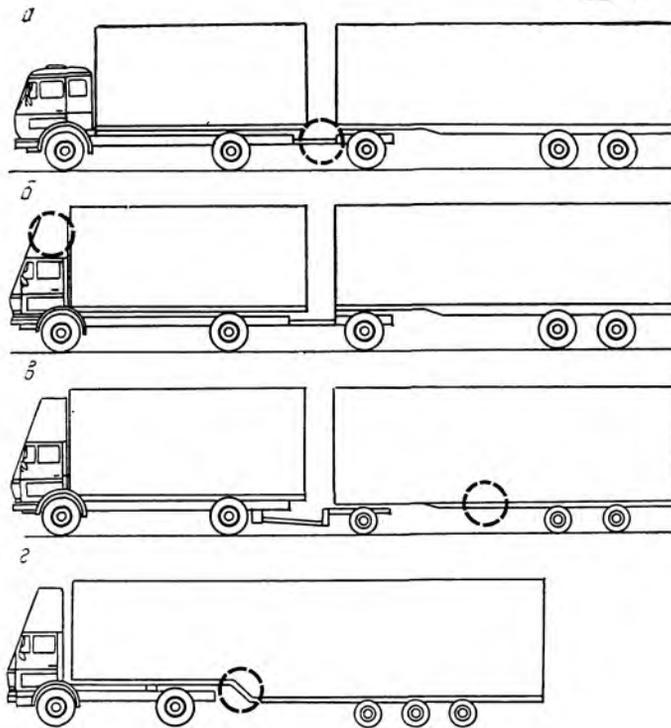


Рис. 2.2. Схема путей повышения грузоподъемности магистральных автопоездов:
а — применение укороченных тягово-сцепных устройств; *б* — перенос спальных мест в надстройку кабины;
в — применение низкорамных прицепов; *г* — применение полуприцепов со ступенчатым полом

двух прицепов (рис. 2.1, б, г) или двух полуприцепов (рис. 2.1, ж), причем второй полуприцеп используется с подкатной тележкой как прицеп.

В последнее время в Канаде и США для междугородных перевозок широко используются автопоезда в составе седельного автомобиля-тягача с полуприцепом и прицепом полной массой 32 т и более (рис. 2.1, е, и).

Широкому распространению трехзвенных автопоездов в нашей стране будет способствовать внедрение более совершенных конструкций тягово-сцепных устройств, выпуск автомобилей-тягачей с улучшенными тягово-скоростными свойствами, улучшение управляемости и устойчивости авто-

поездов и развитие сети магистральных дорог.

При проектировании магистральных автопоездов важным фактором является максимальная реализация допускаемых законодательством весовых параметров и габаритных размеров. При этом одной из проблем при компоновке автопоезда является обеспечение необходимой грузоемкости кузовов для реализации его допустимой полной массы. Данная задача может быть решена при сокращении расстояния между тягачом и прицепом за счет применения укороченных тягово-сцепных устройств (рис. 2.2, а), уменьшения длины кабины за счет переноса спальных мест в надстройку

над кабиной (рис. 2.2, б) (при этом полезная длина грузовой платформы увеличивается на 400...500 мм); использования низкорамных прицепов, для чего на прицепы устанавливаются низкопрофильные шины с минимально возможным диаметром (рис. 2.2, в); применения полуприцепов со ступенчатым полом, что увеличивает грузовое помещение у седельных автопоездов (рис. 2.2, г).

2.2. Особенности тягового расчета автопоездов

Показатели технического уровня автопоезда — производительность, надежность и топливная экономичность имеют особое значение для снижения себестоимости перевозок, экономии топливно-энергетических ресурсов, а также повышения конкурентоспособности автопоездов на мировом рынке.

Производительность или, при прочих равных условиях, средняя скорость движения и топливная экономичность в основном зависят от характеристики двигателя и трансмиссии. Исследование этих характеристик и на этой основе выбор параметров двигателя и трансмиссии не дает желаемых результатов, так как средняя скорость движения и соответствующие расходы топлива взаимосвязаны. Согласование характеристик двигателя и трансмиссии в настоящее время осуществляется методом комплексной оценки, основанной на взаимосвязанном рассмотрении тягово-скоростных свойств автопоезда и его топливной экономичности.

Для решения практических задач по согласованию параметров двигателя и трансмиссии при проектировании автопоездов эффективно применяются методы математического моделирования процесса движения автопоезда на вычислительных машинах.

Моделирование — метод изучения определенной системы путем ее замены более удобной для исследования математической моделью, сохраняющей существенные черты оригинала. Моделирование процесса движения автомобиля описано в книге «Автомобили. Теория».

Математическая модель движения автопоезда включает систему дифференциальных уравнений, описывающих движение автопоезда и полученных с использованием известных в теории автомобиля соотношений, логические операции, описывающие действия водителя, и экспериментальный материал, лежащий в основе математического описания.

Моделирование процесса движения автопоезда на ЭВМ имеет ряд преимуществ по сравнению с экспериментальным методом исследования:

1) применение моделирования позволяет еще на этапе предварительного проектирования прогнозировать поведение автопоезда при его эксплуатации, что исключает создание нерациональных образцов;

2) при исследовании модели параметры автопоезда можно варьировать в широких пределах, что позволяет анализировать их влияние на эффективность функционирования автопоезда и оптимизировать параметры;

3) с помощью моделирования на ЭВМ движения автопоезда существенно экономится время проведения исследований.

Для оптимизации параметров двигателя и трансмиссии используется комплексный показатель — коэффициент эффективности автопоезда $k_{эф}$, которым характеризуется эффективность его работы с учетом средней скорости движения $v_{ср}$ и соответствующего ей среднего расхода топлива $Q_{ср}$ на 100 км пути. Этот коэффициент определяется как отношение часовой произ-

водительности к расходу топлива на 100 км пути:

$$k_{эф} = 10^{-2} m_r v_{ср} / Q_{ср}, \quad (2.1)$$

где m_r — грузоподъемность автопоезда, т; $v_{ср}$ — средняя скорость, км/ч; $Q_{ср}$ — средний расход топлива на 100 км пути, л.

Таким образом, $k_{эф}$ комплексно отражает важнейшие технико-экономические требования: повышение производительности труда и экономии топливно-энергетических ресурсов.

Исходными данными для проведения расчетов по оптимизации удельной мощности автопоезда и передаточного числа главной передачи являются: полная масса автопоезда, форма кривых крутящего момента и удельного расхода топлива, внешней скоростной характеристики двигателя, расчетный радиус колеса, коэффициент обтекаемости, характеристика коробки передач и коэффициент сопротивления качению.

При этом предполагается, что характеристики двигателей определенной модели геометрически подобны, все они имеют общую характеристику удельного расхода топлива и что во всех случаях имеется один и тот же ряд передаточных чисел коробки передач и различные кинематические скорости автопоездов формируются за счет изменения передаточного числа главной передачи.

Из всего комплекса параметров двигателя и трансмиссии выделяют два основных: максимальную мощность двигателя и передаточное число главной передачи (вопрос о выборе характеристики коробки передач рассмотрен в книге «Автомобили. Теория»). Для большей общности исследования в дальнейшем будем оперировать не полной массой автопоезда и мощностью двигателя, а удельной мощностью автопоезда $P_{уд}$.

Задача выбора оптимальных значений удельной мощности $P_{уд}$ и передаточного числа главной передачи u_0 сводится к тому, чтобы путем варьирования в определенном диапазоне значений $P_{уд}$ и u_0 найти те наиболее выгодные сочетания $v_{ср}$ и $Q_{ср}$, которые обеспечивают максимальное значение комплексного показателя — коэффициента эффективности.

Следовательно, критериями оптимизации являются $v_{ср}$, $Q_{ср}$ и $k_{эф}$, которые определяются в результате математического моделирования движения автопоезда по дороге с реальным профилем.

Диапазоны варьирования $P_{уд}$ и u_0 выбираются из следующих соображений. Нижний $P_{уд}$ и верхний u_0 уровни определяются исходя из условия выполнения требования ГОСТ 21398—75 — нижний уровень максимальной скорости автопоезда должен быть не менее 80 км/ч. Пользуясь уравнением мощностного баланса и подставляя в него значение максимальной скорости 80 км/ч, определяют соответствующую мощность двигателя. Отношение полученной мощности двигателя к полной массе автопоезда и будет нижним уровнем $P_{уд}$. Верхний уровень $P_{уд}$ принимается с учетом того, что $P_{уд}$ современных автопоездов не превышает 8,5 кВт/т.

Верхний уровень передаточного числа главной передачи

$$u_0 = 0,377 n_{емax} r_0 / (u_v v_{max}), \quad (2.2)$$

где $n_{емax}$ — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя, мин⁻¹; r_0 — радиус качения колеса, м; u_v — передаточное число высшей передачи в коробке передач; v_{max} — максимальная скорость автопоезда (в данном случае $v_{max} = 80$ км/ч).

Нижний уровень u_0 принимается с учетом того, что кинематическая ско-

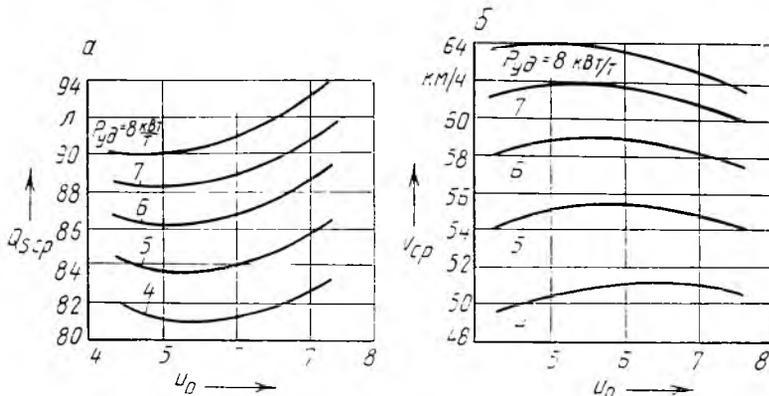


Рис. 2.3. Зависимость среднего расхода топлива на 100 км пути (а) и средней скорости движения магистрального автопоезда (б) от передаточного числа главной передачи и удельной мощности

рость современных автопоездов находится в пределах 100...145 км/ч. Подставляя в формулу (2.2) значение $v_{\text{кmax}}$, находят нижний предел u_0 .

Определить одно оптимальное сочетание значений удельной мощности автопоезда и передаточного числа главной передачи для различных условий эксплуатации практически невозможно. Поэтому выбор типичного маршрута для характерных условий эксплуатации автопоезда является ответственным моментом. Не сложен выбор типичного маршрута для магистральных автопоездов. Для других автопоездов в зависимости от их назначения может быть несколько характерных условий эксплуатации с соответствующими типичными маршрутами. В этих случаях, учитывая назначение проектируемого автопоезда, устанавливают наиболее характерные условия эксплуатации и находят для них типичный маршрут. Найденное на таком маршруте методом математического моделирования работы автопоезда в реальных условиях оптимальное сочетание удельной мощности и передаточного числа главной передачи может быть принято в качестве основного варианта.

Для других условий эксплуатации данного автопоезда также определяют типичные маршруты и тем же методом находят сочетания удельной мощности и передаточного числа главной передачи. В случае получения их близких сочетаний, например для эксплуатации в условиях города и горно-холмистой местности возможен компромиссный выбор одного сочетания значений указанных величин вместо двух. В общем случае различные варианты сочетаний удельной мощности и передаточного числа главной передачи автопоезда могут быть достигнуты за счет различной степени форсирования двигателя основного варианта или ограничения его мощности, а также наличия соответствующей номенклатуры ведущих мостов. Если форсирование двигателя затруднено, вопрос рационального согласования параметров двигателя и трансмиссии решается тем же методом за счет вариации только передаточного числа главной передачи и определения таким образом соответствующей номенклатуры ведущих мостов с рядом передаточных чисел для различных характерных условий эксплуатации.

В общем случае рекомендуется рас-

смотреть варианты с применением набора одноступенчатых ведущих мостов, а также двухступенчатого ведущего моста, позволяющего расширить диапазон передаточных чисел трансмиссии.

Оптимизация удельной мощности и передаточного числа главной передачи методом математического моделирования процесса движения автопоезда ведется по специально разработанным программам и в общем случае сводится к следующему. По дифференциальным уравнениям сначала определяются $v_{ср}$ и $Q_{ср}$ в зависимости от $P_{уд}$ и u_0 . Для каждого сочетания значений $P_{уд}$ и u_0 в выбранном диапазоне ЭВМ выдает информационный материал, позволяющий изобразить графически две основные зависимости — $v_{ср}$ и $Q_{ср}$ от $P_{уд}$ и u_0 (рис. 2.3). Затем могут быть построены графики зависимости оптимальных значений u_0 по критерию максимальной средней скорости автопоезда и критерию минимального расхода топлива от $P_{уд}$. Эти зависимости могут быть использованы в тех случаях, когда исходной задачей является обеспечение наибольшей производительности автопоезда или максимальной экономии топлива. Поэтому дальнейшая оптимизация $P_{уд}$ и u_0 ведется с использованием коэффициента эффективности $k_{эф}$.

В конструкторской практике имеют место следующие варианты оптимизации названных величин:

- 1) требуется определить оптимальное сочетание удельной мощности и передаточного числа главной передачи для проектируемого автопоезда;

- 2) при заданном передаточном числе главной передачи необходимо определить оптимальную удельную мощность автопоезда;

- 3) при заданной удельной мощности автопоезда нужно определить оптимальное передаточное число главной передачи.

Оптимальные $P_{уд}$ и u_0 по первому варианту определяются с использованием графика, изображенного на рис. 2.3, и формулы (2.1). Полученные результаты сводятся в таблицу, которая позволяет определить то сочетание $P_{уд}$ и u_0 , при котором коэффициент эффективности будет наибольшим.

Для решения задачи по второму варианту используются различные значения $P_{уд}$ и строятся графики зависимостей $v_{ср} = f(P_{уд})$ и $Q_{ср} = f(P_{уд})$, а затем график основной оптимизационной зависимости $k_{эф} = f(P_{уд})$, изображенный на рис. 2.4. На основе этой зависимости можно определить удельную мощность автопоезда, при которой его коэффициент эффективности максимальный (оптимум удельной мощности соответствует максимуму на кривой $k_{эф} = f(P_{уд})$).

Аналогично решается задача по третьему варианту. Полученные результаты расчета проверяются в соответствии с требованиями ГОСТ 21398—75 к тягово-скоростным свойствам автопоезда.

Окончательная технико-экономическая оценка нового автопоезда производится на основе испытания его на дорогах Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ, профиль, план и покрытие которых имеют в значительной степени типизированные характеристики.

При тяговом расчете магистральных автопоездов используется второй вариант оптимизации удельной мощности автопоезда и передаточного числа главной передачи, описанной выше. Выбор передаточного числа главной передачи обусловлен специфическими условиями эксплуатации магистральных автопоездов и современными тенденциями совершенствования двигателя, коробки передач и ведущего моста большегрузных автопоез-

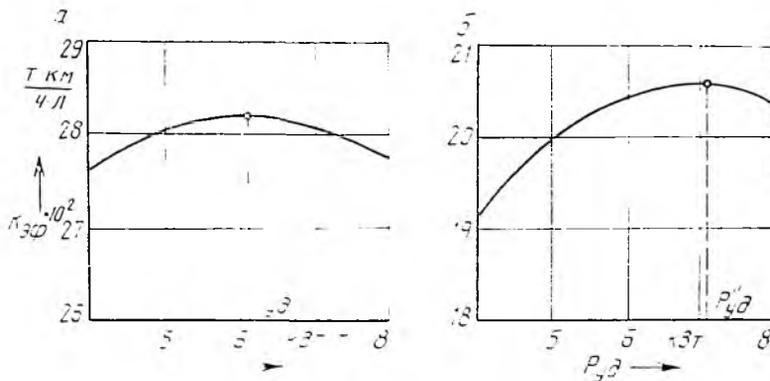


Рис. 2.4. Зависимость коэффициента эффективности ($k_{эф}$) магистрального автопоезда полной массой 42 т от удельной мощности ($P_{уд}$) при передаточном числе главной передачи $u_0 = 4,3$:
 а — при движении по равнинной дороге; б — при движении по холмистой дороге

дов, описание которых приводится ниже.

Магистральные автопоезда предназначены для международных и междугородных перевозок грузов по дорогам I и II, частично III категорий, имеющим капитальные покрытия. По характеристике продольного профиля эти дороги делятся на равнинные с наибольшими продольными уклонами не более 30‰ и холмистые до 50‰.

Благодаря хорошим дорожным условиям магистральные автопоезда постоянно могут поддерживать высокую среднюю скорость движения, близкую к максимально допустимой дорожными ограничениями, длительность безостановочного движения в отличие от городских и местных перевозок достигает нескольких часов.

Большегрузные магистральные автопоезда с низкими скоростными свойствами создают серьезные помехи другим участникам транспортного потока, обладающим более высокими скоростными свойствами.

В двигателях магистральных автопоездов широко используется турбонаддув, который позволяет на базе основной модели двигателя создать

ряд двигателей различной мощности. Например, на базе двигателя ЯМЗ-238 мощностью 177 кВт созданы двигатели мощностью 206 и 235 кВт. Это расширяет возможности выбора удельной мощности для проектируемых автопоездов.

Энерговооруженность автопоезда характеризуется его удельной мощностью. Ведущие европейские фирмы в последние годы создали тягачи, оборудованные двигателями большой мощности, например, Mercedes Benz — 1644 — 320 кВт, Scania 142 — 309 кВт. Удельная мощность автопоездов полной массой 40 т на базе этих тягачей составляет 7,7...8,0 кВт/т.

Мощные двигатели в сочетании с многоступенчатыми коробками передач и ведущими мостами с малым передаточным числом обеспечивают работу двигателя в экономичном интервале частот вращения коленчатого вала при скоростных режимах движения. Благодаря этому, а также низкому удельному расходу топлива двигателей и благоприятным скоростным характеристикам для указанных автопоездов характерны высокие тягово-динамические свойства и низкий расход топлива. При

этом увеличивается долговечность двигателя (он работает в основном при пониженной частоте вращения коленчатого вала), безопасность движения и уменьшаются помехи со стороны автопоезда, обладающего большими габаритными размерами, для более быстрых автомобилей — участников транспортного потока, а также снижается шум от работы двигателя.

Одновременно с увеличением мощности двигателей большое внимание уделяется рациональному подбору характеристик двигателя, существенно влияющих на тягово-скоростные свойства автопоезда и его топливную экономичность.

Следует отметить общую тенденцию к снижению номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя с одновременным увеличением крутящего момента на его валу. Получаемые при этом более пологая кривая характеристики мощности и более крутая — характеристики крутящего момента со сдвинутым в сторону меньшей частоты вращения максимумом его значений позволяют значительно повысить приспособляемость двигателя, работать на более низкой частоте вращения коленчатого вала, а следовательно, снизить расход топлива, потери на трение, реже производить переключение передач и т. д.

Ряд дизельных двигателей производства европейских фирм имеют номинальную частоту вращения коленчатого вала в пределах 1800...2000 мин⁻¹, а американских — 1600...2000 мин⁻¹.

Коэффициент приспособляемости современных двигателей находится в пределах 1,15...1,35.

В последнее десятилетие наблюдается тенденция к увеличению количества ступеней в коробке передач. На современных магистральных большегрузных автопоездах в основ-

ном применяются коробки передач с числом ступеней 10 и более. Наибольшее распространение получили 13-ступенчатые коробки передач.

Важным моментом является выбор оптимального ряда передаточных чисел коробки передач. Высшая передача чаще всего является прямой. Это объясняется стремлением повысить КПД трансмиссии на наиболее используемой передаче коробки передач.

Многоступенчатые коробки передач магистральных автопоездов имеют обычно ряд передаточных чисел, отличный от геометрического, с плотным рядом высших передач за счет расширения интервалов между низшими ступенями. Метод построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок приведен в книге «Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия».

Например, у 13-ступенчатых коробок передач производства фирмы Fuller диапазон передаточных чисел равен 14,37, а отношение передаточных чисел смежных ступеней — 1,15...1,50.

Увеличение количества ступеней одновременно усложняет управление коробкой передач. Это особенно сказывается при осуществлении «экономичного» алгоритма переключения передач, позволяющего снизить расход топлива за счет того, что переключение передач осуществляется в зоне малых частот вращения коленчатого вала, которой соответствуют наименьшие значения удельного расхода топлива. Для полной реализации преимуществ многоступенчатой коробки передач, осуществления «экономичного» алгоритма переключения передач и облегчения труда водителя в настоящее время ведутся работы по автоматизации системы управления коробкой передач.

На топливно-скоростные свойства автомобилей оказывает влияние сум-

марное передаточное число трансмиссии. Изменяя передаточное число главной передачи ведущего моста, можно получить разные варианты передаточных чисел трансмиссии, не изменяя передаточных чисел коробки передач. Поэтому определение передаточного числа главной передачи или в общем случае назначение максимальной кинематической скорости автомобиля (автопоезда) является ответственным моментом при проектировании автомобиля.

Для магистральных автопоездов влияние передаточного числа главной передачи на топливно-скоростные свойства значительно возрастает в связи с тем, что движение автопоезда происходит в основном на высшей передаче. Таким образом, именно передаточное число главной передачи определяет в основном диапазон частоты вращения коленчатого вала. Поэтому необходимо, чтобы часто используемому автопоезду диапазону скоростей соответствовала работа двигателя в наиболее экономичном диапазоне частот вращения коленчатого вала.

Стремление обеспечить работу двигателя в зоне минимальных удельных расходов топлива при наиболее используемых скоростных режимах движения и объясняется современной тенденцией к уменьшению передаточного числа главной передачи, а следовательно, к увеличению максимальной кинематической скорости автопоезда. Из 31 рассмотренного магистрального автопоезда, выпускаемого европейскими фирмами, 80 % моделей имеют максимальную кинематическую скорость выше 100 км/ч, а у 45 % автопоездов максимальная скорость 110...120 км/ч.

Низкие передаточные числа главных передач, кроме того, позволяют применять одинарные главные передачи вместо двойных, что повышает КПД трансмиссии.

Передаточное число главной передачи определяется по следующим соображениям. Как уже упоминалось, наиболее используемая скорость движения магистральных автопоездов близка к максимально допустимой по условиям безопасности. На этом скоростном режиме движения автопоезда необходимо обеспечить работу двигателя в зоне минимальных удельных расходов топлива. Следовательно, приняв за наиболее используемую скорость движения автопоезда 70 км/ч (максимально допустимая по условию безопасности) и зная частоту вращения коленчатого вала двигателя, соответствующую минимальному удельному расходу топлива, можно при высшей передаче в коробке передач найти передаточное число главной передачи u_0 по формуле (2.2), подставляя в нее вместо $n_{\text{емax}}$ частоту вращения коленчатого вала, соответствующую минимальному удельному расходу топлива, и $v_{\text{max}} = 70$ км/ч.

Зная передаточное число главной передачи и номинальную частоту вращения двигателя, определяют максимальную кинематическую скорость автопоезда. Такой подход к определению передаточного числа главной передачи обеспечивает при соответствующей удельной мощности максимально возможную производительность автопоезда при работе двигателя на экономичном режиме.

В дальнейшем задача оптимизации $P_{\text{уд}}$ и u_0 сводится к выбору удельной мощности, в наибольшей степени соответствующей найденному передаточному числу главной передачи с использованием комплексного показателя — коэффициента эффективности $k_{\text{эф}}$.

Для решения данной задачи по результатам расчетов строится график зависимости $k_{\text{эф}}$ от удельной мощности при найденном выше передаточном числе главной передачи (см. рис. 2.4).

Из графика видно, что в зависимости от условий эксплуатации (равнинная или холмистая дорога) удельная мощность, соответствующая оптимальному значению удельной производительности, будет разной ($P'_{уд}$ и $P''_{уд}$). Вопрос заключается в том, какой удельной мощности отдать предпочтение: соответствующей равнинной ($P'_{уд}$) или холмистой дороге ($P''_{уд}$). Учитывая тенденцию к увеличению удельной мощности автопоезда и получаемые при этом преимущества, о которых упоминалось выше, предпочтение отдают удельной мощности, соответствующей холмистой дороге ($P''_{уд}$) или близкой к ней.

Такой подход к выбору удельной мощности, кроме того, позволяет при эксплуатации автопоездов на равнинной дороге в летний период увеличивать их полную массу выше номинальной за счет применения прицепного состава повышенной грузоподъемности или формирования трехзвенных автопоездов.

2.3. Особенности конструкции тягачей автомобильных поездов

Тягачи подразделяются на автомобили-тягачи и седельные тягачи. Автомобили-тягачи предназначены для буксировки прицепов, оборудованы платформой или специализированным кузовом для перевозки грузов, тягово-сцепным устройством, а также выводами для тормозного привода и подключения электрооборудования прицепа. Седельные тягачи предназначены для буксировки полуприцепов, оборудованы седельно-сцепным устройством, а также пневмо- и электровыводами для подключения тормозной системы и электрооборудования полуприцепа.

В качестве автомобилей-тягачей используются грузовые автомобили в основном базовых и модифицирован-

ных моделей, на шасси которых могут устанавливаться различные специализированные кузова, обладающие достаточными для буксирования прицепов тягово-скоростными и сцепными свойствами. Автомобили-тягачи могут отличаться от базовых моделей мощностью двигателя и передаточными числами трансмиссии.

Седельные тягачи, являясь в основном модификациями базовых моделей общетранспортного назначения, отличаются от последних отсутствием собственного кузова (на их шасси монтируется седельно-сцепное устройство), укороченной базой, наличием дополнительных топливных баков. Например, седельный тягач ЗИЛ-130В по сравнению с автомобилем ЗИЛ-130 имеет укороченную на 0,5 м базу, что позволило уменьшить почти на 1 м минимальный радиус поворота. Седельные тягачи также могут отличаться от базовых моделей мощностью двигателя и передаточными числами трансмиссии.

Тягачи, предназначенные для буксировки прицепов-тяжеловозов, как правило, не являются модификацией грузовых автомобилей и имеют оригинальную конструкцию. Примером такого тягача может служить МАЗ-543.

В последние годы в связи со значительным расширением междугородных перевозок грузов на дальние расстояния возникла необходимость в создании тягачей, специально предназначенных для многодневных рейсов в составе магистральных большегрузных автопоездов. Первыми отечественными тягачами для магистральных автопоездов явились седельные тягачи МАЗ-6422 и МАЗ-5432, производство которых освоено на Минском автозаводе в 1980 г. Особенности их конструкции рассматриваются ниже.

Компоновка тягачей осуществляется, как правило, по схемам «кабина за двигателем» и «кабина над двигате-

лем». Подавляющее большинство тягачей комплектуется по схеме «кабина над двигателем».

Особые требования предъявляются к кабине. Кроме общетехнических требований (высокая прочность и надежность, малая масса и др.), к кабинам современного тягача для магистральных автопоездов предъявляется ряд специфических требований, соответствующих ее функциональному назначению.

Кабина должна обладать комплексом эстетических и эргономических качеств, обеспечивающих максимальный комфорт водителю, быть оборудована спальными местами, оснащена средствами, предназначенными для создания необходимого микроклимата в кабине, отдыха и сна водителей в многодневном рейсе. Требование к обтекаемости формы кабины значительно возросло, так как обтекаемость с увеличением скоростей движения оказывает большое влияние на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автопоезда.

Для реализации высокой потенциальной производительности магистральных автопоездов всевозрастающее значение приобретает улучшение условий труда водителя. Проводятся работы по совершенствованию его рабочего места. Несмотря на широкие эргономические исследования, проведенные в разных странах, и имеющиеся рекомендации и нормируемые параметры посадки водителя, работы по совершенствованию рабочего места водителя продолжают. В последние годы на многих тягачах предусматривается регулировка рулевого колеса по высоте и углу наклона, электроподогрев сидений, расширен диапазон регулировки сиденья водителя по высоте, в продольном направлении, наклону спинки и др.

Проблема снижения вибронату-

женности рабочего места водителя тягача весьма актуальна и решается комплексно путем улучшения амортизационных качеств сиденья, подрессоривания кабины и совершенствования подвески автомобиля.

В качестве амортизирующих элементов в подушках и спинках сидений применяются резиновые ремни и формованная губчатая резина, поверх которой наложен технический войлок. Спинки и подушки обшиты материалом из химического волокна. Улучшение амортизационных качеств сиденья достигается за счет применения механизма подрессоривания сиденья. Колебания и резкие толчки во время движения автомобиля смягчаются пластинчатым торсионом 9 (рис. 2.5) и гасятся в рычажном механизме 10 за счет трения и в телескопическом гидромолотизаторе 8.

Конструкцией тягача предусматривается возможность изменения упругих качеств системы подрессоривания в зависимости от массы водителя. Это достигается путем увеличения или уменьшения угла закрутки торсиона с помощью рукоятки 5. Наклон спинки сиденья изменяется с помощью рычагов 6, расположенных с обеих ее сторон. Регулировка сиденья по высоте осуществляется нажатием ноги на педаль 11. Продольное перемещение сиденья осуществляется механизмом салазкового типа, а фиксация в нужном положении — с помощью рукоятки 1. Кроме того, предусмотрена регулировка угла наклона подушки сиденья водителя с помощью рукоятки 2.

Перспективным направлением является применение пневмоподвески сиденья с автоматической регулировкой его упругих качеств в зависимости от массы водителя.

Подвеска кабины является одним из звеньев в системе поглощения вибраций на пути от шин колес до подуш-

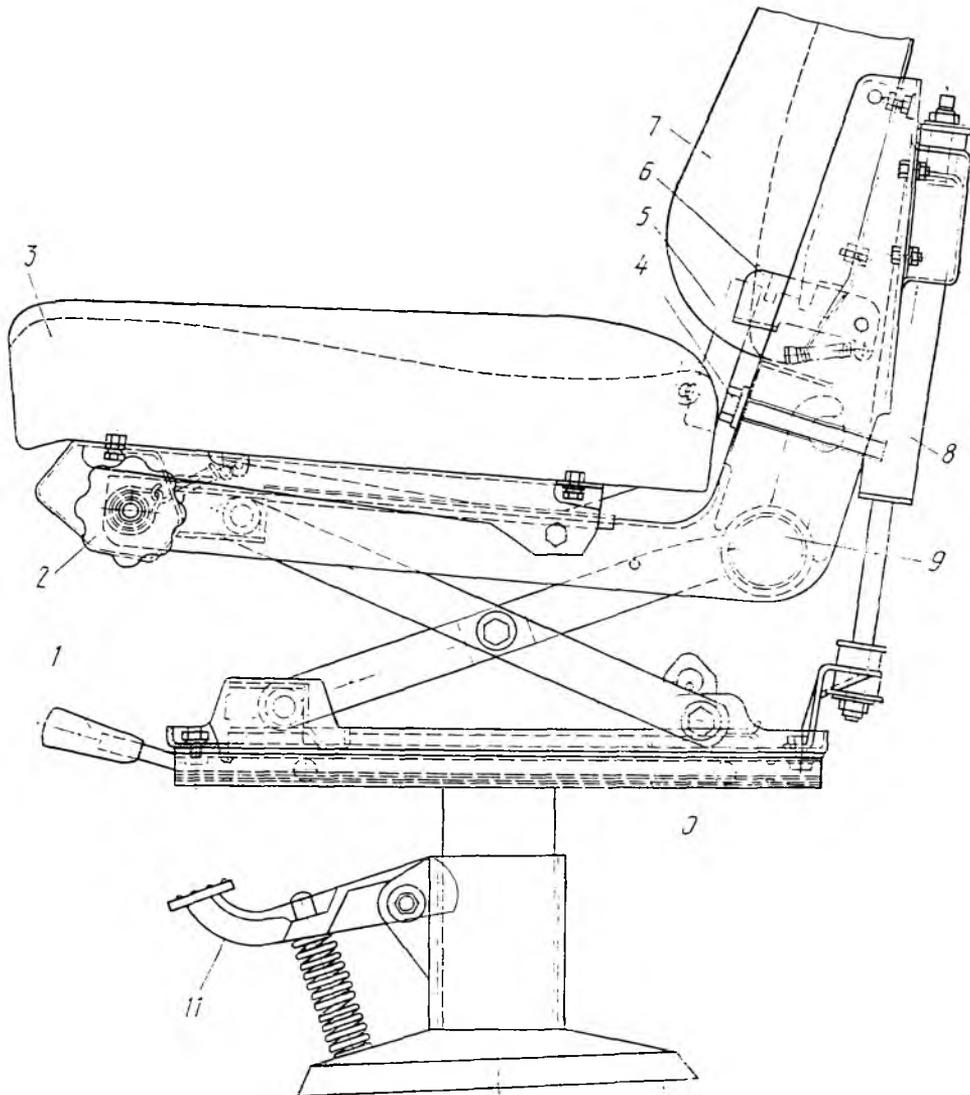


Рис. 2.5. Сиденье водителя автомобилей МАЗ:

1 — рукоятка регулировки продольного положения сиденья; 2 — рукоятка регулировки угла наклона подушки; 3 — подушка сиденья; 4 — винт; 5 — рукоятка регулировки упругих свойств сиденья; 6 — рычаг регулировки наклона спинки сиденья; 7 — спинка сиденья; 8 — амортизатор; 9 — торсион; 10 — рычаги подвески сиденья; 11 — педаль регулировки сиденья по высоте

ки сиденья. В настоящее время на большинстве магистральных тягачей применяется подрессоренная кабина, что позволяет значительно снизить

вибронегруженность рабочего места водителя в основном за счет поглощения высокочастотной составляющей вибраций. В качестве упругого эле-

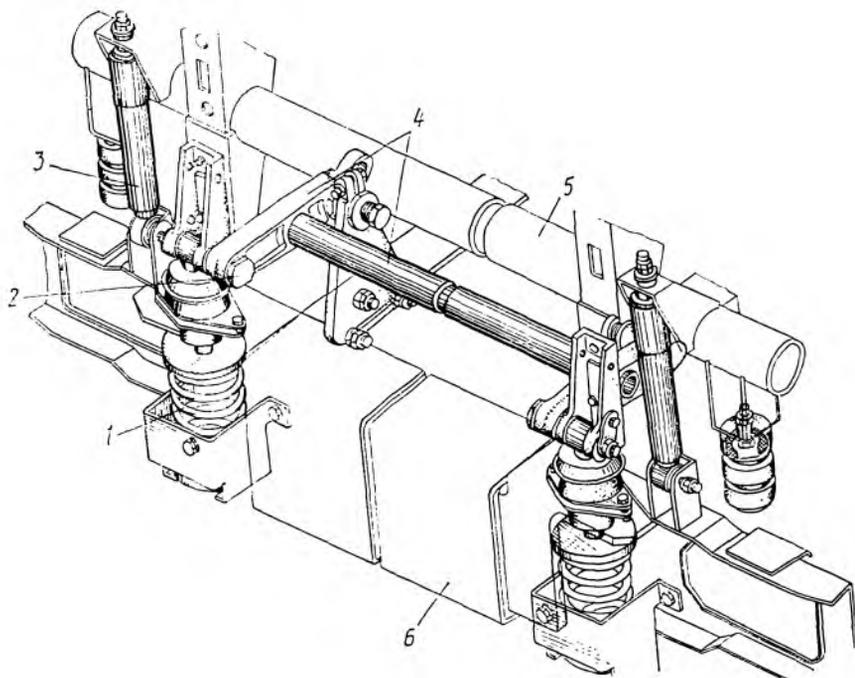


Рис. 2.6. Переднее поддрессирование кабины:

1 — пружина; 2 — опора; 3 — амортизатор; 4 — стабилизатор поперечной устойчивости; 5 — балка кабины; 6 — поперечина рамы

мента системы поддрессирования кабины могут служить листовые рессоры, пружины, торсионы и резиновые подушки, работающие на срез. Демпфирование колебаний кабины обычно осуществляется гидравлическими амортизаторами. Конструкция системы поддрессирования кабины с пружинами в качестве упругого элемента показана на рис. 2.6 и 2.7.

Кабина установлена на четырех опорах, каждая из которых включает цилиндрическую пружину и гидравлический амортизатор. Переднее поддрессирование кабины осуществляется посредством двух шарнирных опор 3 (см. рис. 2.6), опирающихся на пружины 1, закрепленные на кронштейне 2 бампера, и двух амортизаторов 4.

Устойчивость кабины в поперечном направлении достигается с помощью стабилизатора 5 поперечной устойчивости. Заднее поддрессирование осуществляется установкой балки 4 (см. рис. 2.7) опоры кабины на две пружины 5 и два амортизатора 6, расположенные внутри пружин. Для обеспечения продольной устойчивости кабины поддрессоренная балка 4 посредством стабилизатора 1 связана с рамой автомобиля. Перемещение кабины по вертикали ограничено резиновым буфером 3 и ограничителем 2.

Для улучшения микроклимата в кабине на новых магистральных тягачах предусмотрена усиленная теплоизоляция, увеличена мощность двигателей вентиляторов и применены раз-

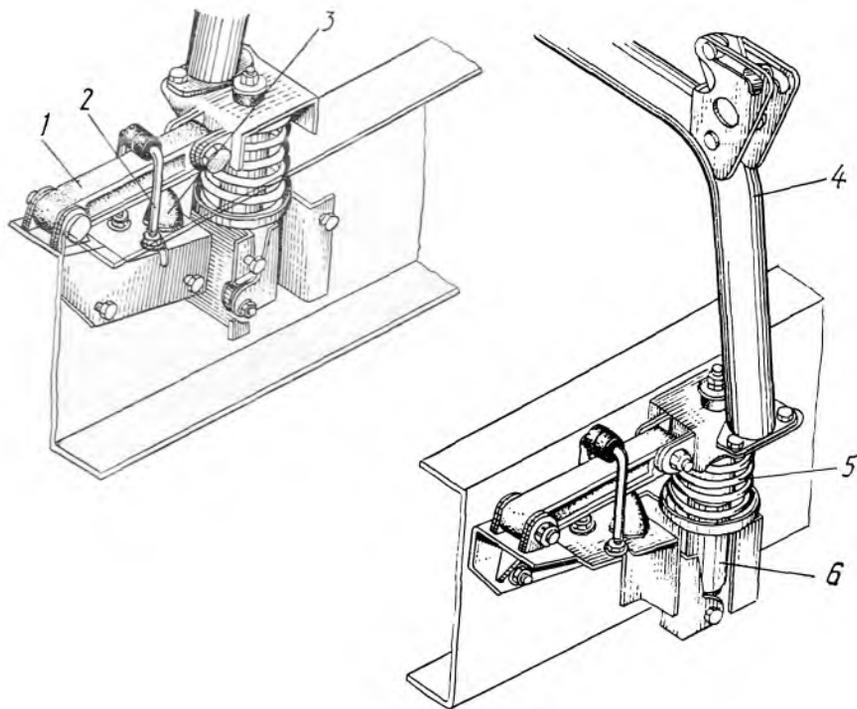


Рис. 2.7. Заднее поддрессирование кабины:

1 — стабилизатор продольной устойчивости; 2 — ограничитель перемещения кабины; 3 — резиновый буфер; 4 — балка опоры кабины; 5 — пружина; 6 — амортизатор

личные решения, обеспечивающие лучшее распределение воздуха, поступающего в кабину, и главное — введен независимый автономный жидкостный подогреватель и система кондиционирования воздуха.

Независимый подогреватель предназначен для предпускового разогрева двигателя, а также для длительного (до 16 ч) поддержания теплового режима в кабине и двигателе при неработающем двигателе. Электронный часовой механизм подогревателя позволяет устанавливать желаемую температуру воздуха в кабине и продолжительность работы агрегата в автоматическом режиме.

Хорошая обзорность с рабочего

места водителя достигается установкой передней кабины, панорамного лобового стекла, увеличенных зеркал заднего вида с электроподогревом, которые выполняются поворотными и управляемыми с места водителя.

Создание максимума удобств для водителя и снижение его утомляемости достигается за счет обивки внутренних поверхностей кабины мягким материалом соответствующих цветов, симметричным расположением сидений и спальных мест и др. Большое внимание уделяется оформлению панели приборов.

Тягачи оснащаются светотехнической аппаратурой, обеспечивающей уверенное и безопасное управление

автопоездом в условиях плохой видимости благодаря головным фарам с галогенными лампами и фарам-пржекторам. Имеются также противотуманные фары. Контрольно-измерительные приборы обеспечивают водителя полной информацией о состоянии всех систем автомобиля. Приборы, обеспечивающие безопасность движения, имеют дублирующую систему сигнализации — световую и звуковую. Новым является установка на панели приборов тахографа с автоматической записью режимов работы автопоезда за сутки.

Для облегчения труда водителя и снижения трудоемкости технического обслуживания автомобиля устанавливается электронная система бортового контроля, позволяющая осуществлять контроль за уровнем охлаждающей жидкости, масла в двигателе и в бачке гидравлического усилителя рулевого управления, исправности ламп автомобиля, в том числе контрольных и сигнальных ламп систем автомобиля.

Для отдыха экипажа в пути при дальних перевозках автомобиль оборудуется двумя спальными местами с мягкими матрацами, предохранительными сетками и круговой раздвижной шторкой. Верхнее спальное место, шарнирно закрепленное на задней стенке, в транспортном положении опускается вниз, нижнее состоит из двух матрацев, под которыми имеются ниши для вещей водителя. Улучшены условия дорожного быта водителей за счет установки холодильника вместимостью 10...15 л для запаса продуктов, магнитолы, гардероба для одежды, столика и др.

Трансмиссия магистральных тягачей также имеет свои особенности. Характерным, как уже упоминалось, является применение многоступенчатых коробок передач (9...13 или 16 ступеней). В последнее время начина-

ют получать распространение одинарные гипоидные главные передачи ведущих мостов взамен двойных. Объясняется это общей тенденцией к снижению передаточного числа ведущего моста и, следовательно, возможностью применения одинарной главной передачи, преимуществами которой по сравнению с двойной главной передачей являются простота конструкции, более высокий КПД, значительное снижение металлоемкости.

Высокие скорости движения магистральных автопоездов и большая их грузоподъемность обуславливают повышенные требования к подвеске тягача, которой должна обеспечиваться высокая плавность хода для снижения виброн нагруженности рабочего места водителя и сохранности перевозимого груза.

Конструкция передней подвески, в наибольшей степени отвечающая указанным требованиям и получившая в настоящее время широкое распространение, представляет малолитровые рессоры с листами переменного продольного профиля в сочетании со стабилизатором поперечной устойчивости и амортизаторами.

В настоящее время наибольшее распространение получили рессорные задние подвески. В трехосных автомобилях-тягачах подвеску второго и третьего мостов выполняют, как правило, балансирной, что обуславливает равенство вертикальных нагрузок, приходящихся на их колеса.

Вместе с тем зарубежный и отечественный опыт эксплуатации автомобилей показывает, что из всех типов существующих в настоящее время задних подвесок наибольшими преимуществами обладает пневматическая подвеска. Сложность конструкции препятствует ее широкому распространению.

В настоящее время на магистральных тягачах применяются дисковые и

бездисковые колеса. Несмотря на простоту конструкции и низкую стоимость бездисковых колес, а также удобство монтажно-демонтажных работ, в последнее время применяются преимущественно дисковые колеса благодаря лучшему центрированию их относительно ступицы, а следовательно, меньшему биению колес, что важно для скоростных магистральных автопоездов. Широкое применение получают радиальные низкопрофильные безкамерные шины, которые в отличие от широкопрофильных можно устанавливать вместо обычных практически без переделки конструкции автомобиля.

2.4. Сцепные устройства

Требования к конструкции. Кинематическое и силовое взаимодействие звеньев прицепного автопоезда осуществляется тягово-сцепным устройством, к которому предъявляются следующие требования: высокая надежность; обеспечение соответствующей гибкости автопоезда, определяемой углами поворота оси дышла прицепа относительно продольной оси автомобиля-тягача. По ГОСТ 2349—75 при снятых задних буферах автомобиля тягача углы гибкости автопоезда должны быть в его вертикальной плоскости симметрии для автомобилей общетранспортного назначения не менее $\pm 40^\circ$, а в горизонтальной — не менее 55° . По международному стандарту ИСО 1102—75 тягово-сцепное устройство шкворневого типа должно обеспечивать в вертикальной плоскости угол гибкости не менее $\pm 20^\circ$, в горизонтальной — не менее $\pm 75^\circ$, вокруг продольной оси сцепного устройства — не менее $\pm 25^\circ$; возможность быстрой и безопасной сцепки и расцепки; амортизацию нагрузок в тягово-сцепном устройстве при движении

автопоезда, уменьшение этих нагрузок и придание им благоприятного характера.

Седельно-сцепное устройство служит для соединения и разъединения автомобиля-тягача с полуприцепом, а также для передачи значительной вертикальной нагрузки от полуприцепа на автомобиль-тягач и тягового усилия от тягача на полуприцеп. Седельно-сцепное устройство должно обеспечить: 1) необходимую гибкость автопоезда. По СТ СЭВ 3637—82 углы гибкости должны составлять в вертикальной плоскости не менее $\pm 12^\circ$, в горизонтальной — не менее $\pm 90^\circ$. Допускается третья степень свободы, разрешающая поперечный наклон полуприцепа относительно автомобиля-тягача на угол не более 3° в обе стороны; 2) быстроту и безопасность сцепки и расцепки автопоезда, для чего седельно-сцепное устройство должно иметь автоматический или полуавтоматический разъемно-сцепной механизм; 3) высокую надежность в работе.

Тягово-сцепные устройства. Они состоят из разъемно-сцепного механизма, амортизационно-поглощающего механизма и деталей крепления. Основным классификационным признаком тягово-сцепных устройств является конструкция основной сопрягаемой пары. По этому признаку тягово-сцепные устройства делаются на крюковые (пара крюк — петля), шкворневые (пара шкворень — петля), шаровые (пара шар — петля). Дополнительным классификационным признаком данных устройств служит тип упругого элемента амортизационно-поглощающего механизма, в котором нашли применение витые цилиндрические пружины, резиновые элементы и кольцевые пружины.

Наиболее распространенными тягово-сцепными устройствами в нашей

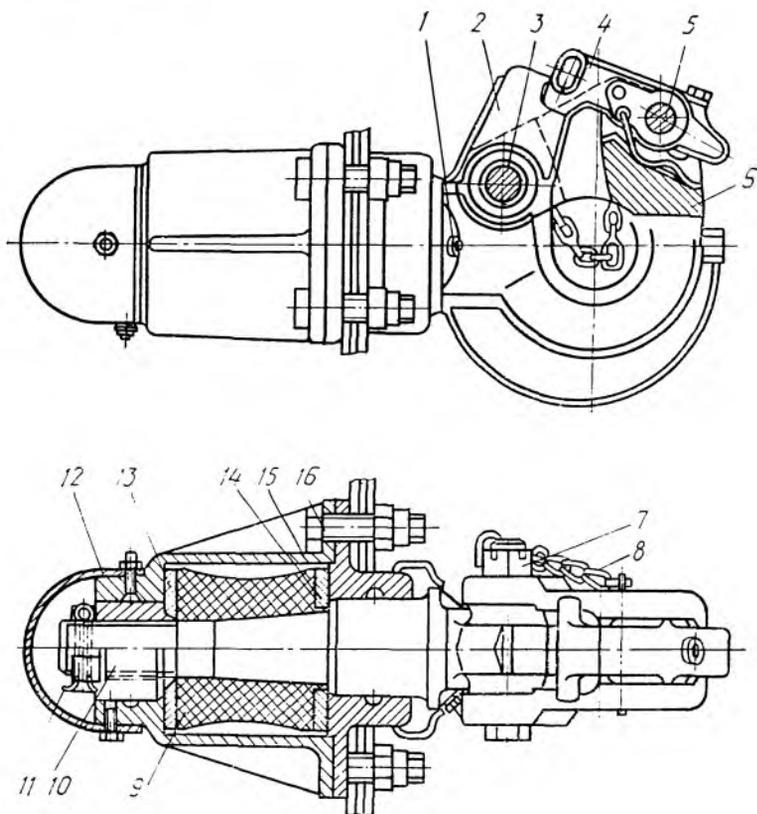


Рис. 2.8. Тягово-цепное устройство автомобиля-тягача КамАЗ-5320:

1 — масленка; 2 — крюк; 3 — ось защелки крюка; 4 — собачка защелки; 5 — ось собачки; 6 — защелка; 7 — гайка; 8 — цепочка шплинта; 9 — упругий элемент; 10 — гайка крюка; 11 — шплинт; 12 — защитный кожух; 13 — пружина; 14 — шайбы; 15 — корпус; 16 — крышка корпуса

стране являются крюковые устройства с резиновым упругим элементом. На рис. 2.8 показана типичная конструкция тягово-цепного устройства прицепного автомобиля-тягача КамАЗ-5320. Основой разъемно-цепного механизма служит крюк 2, на котором установлена защелка 6, стопорящаяся собачкой 4, что препятствует самопроизвольному выходу петли дышла прицепа из зацепления с крюком. Стержень крюка установлен в двух подшипниках скольжения корпуса и крышки. Это обеспечивает поворот

крюка вокруг оси и перемещение стержня в продольном направлении. Внутри корпуса помещен резиновый элемент 9, предварительно сжатый двумя шайбами с помощью гайки стержня, что исключает зазор и создает благоприятные условия работы цепного устройства.

Резиновый элемент имеет нелинейную характеристику, поэтому его жесткость при трогании автопоезда относительно невелика, а при движении она возрастает. Такая характеристика цепного устройства в наибольшей

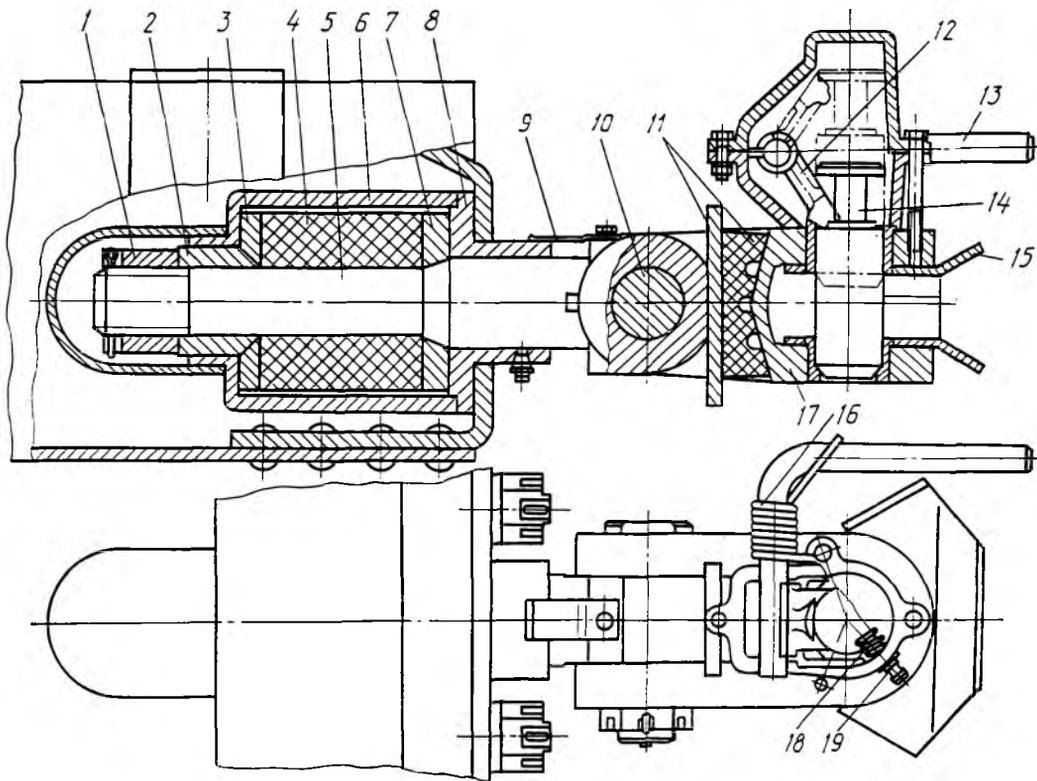


Рис. 2.9. Шкворневое тягово-сцепное устройство автомобиля МАЗ-5337:

1 — гайка; 2 — направляющая втулка; 3, 7 — фланцы; 4 — резиновый элемент; 5 — стержень; 6 — корпус; 8 — крышка; 9 — пружина; 10 — ось стержня; 11 — буфер; 12 — поводок; 13 — рукоятка; 14 — шкворень; 15 — направляющая петля; 16, 18 — пружины; 17 — вилка; 19 — предохранитель

степени отвечает условиям нагрузки крюка при трогании и движении автопоезда.

Крюковые тягово-сцепные устройства просты по конструкции и имеют небольшую массу. Характерные их недостатки — быстрое изнашивание и ограниченный срок службы, сравнительно большая трудоемкость выполнения операций по сцепке и расцепке автопоезда. Значительное изнашивание зева крюка снижает его прочность и может привести к поломке; зазор в паре крюк — петля постоянно увеличивается при эксплуатации, что приво-

дит к увеличению поперечных колебаний прицепа, особенно заметных при движении прицепного автопоезда со скоростью свыше 40 км/ч. Стремление избавиться от этих недостатков привело к установке на отечественных автомобилях-тягачах (КамАЗ-53212, МАЗ-5337) шкворневых полуавтоматических тягово-сцепных устройств. Достоинствами тягово-сцепных устройств этого типа являются ускорение, упрощение и безопасность операций по сцепке и расцепке автопоезда, обеспечение беззазорной сцепки или очень малого зазора у сопрягаемой пары.

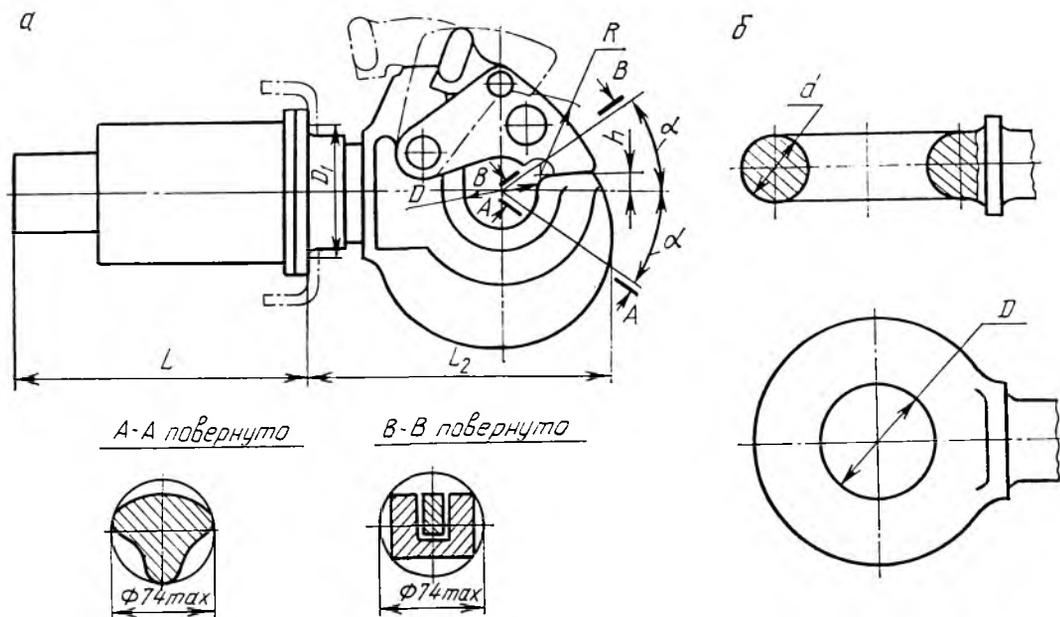


Рис. 2.10. Тяговый крюк (а) и сцепная петля (б)

Недостатком шкворневого тягово-сцепного устройства является трудность обеспечения достаточной гибкости автопоезда и некоторое усложнение конструкции.

На рис. 2.9 показана конструкция шкворневого тягово-сцепного устройства. Оно состоит из разъемно-сцепного и амортизационного механизмов, соединенных стержнем 5 и вилкой 17 посредством оси 10. Шарнирное соединение механизмов обеспечивает необходимую гибкость автопоезда в вертикальной плоскости. Разъемно-сцепной механизм в горизонтальном положении (в свободном состоянии) удерживается буфером 11, а от поворота вокруг оси стержня — пластинчатой пружиной 9.

В его верхней части смонтирован затвор, состоящий из рукоятки 13, фигурного поводка 12 и нагрузочной пружины 16.

Сцепка тягача с прицепом осуще-

ствляется в такой последовательности: при помощи рукоятки 13 взводится затвор (на рисунке это положение показано пунктиром), при этом шкворень 14 фигурным поводком 12 удерживается в верхнем крайнем положении, пружина 16 сжата. Нижняя часть шкворня выступает из верхней втулки и частично перекрывает доступ в горловину вилки 17. При соединении автомобиля-тягача с прицепом сцепная петля дышла вводится в направляющую 15 и приподнимает шкворень, при этом затвор спускается. Поводок 12 освобождает шкворень, который под действием силы тяжести и пружины 16 движется вниз, производя сцепку. Выпадение шкворня из сцепного отверстия дышла предотвращается предохранителем 19.

Тягово-сцепные устройства стандартизированы. ГОСТ 2349—75 устанавливает основные технические требования к тягово-сцепным устрой-

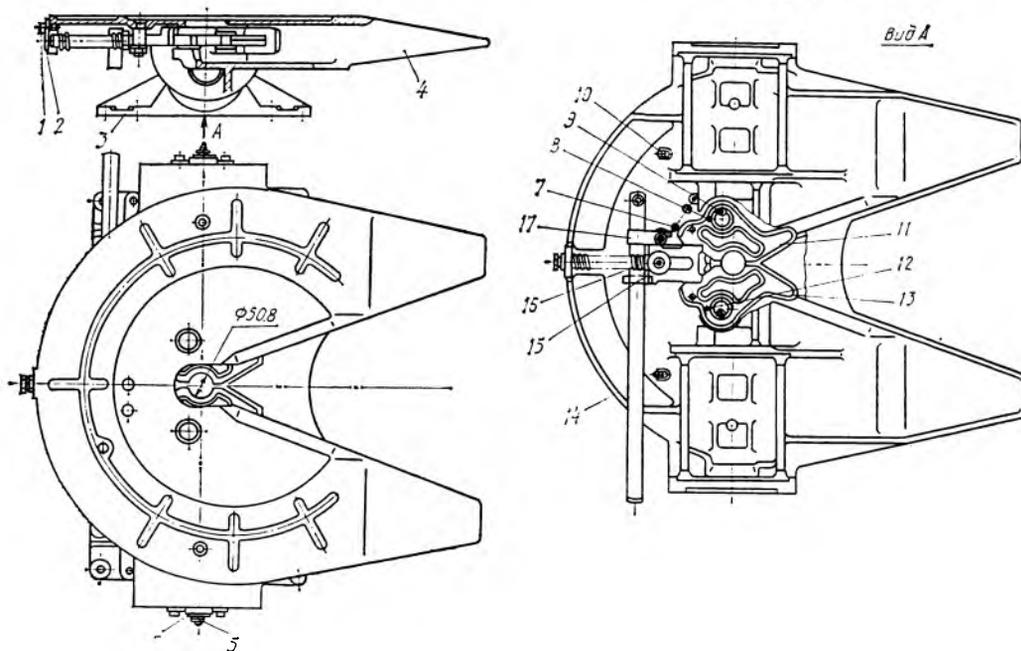


Рис. 2.11. Седельно-сцепное устройство автомобиля-тягача КамАЗ-5410:

1 — ось предохранительной планки; 2 — предохранительная планка; 3 — кронштейн; 4 — седло; 5, 9, 10 — масленки; 6 — ось шарнира; 7, 16 — пружины; 8 — ось захвата; 11, 13 — захваты; 12 — шплинт; 14 — рычаг; 15 — запорный кулак; 17 — защелка

ствам, число типоразмеров и порядок установки и крепления указанных устройств на рамах тягачей. ГОСТом предусмотрены пять типоразмеров тяговых крюков в зависимости от полной массы буксируемого прицепа — 0, 1, 2, 3, 4, которым соответствуют полные массы прицепа 3000, 8000, 17 000, 30 000, 80 000 кг (не более). Регламентированные размеры тягового крюка и сцепной петли показаны на рис. 2.10. Для типоразмеров 0, 1, 2, 3 тяговых крюков предусмотрен одинаковый диаметр зева крюка, равный 48 мм, а для типоразмера 4—52 мм. Диаметр (d) прутка, из которого отковывается сцепная петля, 43 мм (для типоразмера 4—45 мм), внутренний диаметр (D) отверстия петли 90 мм.

Жесткая стандартизация указан-

ных параметров обеспечивает условия для взаимосцепляемости автомобилей и прицепов.

Расположение тяговых крюков на раме автомобилей выбирается с учетом необходимых углов гибкости автопоезда.

Тяговые крюки и сцепные петли отковываются из сталей 40, 45 и др. По ГОСТ 2349—75 твердость сопрягаемых поверхностей у тягового крюка должна быть не менее 45 HRC₃, а у петли 35 HRC₃. Большая твердость крюков делает их более стойкими против истирания.

Основные размеры шкворневого тягово-сцепного устройства рекомендованы международным стандартом ИСО 1102—75. Диаметр шкворня и отверстия сцепной петли 50 мм.

Седельно-цепные устройства. Они состоят из разъемно-цепного механизма, механизма, обеспечивающего гибкость автопоезда, и деталей крепления. Основным классификационным признаком седельно-цепных устройств является конструкция основной сопряженной пары. По этому признаку различаются шкворневые устройства и роликовые. Шкворневые седельно-цепные устройства бывают одно- и двухзахватные, автоматические и полуавтоматические, не обеспечивающие и обеспечивающие устранение зазора с ручной или автоматической его регулировкой. Наибольшее распространение в настоящее время имеет двухзахватное, полуавтоматическое, без устранения зазора седельно-цепное устройство, устанавливаемое на всех отечественных седельных автомобилях-тягачах (рис. 2.11).

На подрамнике, прикрепленном к раме автомобиля-тягача болтовым соединением, закреплены два кронштейна 3, в проушины которых с резинометаллическими втулками входят две оси седла 4. Такое соединение обеспечивает свободный поворот седла в продольной плоскости, а следовательно, и гибкость автопоезда в вертикальной плоскости. Резинометаллическими втулками снижаются динамические нагрузки от полуприцепа на раму автомобиля-тягача и допускается поперечный наклон седла до 3°. Разъемно-цепной механизм расположен под седлом, состоит из двух захватов 11 и 13, установленных на осях 8, запорного кулака 15 со штоком и пружиной 16, защелки 17 с пружиной 7, рычага 14, предохранительной планки 2, установленной на оси 1. В заднем положении запорного кулака его боковые грани фиксируются захватами в закрытом состоянии. Пружина штока противодействует перемещению кулака в переднее положение; кроме того,

шток запорного кулака упирается в закрытую предохранительную планку, и таким образом гарантируется невозможность саморасцепки автопоезда. Горизонтальная гибкость автопоезда обеспечивается возможностью поворота шкворня в захватах. Для расцепки автопоезда необходимо повернуть предохранительную планку и отвести кулак 15 рычагом 14 в переднее положение, в котором он фиксируется защелкой 17. Захваты раскрываются и освобождают кулак, а последний под действием пружины штока перемещается назад и упирается в затылок захватов. При сцепке шкворень после входа в захваты и дальнейшем перемещении упирается в кромки рабочего отверстия захватов, которые при этом закрываются. Кулак входит в пазы захватов и фиксирует их в этом положении, после чего следует повернуть предохранительную планку.

Широкое применение за рубежом получили однозахватные седельно-цепные устройства, имеющие ряд преимуществ по сравнению с двухзахватными: меньшее изнашивание пары захват — шкворень, большая безопасность конструкции и др.

На рис. 2.12 показана конструкция однозахватного седельно-цепного устройства, разработанная на МАЗе.

Седельно-цепное устройство крепится к раме с помощью опор 4 и 6 седла. К опорам крепится седло 1 с помощью кронштейнов 2. Опоры седла опираются на подушки 3, которые располагаются в гнездах седла. Поворот седла относительно опор осуществляется подушки по головкам опор при нагрузке на седло не менее 10 кН. Под седлом расположен разъемно-цепной механизм, состоящий из захвата 4, опоры 13, запорного кулака 7 и защелки 12 с пружиной 11. Захват поворачивается на оси 5. В сцепленном положении фи-

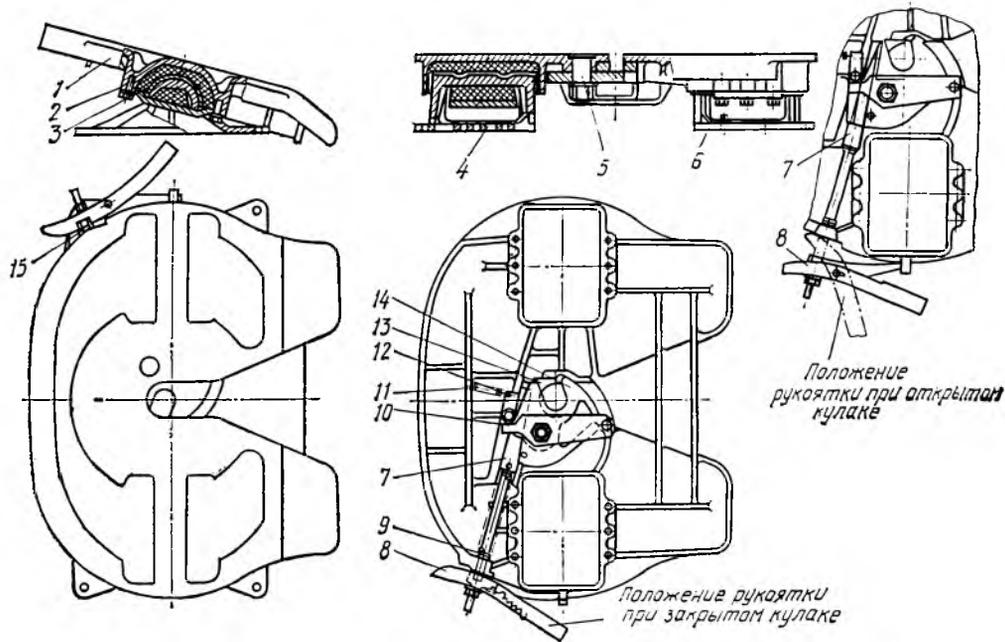


Рис. 2.12. Однозахватный разъемно-сцепной механизм шкворневого седельно-сцепного устройства:

1 — седло; 2 — кронштейн; 3 — подушка; 4, 6 — опоры седла; 5 — ось захвата; 7 — запорный кулак; 8 — рукоятка; 9, 11 — пружины; 10 — крышка; 12 — защелка; 13 — опора шкворня; 14 — захват; 15 — предохранительная планка

гурной выемкой захват 4 надежно зацепляется за шкворень полуприцепа и блокируется запорным кулаком 7 от проворачивания.

Для расцепки автомобиля-тягача с полуприцепом рукоятка 8 вытягивается до упора, при этом запорный кулак освобождает захват. В отведенном положении запорный кулак удерживается защелкой 12.

При движении тягача вперед шкворень полуприцепа поворачивает захват по часовой стрелке. При этом захват своим торцом нажимает на защелку и поворачивает ее, освобождая запорный кулак, который, перемещаясь под действием пружины 9, упирается в торец захвата и удерживает его в открытом положении. Сцепка автомобиля-

тягача с полуприцепом осуществляется автоматически.

Седельно-сцепные устройства (ССУ), согласно СТ СЭВ 3637—82, изготавливаются двух типов, обозначаемых 50 и 90. Седельно-сцепные устройства используются в соответствии с табл. 2.1.

Основные размеры ССУ, регламентированные СТ СЭВ 3637—82, показаны на рис. 2.13.

Сцепные шкворни полуприцепов, согласно ГОСТ 12017—81, также должны изготавливаться двух типов, обозначаемых 50 и 90, размеры которых регламентированы указанным ГОСТом.

Расчет деталей сцепных устройств. Наиболее неблагоприятными с точки

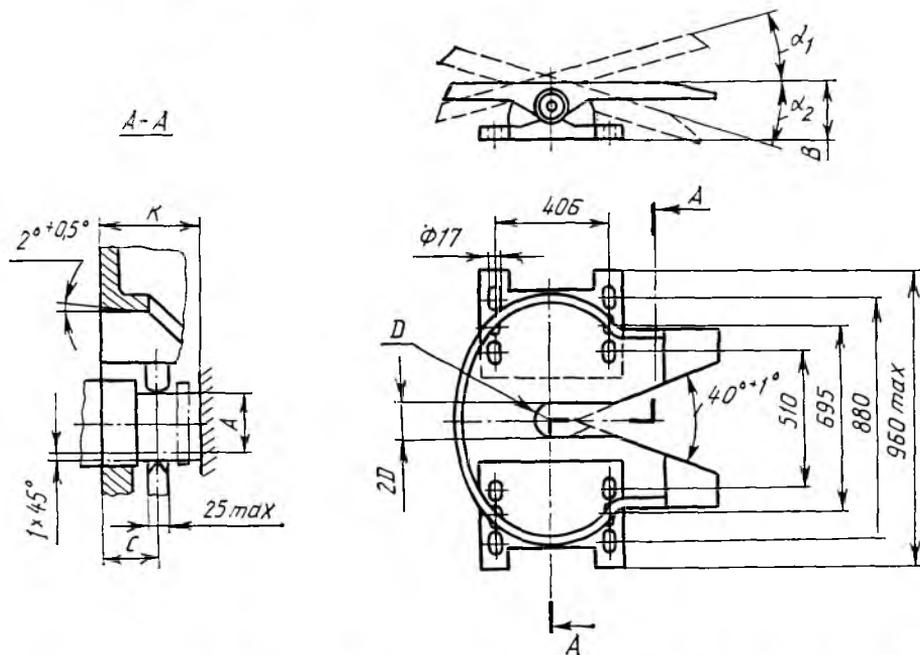


Рис. 2.13. Основные размеры седельно-цепных устройств (по СТ СЭВ 3637—82)

Табл. 2.1. Зависимость типа ССУ от нагрузки на него, полной массы автопоезда и полуприцепа

Тип ССУ	Нагрузка на ССУ, кН, не более	Полная масса, т, не более	
		седельного автопоезда	полуприцепа
50	65	24	18,5
	110	38	31
	150	48	39
	200	65	55
90	32	130	110

зрения нагрузок на детали сцепного устройства являются режимы движения автопоездов с резким приложением к их колесам тяговых или тормозных сил. На таких режимах движения возникают значительные нагрузки,

вызванные свободными продольными колебаниями звеньев.

Нагрузки на детали сцепных устройств зависят от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. К конструктивным факторам относятся жесткость упругой связи, размеры зазоров в сцепных устройствах, массы звеньев автопоезда и их соотношение. С увеличением жесткости упругой связи и зазоров в сцепных устройствах характер динамического взаимодействия между звеньями автопоезда все более приближается к ударному. На детали сцепных устройств действуют максимальные нагрузки, когда силы тяги на колесах тягача достигают предельных значений по сцеплению ведущих колес с дорогой. За расчетную принимается нагрузка $F_{кр\max} = G_a$, где G_a — сила тяжести тягача.

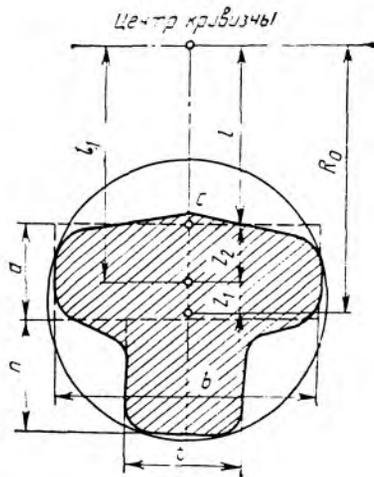


Рис. 2.14. Геометрические размеры основных элементов поперечного сечения рога крюка

Расчет тяговых крюков и вилок.
Диаметр тягового стержня в наиболее опасном сечении

$$D_c \geq [4F_{кр \max} / (\sigma)]^{1/2},$$

где σ — статическое напряжение растяжения.

Для выполненных конструкций тягово-сцепных устройств при нагрузке $F_{кр \max} = G_a$ $\sigma = 25 \dots 100$ МПа (меньшие напряжения — для автопоездов с тягачами типа ГАЗ-66, большие — с тягачами типа КрАЗ).

Рог тягового крюка имеет форму кривого бруса, имеющего переменное сечение. Изменение площади сечения не превышает 7 %, поэтому в расчетах целесообразно им пренебречь, что позволит при достаточной точности упростить расчеты.

Наиболее нагруженным является сечение А—А (см. рис. 2.10), а опасные напряжения действуют в точке С (рис. 2.14). Напряжения растяжения от $F_{кр \max}$ суммируются с напряжениями от изгибающего момента $M_{из} = F_{кр \max} R_0$, где R_0 — радиус кривизны бруса. Напряжения в точке С

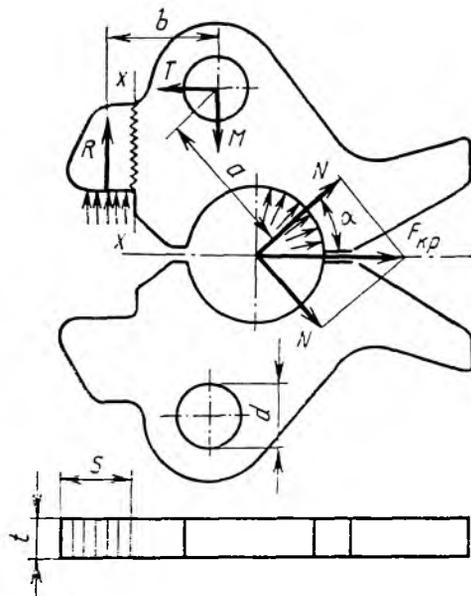


Рис. 2.15. Схема к расчету захватов разъемно-сцепного узла седельно-сцепного устройства

$$\sigma = \frac{F_{кр \max}}{A} \left[1 + \frac{R_0 (l_1 - l)}{l (R_0 - l_1)} \right],$$

где A — площадь поперечного сечения рога крюка; l — расстояние от центра кривизны бруса до рассчитываемой точки; l_1 — расстояние от центра кривизны бруса до нейтрального слоя.

Применительно к легким автомобилям (типа УАЗ-469) при $F_{кр \max} = G_a$ расчетные напряжения достигают 20 МПа. Для средних машин (типа ГАЗ-66) $\sigma = 280$ МПа, для автомобилей типа ЗИЛ-131 $\sigma = 560$ МПа.

Расчет деталей седельно-сцепных устройств. В седельно-сцепном устройстве наиболее напряженными элементами разъемно-сцепного узла являются шкворень и захваты седла. Размеры шкворня регламентированы ГОСТ 12017—81.

Размеры опорной площади A захвата под замок определяются из расчета на смятие от силы R (рис. 2.15).

Площадь под замок $A = ts$, а $R = Na/b$.

В свою очередь

$$N = F_{кр \max} / (2 \cos \alpha),$$

$$\sigma_{см} = \frac{R}{A} = \frac{1}{2} F_{кр \max} \frac{a}{bA \cos \alpha}$$

Захваты выполняются из стали 45. Для выполненных конструкций $\sigma_{см} = 50 \dots 80$ МПа (меньшие цифры характерны для автопоездов с тягачами ГАЗ, большие — для автопоездов с тягачами МАЗ и КраЗ).

Диаметр d пальцев захватов определяется из расчета на срез от силы

$$E = (R^2 + N^2 + 2RN \cos \alpha)^{1/2}.$$

После подстановки вместо R и N их значений получим

$$E = F_{кр \max} l / (2b \cos \alpha),$$

где $l = (a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha)^{1/2}$.

Напряжения среза составят

$$\tau = F_{кр \max} l / (\pi d^2 b \cos \alpha).$$

Угол $\alpha \approx 45^\circ$ и $\cos \alpha = \sqrt{2}/2$. Для выполненных конструкций $\tau = 50 \dots 80$ МПа (меньшие — для автопоездов с тягачами ГАЗ, большие — типа МАЗ и КраЗ).

2.5. Прицепной состав

Общие сведения. В прицепной состав включаются прицепы, полуприцепы и прицепы-ропуски, которые предназначены по своей конструкции и оборудованию для перевозки грузов.

Прицеп — транспортное средство, соединяемое с автомобилем-тягачом тягово-сцепным устройством.

Полуприцеп — транспортное средство, соединяемое с тягачом седельно-сцепным устройством.

Прицеп-ропуск — транспортное средство, соединяемое с автомобилем-тягачом тягово-сцепным устрой-

ством, а также грузом, один конец которого опирается на коник роспуска, а другой — на коник автомобиля-тягача.

Прицепы и полуприцепы по назначению делятся на общетранспортные (универсальные) и специализированные. Главным классификационным конструктивным признаком прицепов и полуприцепов является число осей. В настоящее время в нашей стране используются одно-, двух- и трехосные прицепы и полуприцепы. Прицепы-тяжеловозы могут быть многоосными.

По конструкции поворотного устройства прицепы делятся на две группы: с управляемыми колесами и с поворотной осью (тележкой). Полуприцепы также могут иметь неуправляемые и управляемые колеса или поворотные оси (тележки) и, кроме того, самоустанавливающиеся колеса. У автопоезда с активным приводом колеса прицепа или полуприцепа имеют привод от двигателя автомобиля-тягача, у автопоезда с пассивным приводом — не имеют.

Общие технические требования к прицепному составу сформулированы в ГОСТ 3163—76, важнейшими из них являются: весовые параметры и габаритные ограничения прицепного состава должны соответствовать отраслевой нормативно-технической документации; присоединительные размеры полуприцепов должны удовлетворять требованиям ГОСТ 12105—74; размеры и расположение тягово-сцепного и поворотного устройств прицепов (кроме тяжеловозов) должны быть такими, чтобы при повороте автопоезда соблюдались расстояния между тягачом и прицепом, указанные на рис. 2.16, и при этом прицеп не соприкасался с тяговым автомобилем в условиях эксплуатации; дорожный просвет прицепного состава (кроме тяжеловозов) должен быть не менее, чем у основного

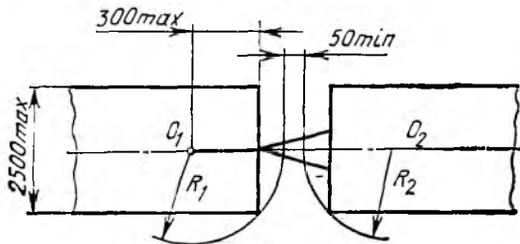


Рис. 2.16. Расположение тягово-сцепного и поворотного устройств прицепа:

R_1 —радиус габарита задней части тягача; R_2 —радиус габарита передней части прицепа; O_1 —центр тягово-сцепного устройства; O_2 —центр поворотного устройства

тягового автомобиля; конструкция прицепа или полуприцепа должна быть рассчитана для движения автопоезда со скоростью, соответствующей максимальной скорости движения автомобиля-тягача.

Для создания специализированного прицепного состава используются в основном базовые и модифицированные модели выпускаемых автомобильной промышленностью нашей страны прицепов и полуприцепов, на шасси которых устанавливаются специализированные кузова. Прицепы и полуприцепы-тяжеловозы имеют оригинальные компоновочные схемы и конструкцию узлов и агрегатов.

Анализ компоновочных схем прицепного состава рассматривается в книге «Автомобили. Основы проектирования».

Оси прицепного состава. Аналогичные условия работы мостов автомобилей и осей прицепного состава позволяют при одинаковых осевых нагрузках и скоростях движения автопоезда провести унификацию некоторых узлов и деталей (ступиц, колес, тормозов, шкворней, поворотных кулаков и др.). Ступицы и колеса на осях прицепных звеньев в большинстве случаев такие же, как и на мостах автомобилей. Однако балки передних мостов автомо-

билей и прицепного состава с неуправляемыми колесами унифицировать не представляется возможным из-за различного их конструктивного исполнения.

Важнейшей деталью оси прицепного звена является балка. В настоящее время широко распространены балки осей, имеющие сечения (рис. 2.17): трубчатое с приваренными цапфами (I, III); трубчатое с приваренными встык коваными цапфами (II); трубчатое с обжатыми концами (IV); квадратное или прямоугольное сплошное (V); квадратное или прямоугольное полое (VI, VII); двутавровое (VIII); овальное полое (IX).

Выбор типа балок в значительной степени определяется объемом их выпуска и имеющимся технологическим оборудованием. При небольшом объеме выпуска их изготавливают со сплошным квадратным или прямоугольным сечением. В таких балках нерационально используется материал. Преимуществом их является отсутствие приварки цапф к средней части балки.

Наибольшее распространение получили балки с трубчатым сечением и запрессованной цапфой или с обжатыми концами, обрабатываемыми под цапфы. Они легче балок со сплошным квадратным сечением. Кроме того, у полых балок возможность концентрации напряжений в местах сварки и в переходах от одного сечения к другому меньше.

Как правило, трубчатые балки осей прицепных звеньев состоят из следующих деталей: средней части балки (трубы), двух цапф, двух фланцев для крепления опорных дисков тормозов и двух рессорных площадок. Цапфы запрессовывают и обваривают по контуру. Конструкции таких балок не являются оптимальными, так как при их изготовлении объем механической обработки значителен, а для осущест-

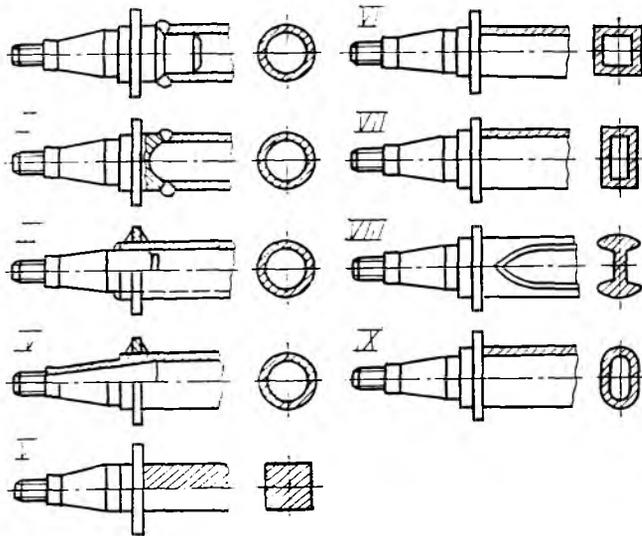


Рис. 2.17. Сечения балок осей прицепного состава

вления прессовых посадок требуется специальное дорогостоящее оборудование. При этом места сварки являются зонами концентрации напряжений. Из трубчатых балок с технологической точки зрения наиболее просты балки I, III типа. Для выполнения стыковой сварки в балках II типа нужны специальные сварочные машины. Наиболее сложное кузнечно-прессовое оборудование необходимо для производства балок IV типа. По прочностным показателям и массе IV тип наиболее предпочтителен. Цапфы для них изготавливают путем пластического деформирования концов заготовки (трубы) одним из следующих способов: ковкой, штамповкой, обкаткой, обжатием и др.

Полые балки с коваными цапфами имеют ряд преимуществ. Конструкция их проста и дает возможность некоторого дополнительного снижения массы балки. Такие балки отличаются долговечностью, обусловленной технологией их изготовления. Они подвергают-

ся пластическому деформированию, в результате чего образуется их волокнистая структура.

Обжатие концов балки под цапфы в горячем состоянии увеличивает сопротивление усталости цапфы. Окончательная форма обработанной цапфы очень близка к форме цапфы, полученной обжатием. Плавный переход с большим радиусом кривизны от шейки под внутренний подшипник к конусной части балки позволяет избежать концентрации напряжений и резкого изменения напряжений в местах перехода от одного сечения цапфы к другому. Такая конструкция балки более технологична, так как ее можно изготавливать на автоматической линии. Стендовые и эксплуатационные испытания трубчатых балок с коваными (обжатыми) цапфами показали, что такие балки долговечны. Балка I типа имеет наибольшую массу и наименьшую прочность. Балка II типа занимает промежуточное положение между балками I и IV типов.

Балки с трубчатым сечением изготавливают несколькими способами, например, из легированного стального листа, который сворачивают в трубу определенного диаметра и сваривают встык, после этого концы трубы нагревают до 1100 °С, высаживают и обжимают.

Выпускаются также балки осей из цельнотянутых труб. Они отличаются большими жесткостью и сопротивлением изгибу. В расточенные концы цельнотянутых труб запрессовывают откованные стальные цапфы. После запрессовки трубы и цапфы сваривают.

В последнее время наряду с балками круглого сечения широко применяются полые балки квадратного сечения (VI тип). Такие балки имеют преимущество по сравнению с балками с полым круглым сечением — при одинаковых моментах сопротивления масса первых примерно на 10...12 % меньше.

Существенным недостатком балок прицепных звеньев автопоездов I...VI типов является то, что их сечения обладают одинаковыми моментами сопротивления изгибу в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Многочисленные экспериментальные исследования показали, что на балки в горизонтальной плоскости действуют изгибающие моменты, примерно в 2 раза меньше, чем в вертикальной. Это дает основание утверждать, что у балок осей I...VI типов есть излишний запас прочности при изгибе в горизонтальной плоскости и, следовательно, избыточная масса. Поэтому наиболее рациональными с этой точки зрения следует признать балки VII...IX типов, момент сопротивления изгибу которых в горизонтальной плоскости меньше, чем в вертикальной.

ГОСТ 14650—69 предусматривает типоразмерный ряд осей в зависимости от осевой нагрузки.

Подвески. На прицепах и полуприцепах применяются подвески с металлическим (обычно выполненным в виде рессоры), резиновым, пневматическим и гидравлическим упругими элементами. Разнообразны также подвески с комбинированными упругими элементами.

Листовые рессоры в настоящее время являются преобладающим типом упругого элемента подвески на прицепном составе, так как просты по конструкции, удобны в обслуживании, могут передавать на раму прицепа от колес не только вертикальные, но и боковые и продольные усилия, а также моменты от них. Часть прицепного состава имеет зависимую подвеску на продольных полуэллиптических рессорах, используемую в основном на двухосных прицепах и одноосных полуприцепах. Многолистовые рессоры постепенно заменяются малолистовыми, которые имеют меньшую массу, повышенную долговечность, меньшие габариты.

Повышение боковой устойчивости прицепного состава (в частности, фургонов) достигается за счет увеличения угловой жесткости подвески, расстояния между рессорами, установки стабилизаторов и амортизаторов.

Подвески с резиновыми упругими элементами, работающими на сдвиг, растяжение, сжатие, кручение и комбинированные нагрузки, характеризуются высокой удельной энергоемкостью, простотой конструкции. Недостатки резиновой подвески — чувствительность к колебаниям температуры и остаточная деформация от действия переменных нагрузок.

Пневматические подвески наибольшее распространение получили на двух- и трехосных полуприцепах-фугонах.

Гидравлическая подвеска применяется главным образом в прицепном со-

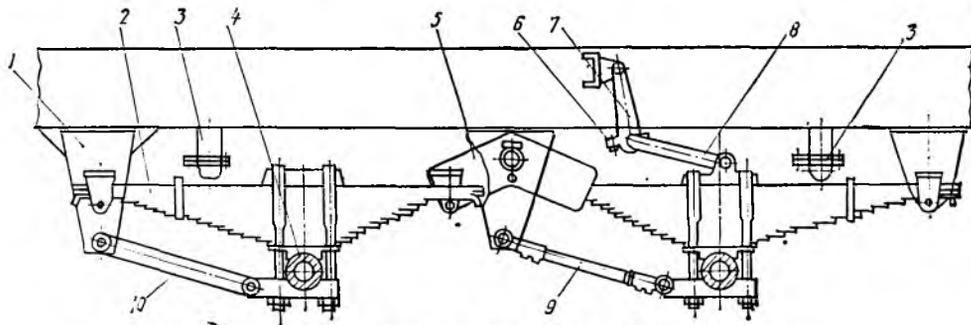


Рис. 2.18. Подвеска полуприцепа МАЗ-9397:

1 — кронштейн; 2 — рессора; 3 — резиновый буфер; 4 — передняя ось полуприцепа; 5 — балансиры; 6 — крышка; 7 — рычаг; 8 — стабилизатор; 9 — регулируемая штанга; 10 — нерегулируемая штанга

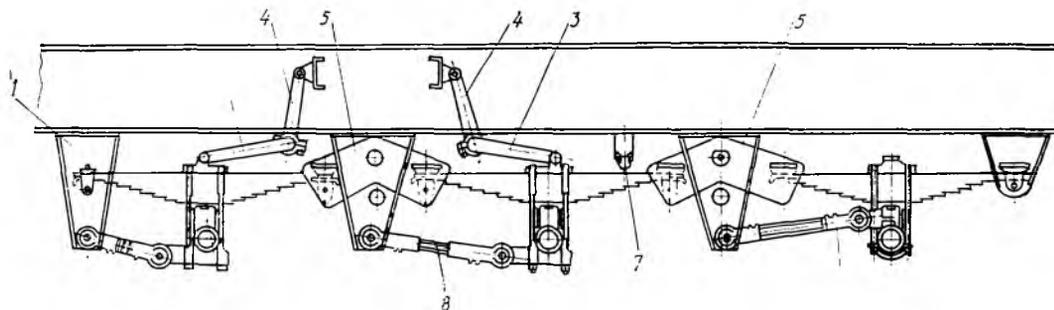


Рис. 2.19. Подвеска полуприцепа МАЗ-9389:

1 — кронштейн; 2 — рессора; 3 — стабилизаторы; 4 — рычаги; 5 — балансиры; 6, 8 — нерегулируемые штанги; 7 — резиновый буфер; 9 — передняя ось полуприцепа; 10 — регулируемая штанга

ставе с большим числом колес (тяжеловозы).

В связи с увеличением скорости движения магистральных автопоездов и значительным увеличением их грузоподъемности возросли требования к подвеске полуприцепов, которые в основном сводятся к обеспечению необходимой плавности хода для сохранности перевозимых грузов, удобства компоновки, малой массы и высокой прочности. Компоновка балансирной подвески двухосных и трехосных тележек должна быть такой, чтобы на раму полуприцепа передавались возможно меньшие сосредоточенные нагрузки; статические нагрузки на оси

тележки должны быть одинаковыми и незначительно перераспределяться при торможении.

Указанным требованиям отвечает четырехрессорная балансирная подвеска (рис. 2.18), устанавливаемая на двухосных полуприцепах МАЗ-9397 и шестирессорная балансирная (рис. 2.19) — на трехосных полуприцепах МАЗ.

Применение полуэллиптических рессор 2 со скользящими концами позволяет наиболее равномерно изменять жесткость подвески в зависимости от степени загрузки полуприцепа и неровностей дорожного покрытия. Реактивные штанги 9 и 10 (см. рис.

2.18) и 6, 8 и 10 (см. рис. 2.19) служат для передачи толкающих усилий на колеса. Равномерность нагрузки на оси обеспечивается равноплечим балансиrom 5, в который входят концы рессор. Поперечная устойчивость полуприцепа достигается за счет установки резиновых буферов 3 (см. рис. 2.18) над каждой рессорой и одного стабилизатора 8 на МАЗ-9397; на МАЗ-9389 устанавливается резиновый буфер 7 (см. рис. 2.19) и два стабилизатора 3. Резиновый буфер, уменьшая активную длину рессоры, тем самым увеличивает ее жесткость и несущую способность при максимальной нагрузке.

Стабилизаторы 8 (см. рис. 2.18) и 3 (см. рис. 2.19) установлены для повышения поперечной устойчивости полуприцепа при поворотах и смене полосы движения.

Одновременно со стабилизатором существенное влияние на повышение поперечной устойчивости полуприцепа оказывают резиновые буфера. Эффективность работы стабилизатора и буфера рессор увеличивается при перевозках грузов с высоко расположенным центром тяжести.

Опорные устройства. Опорные устройства служат для удержания отделенного от тягача полуприцепа в горизонтальном положении. В конструкции опорных устройств необходимо предусматривать возможность передвижения полуприцепа на весьма короткие расстояния при сцепке и расцепке; обеспечение максимальных удобств водителю и легкости отцепки и сцепки груженых полуприцепов; доступность мест обслуживания; обеспечение полной безопасности в работе.

Расположение опорного устройства на полуприцепе относительно сцепного шкворня для обеспечения нормальной сцепки тягача с полуприцепом регламентируется ГОСТ 12105—74.

Конструктивно опорные устройства

полуприцепов выполняются в виде двух опор с механическим, гидравлическим, электрическим или пневматическим приводом. На большинстве полуприцепов опорное устройство имеет механический привод, предназначенный для обеих опор. Раздельным приводом обеспечивается более удобная сцепка и расцепка автопоезда на неровной площадке и снижение усилия на рукоятке, необходимое для подъема и опускания стоек. Недостаток этого опорного устройства состоит в том, что для подъема и опускания опор водителю приходится переходить с одной стороны автопоезда на другую. Это приводит к увеличению затрат времени на сцепку и расцепку автопоезда.

Опорные устройства выпускаются с одно- и двухскоростными редукторами. Наличие двухскоростного привода опорных устройств обеспечивает ускоренный подъем и опускание катков на холостом ходу (до соприкосновения катков с землей), а также подъем и опускание полуприцепа. На большинстве моделей опорных устройств привод механизма подъема и опускания опорных стоек состоит из пары цилиндрических и конических шестерен и пары винт — гайка (рис. 2.20).

При проектировании опорных устройств одной из важнейших задач, стоящих перед конструктором, является максимальное облегчение труда водителя. Это осуществляется повышением КПД устройства и заменой ручного привода механизированным.

Повышение КПД устройства достигается заменой подшипников скольжения подшипниками качения, погружением трущихся пар в масляную ванну, использованием маловязких масел, обеспечивающих смазывание трущихся поверхностей в широком диапазоне температур, применением кинематических пар с высоким КПД и др. Особое внимание уделяется паре винт — гай-

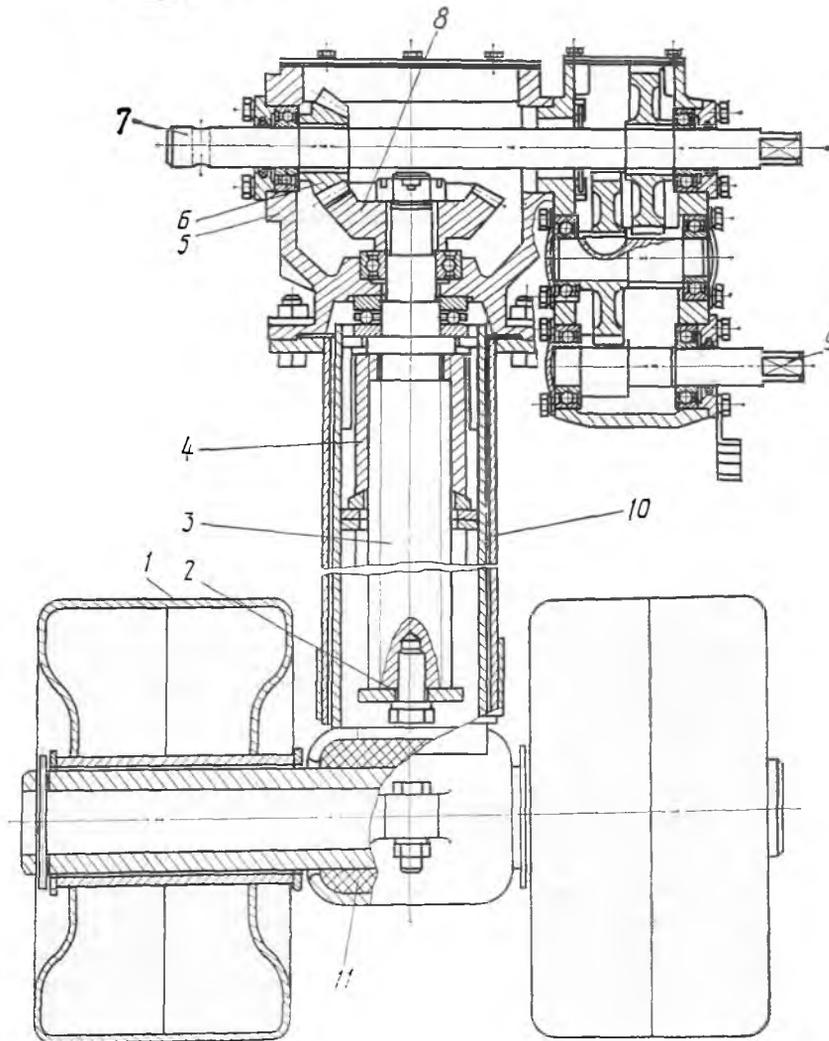


Рис. 2.20. Опорное устройство полуприцепа:

1 — каток опорного устройства; 2 — ограничитель; 3 — винт; 4 — гайка винта; 5 — картер редуктора; 6 — ведущее зубчатое колесо; 7 — приводной вал прямой передачи; 8 — ведомое зубчатое колесо; 9 — приводной вал грузовой передачи; 10 — корпус опоры; 11 — подушка оси опорных катков

ка, где имеют место основные потери на трение. Усилие на рукоятке опорного устройства полуприцепа колеблется от 120 до 500 Н.

Снижения усилия на рукоятке можно достичь за счет увеличения переда-

точного числа, что резко увеличивает массу и габаритные размеры картера опорного устройства и снижает дорожный просвет под опорным устройством, регламентированный ГОСТ 3163—76.

Опорные устройства опираются на

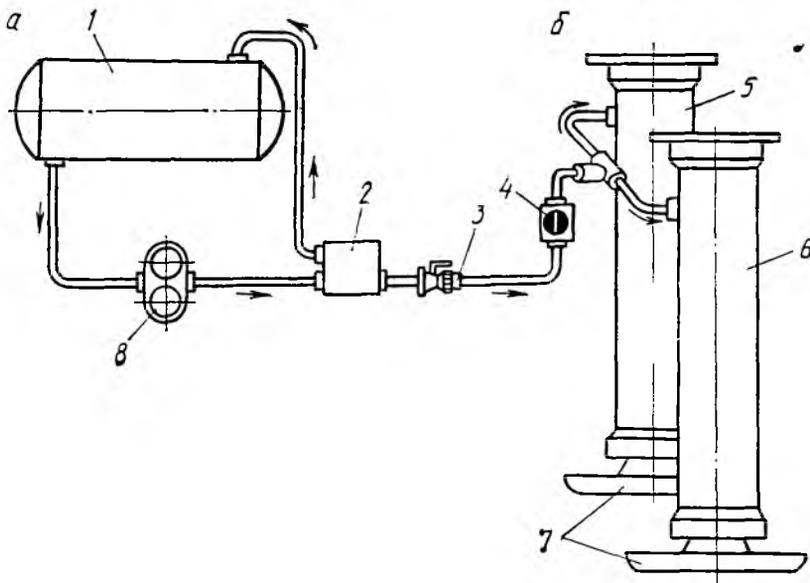


Рис. 2.21. Схема опорных устройств полуприцепа с гидравлическим приводом:
a — автомобиль тягач; *б* — полуприцеп; 1 — масляный бак; 2 — блок клапанов; 3 — соединительная головка;
 4 — запорный вентиль; 5, 6 — цилиндры опорных устройств; 7 — опорные плиты; 8 — насос

землю катками либо опорными плитами. В настоящее время чаще применяются катки, устанавливаемые по два на каждую опорную стойку. Опорные плиты, создающие меньшее давление на опорную поверхность, применяются главным образом для полуприцепов-тяжеловозов и прицепного состава, эксплуатируемого часто вне дорог (строительные площадки, нефтеразработки и др.).

На полуприцепах особо большой грузоподъемности и на полуприцепах средней грузоподъемности, если последние требуют частых перецепок (работа на маятниковых маршрутах небольшой протяженности), широкое распространение должны получить опорные устройства с гидравлическим приводом (рис. 2.21). Это устройство состоит из двух гидравлических цилиндров, масло в которые нагнетается насосом, приводимым от двигателя

автомобиля-тягача через коробку отбора мощности.

Перед отцепкой полуприцепа в цилиндры опорного устройства подается насосом масло и происходит выдвижение опор. Перекрытие крана управления фиксирует опоры в выдвинутом положении. После сцепки тягача и полуприцепа открывают кран управления, масло под действием пружин выдавливается в бак и опоры поднимаются. Время опускания и подъема стоек составляет 1,0...1,5 мин.

К недостаткам гидравлического опорного устройства относятся потери масла при соединении и разъединении шлангов автомобиля-тягача и полуприцепа, а также ухудшение работы привода при низких температурах воздуха (загустевание масла).

Поворотные и сцепные устройства. К поворотным устройствам прицепов и полуприцепов относится система рас-

положенных на прицепе (полуприцепе) узлов, обеспечивающих изменение направления движения прицепного звена.

На прицепах общетранспортного назначения применяются поворотные устройства двух типов: поворотные оси; управляемые колеса. Отличительным признаком устройств первого типа является жесткая связь дышла прицепа с передней осью (передней тележкой).

Конструктивно поворотные устройства первого типа выполняются в виде поворотных или подкатных тележек, причем поворотные тележки имеют неразъемное шарнирное соединение с рамой прицепа, а подкатные — разъемное.

Поворотные тележки отличаются простотой, надежностью, обеспечивают обычно большие углы поворота тележки относительно рамы, что особенно важно при движении автопоезда в городских условиях. Кроме того, поворотными устройствами данного типа обеспечивается высокая устойчивость прямолинейного движения автопоезда, долговечность элементов подвески, в частности, рессор, за счет снижения действующих на них нагрузок и изгибающих нагрузок на шасси прицепа, а также на кузов последнего.

Основным элементом поворотной тележки является поворотный круг. Применяются круги трех типов: центрально-шкворневой с трением скольжения, центрально-шкворневой с трением качения и бесшкворневой с трением качения.

Поворотный центрально-шкворневой круг состоит из верхней и нижней опорных плит, приваренных соответственно к раме прицепа и к раме поворотной тележки. Между верхней и нижней опорными плитами помещается диск. Поворотная тележка соединяется с рамой прицепа шкворнем,

который вставлен в гнездо поперечины рамы прицепа и проходит через опорные плиты, диск и поперечину рамы поворотной тележки. Снизу на шкворень наворачиваются гайка и контргайка, фиксируемые замочными шайбами. Трущиеся поверхности поворотного круга смазываются для уменьшения трения.

Передняя поворотная ось прицепа крепится к раме поворотной тележки через рессоры. Поворот тележки осуществляется с помощью дышла, которое шарнирно соединяется с рамой тележки. Передача тяговых, тормозных и других горизонтальных сил от поворотной тележки к раме прицепа осуществляется шкворнем, который воспринимает также вертикальные нагрузки. Такая конструкция поворотного круга характеризуется значительными потерями на трение, что и явилось одной из причин ее ограниченного применения.

Центрально-шкворневой роликовый поворотный круг имеет недостаточную защиту деталей от проникновения пыли, грязи и влаги, что сказывается на качестве смазывания трущихся деталей. Частые заклинивания и прогибы поворотных кругов являются причиной ускоренного изнашивания кругов, роликов и шин передних колес.

Наиболее распространенным шарнирным соединением поворотной тележки с рамой является бесшкворневой поворотный круг (рис. 2.22), представляющий шариковый или роликовый подшипник большого диаметра (800...1000 мм), нижняя 1 и верхняя 2 кольцевые обоймы которого соединяются соответственно с рамой поворотной тележки и с рамой прицепа. Между обоймами заложены шарики, через которые передаются все усилия от тележки на раму.

Шарики изготавливаются с высокой точностью (разноразмерность не более

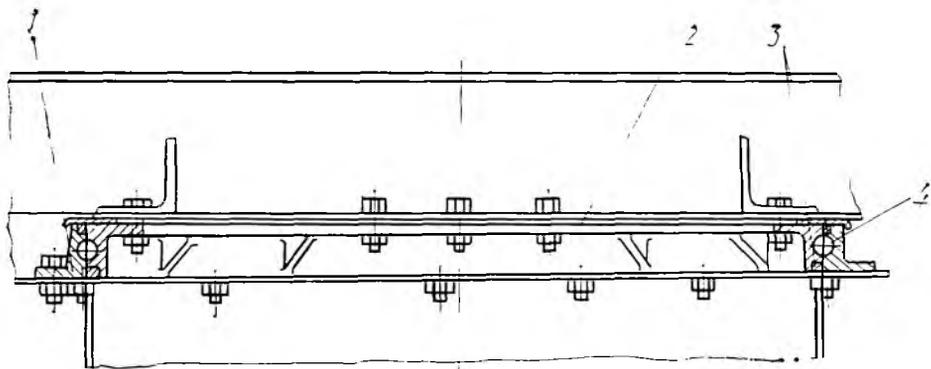


Рис. 2.22. Бесшворневой шариковый поворотный круг:

1, 2 — соответственно нижняя и верхняя кольцевые обоймы; 3 — уплотнительные кольца; 4 — шарики

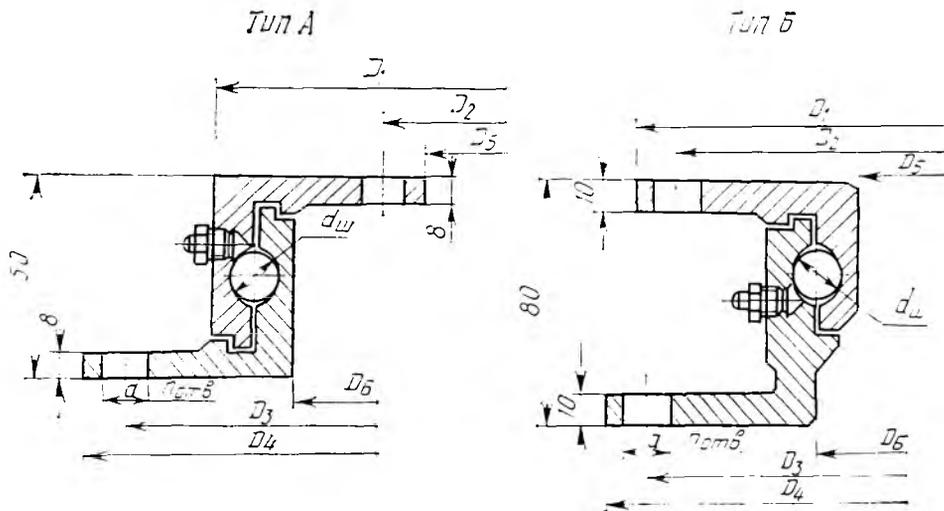


Рис. 2.23. Типоразмеры поворотных кругов

0,005 мм, отклонение от сферической формы не более 0,0025 мм). Зазоры между цилиндрическими поверхностями обойм должны быть не более 1,5 мм, а зазоры между торцевыми поверхностями — не более 2,5 мм. Внутренняя полость поворотного круга, образуемая беговыми дорожками шариков, заполняется смазочным мате-

риалом. Для удержания его и предохранения рабочих поверхностей от попадания грязи применяются уплотнительные кольца 3.

Рама поворотной тележки имеет собственную ось (оси) с колесами и рессорами. Спереди на шарнирах вертикальной гибкости к поворотной тележке крепится дышло. При повороте

Табл. 2.2. Типы поворотных кругов

Тип поворотного круга	Вертикальная нагрузка на поворотный круг, кН, не более	Полная масса прицепа, кг, не более
А	50	9 000
Б	90	20 000

Табл. 2.3. Основные размеры поворотных кругов

Тип поворотного круга	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	d	n	$d_{ш}$
А	1050	960	1085	1120	925	995	17	20	14,288
Б	1010	975	980	1022	870	910	19	24	18,256

дышла тягачом в горизонтальной плоскости происходит поворот всей тележки относительно рамы прицепа.

ОСТ 37.001.097—78 устанавливает два типа поворотных кругов А и Б (рис 2.23) в зависимости от вертикальной нагрузки на поворотный круг и полной массы прицепа (табл. 2.2).

Основные параметры поворотных кругов приведены в табл. 2.3.

Сцепное устройство прицепа имеет треугольную форму (рис. 2.24) с разнесенными шарнирами вертикальной гибкости. Соединение дышла 1 с рамой поворотной тележки осуществляется пальцами 3.

На кронштейне дышла закреплен механизм 6 для удержания дышла в горизонтальном положении при отцепленном от тягача состоянии. Трос 7 крюком 8 крепится к кронштейну 4, расположенному на первой поперечине прицепа. Вращением рукоятки механизма 6 устанавливается необходимый уровень дышла.

Для блокирования поворотной тележки с рамой прицепа при маневрировании задним ходом применяется стопорное устройство, которое состоит

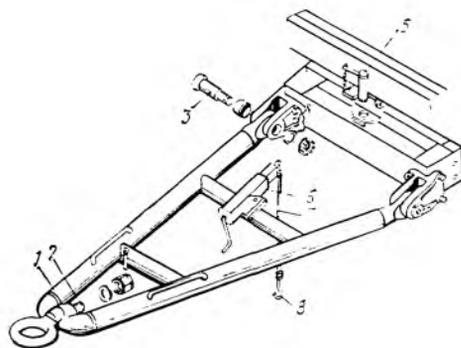


Рис. 2.24. Сцепное устройство прицепа

из стопора 5 и кронштейнов стопора, один из которых крепится к передней поперечине рамы тележки, а второй — к передней поперечине рамы прицепа. Сцепная петля 2 съемная, кованая, имеет внутренний диаметр 90 мм. От поворачивания в гнезде петля удерживается шпонкой.

Для увеличения грузоподъемности автопоезда применяются укороченные телескопические сцепные устройства, принцип действия которых основан на уменьшении расстояния между тягачом и прицепом при прямолинейном движении и увеличении его при прохождении поворотов и маневрировании. Схема одного из таких устройств с зубчатой передачей и кривошипным механизмом приведена на рис. 2.25. Шестерня 1 внутреннего зацепления большого диаметра в нижней части прицепа введена в зацепление с зубчатым валом 4, установленным на коротком плече 5 кривошипа, который соединен с подвижным дышлом 3 сцепного устройства при помощи длинного плеча 2 кривошипа. Дышло может перемещаться вдоль оси прицепа в двух подшипниках скольжения. При движении по прямой плечо кривошипа 2 устанавливается параллельно оси прицепа. В этом случае дышло полностью

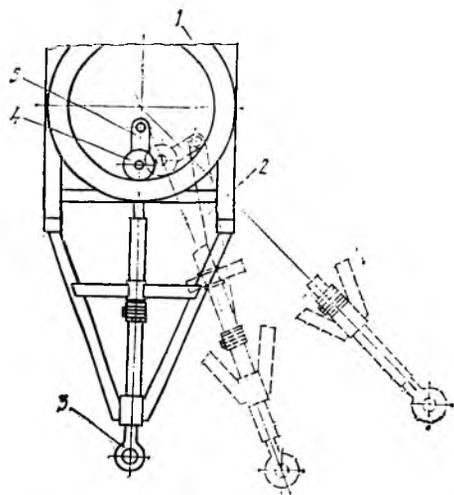


Рис. 2.25. Схема укороченного тягово-сцепного устройства

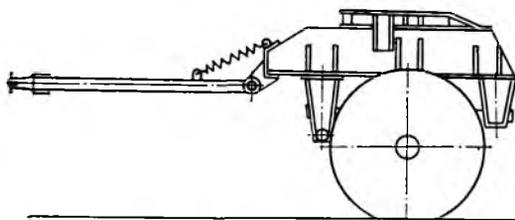


Рис. 2.26. Подкатная тележка

втянуто и расстояние между тягачом и прицепом минимальное — 700 мм. При повороте шестерней 1 с внутренним зацеплением вращается зубчатый вал 4 и соответственно поворачиваются плечи кривошипа, увеличивая длину дышла и, следовательно, расстояние между тягачом и прицепом. Это расстояние может составлять 1300 мм при максимальном угле поворота прицепа относительно тягача 80° . При этом дышло перемещается вперед на 300...600 мм, а зубчатый вал делает половину оборота вокруг своей оси.

Известны также и другие конст-

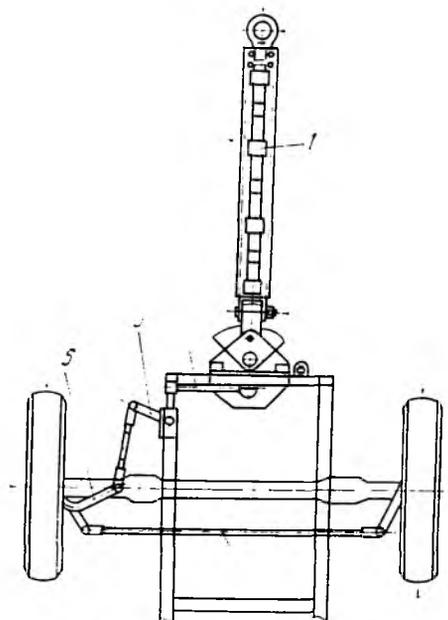


Рис. 2.27. Привод управления прицепом с неразрезной рулевой трапецией

рукции укороченных тягово-сцепных устройств.

Подкатные тележки (рис. 2.26) применяются для превращения прицепа в полуприцеп и наоборот (полуприцеп с подкатной тележкой используется как прицеп к автомобилю-тягачу, а без подкатной тележки — седельному тягачу). Применение подкатных тележек дает некоторые преимущества за счет унификации прицепа и полуприцепа при их изготовлении, а также использовании для буксировки как седельных, так и бортовых тягачей.

Поворотным устройством прицепа с подкатной тележкой является установленное на тележке жесткое седельно-сцепное устройство (ССУ). В отличие от устанавливаемых на седельных тягачах такое ССУ имеет только одну степень свободы, обеспечивающую по-

ворот тележки относительно полуприцепа в горизонтальной плоскости.

Поворотные устройства второго типа (управляемые колеса) принципиально отличаются от первого тем, что при повороте управляющего органа (дышла) на прицепе относительно рамы поворачиваются только управляемые колеса. Передача момента от дышла к колесам осуществляется системой тяг и рычагов (механическим приводом). Приводом управления обычно изменяется передаваемый момент от дышла и угловая скорость его поворота, поэтому в общем случае передаточное отношение поворотного устройства не равно единице.

Поворотные устройства с управляемыми колесами могут быть с боковым размещением рычагов привода (неразрезной рулевой трапецией, рис. 2.27) и центральным размещением привода (разрезной рулевой трапецией, рис. 2.28). Как видно из рис. 2.27, при повороте дышла 1 влево тяга 2 поворачивает маятниковый рычаг 3, а от него тягой 4 усилие передается рычагу 5 и рулевой трапеции 6. Недостатком такого размещения рычагов является некоторое несоответствие кинематики подвески и привода. При прогибах подвески изменяется расстояние между осью колес и рамой прицепа и, как правило, расстояние между рычагом 5 (размещенным на оси колеса) и дышлом 1 (размещенном на раме). Периодическое изменение этого расстояния вызывает колебания управляемых колес, увеличивает зазоры в приводе (из-за изнашивания сопряженных деталей) и приводит к нарушению устойчивости движения прицепа (появлению виляний, т. е. поперечных отклонений прицепа от траектории перемещения крюка тягача).

Для устранения указанного недостатка используются поворотные устройства с центральным расположе-

нием привода управления. Такие поворотные устройства применяются на прицепах СМЗ-8325 и прицепе мод. 782Б. Дышло 1 (рис. 2.28) связано с водилом 11 дышла осью 12, которая в головках дышла закреплена жестко, а в проушинах водила установлена на подшипниках качения. Указанный шарнир обеспечивает дышлу свободу углового перемещения в вертикальной плоскости (вертикальную гибкость). Вертикальная ось водила также установлена в подшипниках качения, что обеспечивает дышлу с водилом свободу поворота в горизонтальной плоскости. Водило 11 с тягами 8 рулевой трапеции связано параллелограммным механизмом, при этом угол поворота рычага 10 этого механизма равен углу поворота рычага 9 привода разрезной рулевой трапеции, установленной на роликовых подшипниках на оси прицепа 7. Тяги 8 рулевой трапеции обеспечивают поворот колес прицепа влево.

В данной конструкции по сравнению с ранее описанным приводом управления прицепом при прогибах подвески увеличение или уменьшение расстояния между осью 7 прицепа и осью 12 дышла компенсируется поворотом компенсационного рычага 2. Усилия в тягах 5 параллелограммного механизма не вызывают при перемещениях подвески поворачивающего момента в приводе, так как их момент относительно осей шарниров равен нулю. Благодаря этому колебания подвески не передаются приводу управления и возбуждения виляний по этой причине не происходит.

С целью уменьшения склонности прицепов к виляниям передаточное отношение поворотного устройства стараются уменьшить до 1. По конструктивным соображениям (с точки зрения габаритов механизма, удобства пользования) это не всегда возможно,

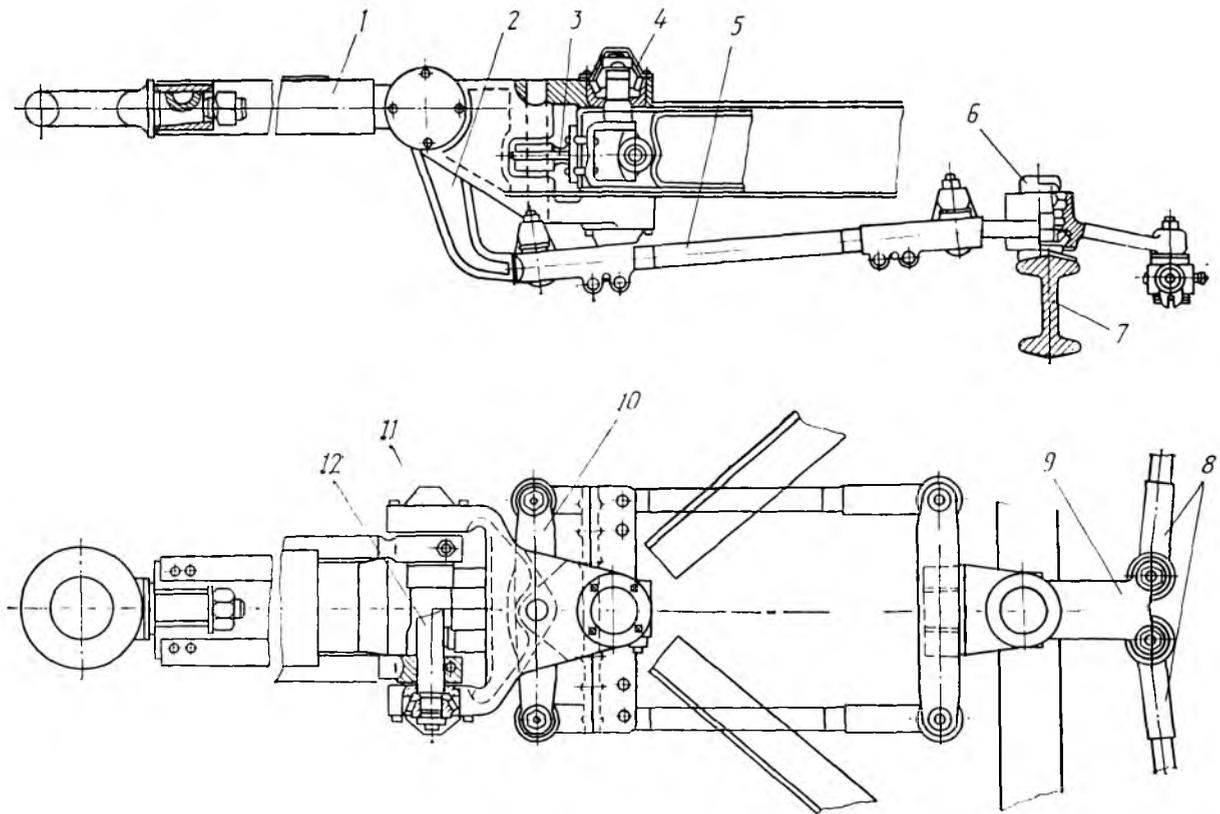


Рис. 2.28. Привод управления прицепом с разрезной рулевой трапецией:

1 — дышло; 2 — компенсационный рычаг; 3 — кронштейн стопорного пальца; 4 — шарнир водила дышла; 5 — продольные тяги параллелограммного механизма; 6 — шарнир рычага привода рулевой трапеции; 7 — балка передней оси прицепа; 8 — тяги рулевой трапеции; 9 — рычаг привода рулевой трапеции; 10 — передний поворотный рычаг; 11 — водило дышла; 12 — ось шарнира дышла

поэтому выполненные отечественные поворотные устройства (прицепов СМЗ-8325 и мод. 782Б) имеют передаточное отношение 1,2...1,4.

В целом поворотные устройства второго типа с управляемыми колесами являются более сложными. Из-за наличия в них большого числа шарнирных сочленений с неизбежными зазорами они обладают и меньшей стабильностью передаточного отношения: поворот дышла не всегда сопровождается адекватным поворотом колес. Повышенное значение передаточного отношения и недостаточная его стабильность в процессе эксплуатации отрицательно влияют на устойчивость движения прицепа. Поворотные устройства этого типа требуют более тщательного ухода при эксплуатации.

Однако введение управляемых колес позволяет ограничиться небольшими углами их поворота (до 30...35°). Вследствие этого рама прицепа может быть расположена между колесами и иметь малую высоту (низкорамные прицепы). Небольшая монтажная высота рамы имеет значение при установке на ней оборудования (например, кузовов-фургонов).

На прицепах с поворотным устройством первого типа тележка и колеса поворотной оси при угловом перемещении дышла уходят под раму, вследствие этого передняя часть рамы прицепа должна быть достаточно высокой. Практически это означает, что вся рама прицепа делается более высокой или имеет ступенчатую конструкцию. Для исключения этого недостатка в некоторых случаях используется ось с поворотным кругом с ограниченным углом поворота (до 31...35° у прицепов МАЗ-8925, МАЗ-8950).

Самоустанавливающиеся колеса и оси. Повышение грузоподъемности автопоездов связано с увеличением числа осей и габаритной длины по-

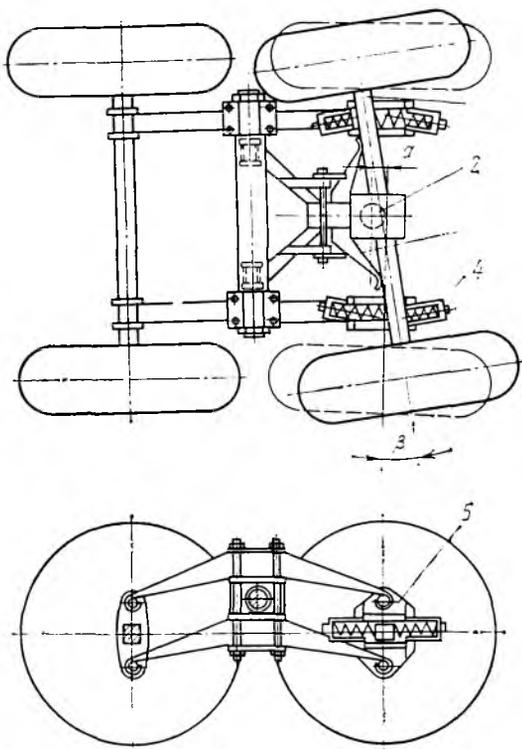


Рис. 2.29. Тележка двухосного полуприцепа с самоустанавливающейся задней осью

следних, что приводит к ухудшению маневренности автопоезда (увеличению ширины коридора, занимаемой автопоездом при повороте) и ускоренному изнашиванию шин из-за увеличения поперечных реакций дороги, действующих на колеса во время поворота.

С целью обеспечения необходимой маневренности многоосных автопоездов и снижения изнашивания шин в настоящее время широко применяются самоустанавливающиеся оси и оси с самоустанавливающимися колесами. Это объясняется простотой их конструкции, отсутствием какого-либо привода, небольшими затратами на изготовление и техническое обслуживание.

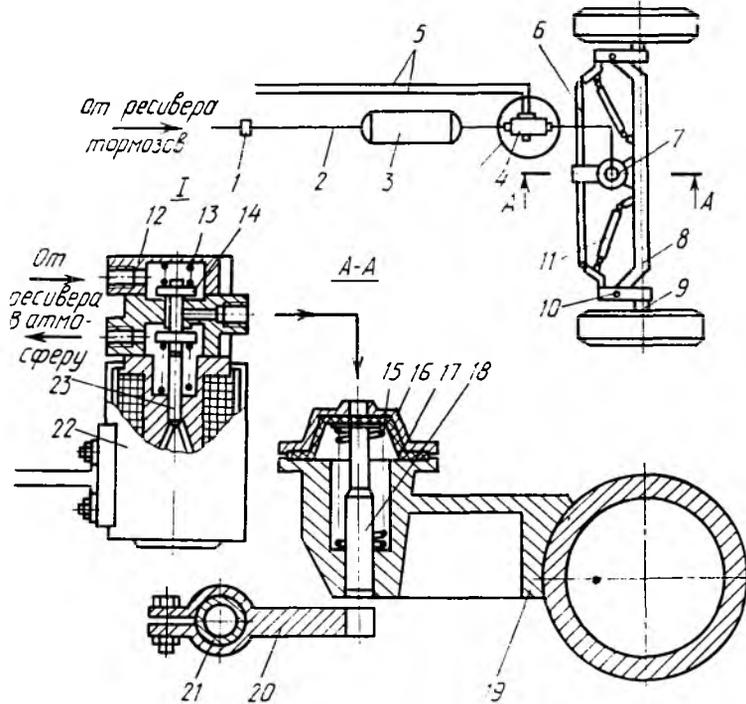


Рис. 2.30. Задняя ось с самоустанавливающимися колесами и механизм блокировки:

1 — обратный клапан; 2 — воздухопровод; 3 — ресивер; 4 — электропневмоклапан; 5 — электропривод; 6 — рулевая трапеция; 7 — камера; 8 — балка оси; 9 — поворотная цапфа; 10 — шкворень; 11 — гидравлический стабилизатор; 12 — корпус крана; 13, 15 — пружины; 14 — толкатель; 16 — крышка; 17 — мембрана; 18 — стопор; 19 — кронштейн; 20 — траверса; 21 — поперечная тяга; 22 — электромагнит; 23 — толкатель с якорем

В двух- и трехосных полуприцепах поворот задней оси осуществляется под действием на ее колеса боковых составляющих реакций дороги при повороте. Одна из таких конструкций с самоустанавливающейся осью показана на рис. 2.29. Задняя ось 1 может передвигаться в направляющих 5 рессорно-балансирной подвески. Центр 2 поворота смещен вперед относительно оси 1 на величину смещения a . Стабилизация прямолинейного движения оси обеспечивается поперечной рессорой 3, пружинами 4, а также за счет смещения a . Боковые составляющие реакции дороги, действующие на колеса, поворачивают (из-за смеще-

ния a) ось так, что устраняется боковое проскальзывание шин.

Поворотные оси повышают погрузочную высоту и центр тяжести полуприцепа. Поэтому большее распространение получили оси с самоустанавливающимися колесами.

На рис. 2.30 показана задняя ось с самоустанавливающимися колесами трехосного полуприцепа-контейнеровоза МАЗ-9389. Конструктивно она выполнена аналогично переднему управляемому мосту автомобиля. Шкворень 10 установлен вертикально, однако имеет плечо выноса вперед относительно оси колеса. На поперечной тяге рулевой трапеции 6 закреплена

траверса 20 механизма блокировки, а к рычагам трапеции подсоединены гидравлические стабилизаторы, гасящие колебания колес относительно шкворней. Стопор 18 механизма блокировки при движении автопоезда задним ходом и при скорости свыше 30 км/ч должен находиться в крайнем нижнем положении, т. е. колеса должны быть заблокированы. Для этого электромагнит 22, включаемый из кабины водителя, притягивает толкатель

23 с якорем и открывает клапан. Сжатый воздух поступает из ресивера 3 в камеру 7 и нажимает на мембрану 17, при этом стопор вводится в отверстие траверсы, прикрепленной к поперечной тяге. При движении автопоезда вперед со скоростью менее 30 км/ч и на поворотах клапан закрывается, сжатый воздух из камеры выходит в атмосферу и стопор под действием пружины 15 поднимается вверх — колеса разблокировываются.

3 Тормозные системы автопоездов

3.1. Динамика торможения автопоездов

Тенденция к увеличению скоростей движения и повышению грузоподъемности автомобильных поездов приводит к возрастанию требований к качеству их тормозных систем. В соответствии с существующими стандартами любое транспортное средство, в том числе и автомобильные поезда, должно быть оборудовано тремя тормозными системами: рабочей, стояночной и запасной. Большегрузные автотранспортные средства, а также транспортные средства, преимущественно работающие в горной местности, должны иметь вспомогательную тормозную систему.

К тормозным системам предъявляются требования по обеспечению необходимой эффективности торможения, оцениваемой тормозным путем и замедлением, а также устойчивостью автопоезда в процессе торможения. Устойчивость должна сохраняться при выходе из строя части тормозной системы. При отрыве прицепа звена от тягача тормозная система, установленная на прицепе, должна обеспечивать его остановку. Разрешается не иметь специальной тормозной системы на одноосных прицепах, масса которых не превосходит 750 кг, при условии, что масса тягача в снаряженном состоянии, с которым эксплуатируется

данный прицеп, превышает в два и более раз массу прицепа. В особых случаях допускается эксплуатация одноосных и двухосных прицепов массой до 2,5 т без тормозных систем при условии, что их масса не превосходит 65 % массы тягача в снаряженном состоянии.

Тормозные системы автопоездов, как и одиночных автомобилей, состоят из тормозных механизмов и тормозного привода. Тормозные механизмы, используемые на автопоездах и одиночных автомобилях, выполняются конструктивно одинаковыми. Тормозные приводы автопоездов имеют некоторые особенности, обусловленные необходимостью обеспечивать одновременное управление тормозами тягача и прицепа.

Особые требования к тормозным системам автопоездов определены принципиальными различиями в характере торможений автомобильного поезда и одиночного автомобиля. При изучении динамики торможения одиночного автомобиля принималось, что тормозные моменты на всех мостах начинают нарастать одновременно. Такое допущение не может быть принято при изучении динамики торможения автомобильного поезда, так как вследствие большой протяженности магистралей тормозного привода время запаздывания срабатывания тормозных механизмов колес прицепа оказывается

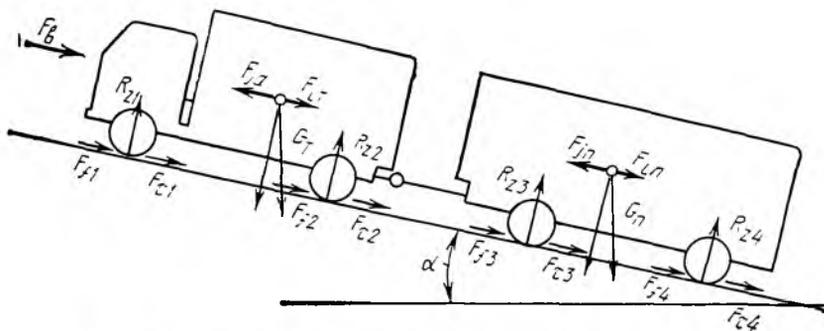


Рис. 3.1. Силы, действующие на автопоезд при торможении

существенно большим, чем аналогичное время для мостов тягача. Наличие же отдельных шарнирно сочлененных звеньев, имеющих возможность совершать относительные повороты в горизонтальной плоскости, создает условия для потери устойчивости автопоезда при торможении.

Замедление автомобильного поезда может быть найдено из рассмотрения схемы сил, действующих на него при торможении. Такая схема показана на рис. 3.1. При составлении схемы принято обычное для рассматриваемого случая допущение о симметричности всех сил, действующих на автопоезд. Принимается также допущение, что в продольной плоскости тягач и прицеп не имеют относительных перемещений. При торможении автопоезд движется под действием сил инерции F_{ja} и F_{jn} , которые зависят от инерции поступательно движущихся и вращающихся масс автопоезда:

$$F_{jx} = F_{ja} + F_{jn} = \left(m_T + m_{\Pi} + \frac{\sum I_{k,T}}{r_{0T}} + \frac{\sum I_{k,\Pi}}{r_{0\Pi}} \right) a_{xT},$$

где m_T, m_{Π} — массы соответственно тягача и прицепа; $\sum I_{k,T}$ — сумма моментов инерции колес тягача; $\sum I_{k,\Pi}$ — сумма моментов инерции колес прицепа; $r_{0T},$

r_{Π} — радиусы качения без скольжения колес соответственно тягача и прицепа; a_{xT} — замедление движения автопоезда при торможении.

По аналогии с торможением одиночного автомобиля сила инерции

$$F_{jx} = \delta_{a,\Pi} a_{xT} m_{a,\Pi},$$

где $\delta_{a,\Pi}$ — коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta_{a,\Pi} = 1 + \left(\frac{\sum I_{k,T}}{r_{0T}} + \frac{\sum I_{k,\Pi}}{r_{0\Pi}} \right) \frac{1}{m_{a,\Pi}},$$

$m_{a,\Pi}$ — масса автомобильного поезда; $\sum I_{k,T}/r_{0T}, \sum I_{k,\Pi}/r_{0\Pi}$ — приведенные массы соответственно колес тягача и прицепа.

У автопоездов приведенные массы колес существенно меньше массы всего автопоезда. Поэтому часто, особенно при приближенных расчетах, коэффициент $\delta_{a,\Pi}$ принимают равным единице.

Силами сопротивления движению являются: F_f — сила сопротивления качению; F_B — сила сопротивления воздуха; F_i — сила сопротивления подъему; $F_i = F_{iT} + F_{i\Pi}$; F_T — тормозная сила: $F_T = F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4}$.

В случае, если автопоезд тормозит на спуске, сила сопротивления подъему является движущей.

При торможении без блокировки колес тормозные силы на мостах автопоезда пропорциональны тормозным моментам:

$$F_{ti} = M_{ti} / r_{0i}.$$

При торможении с блокировкой колес тормозные силы ограничиваются сцеплением колес с опорной поверхностью:

$$F_{ti} = \varphi R_{zi},$$

где R_{zi} — нормальная реакция, действующая на мост с номером i .

В соответствии с правилами, установленными в курсе «Теория автомобиля», значения действующих сил находятся по выражениям:

$$F_f = f g m_{a.п}; \quad F_i = i g m_{a.п}; \\ F_B = k_B A_B v^2; \quad F_{ti} = \gamma_{ti} R_{zi},$$

где f — коэффициент сопротивления качению; i — коэффициент сопротивления подьму; k_B — коэффициент сопротивления воздуха; γ_{ti} — удельная тормозная сила на i -м мосту.

Скорость автопоезда в процессе торможения v_τ и тормозной путь s_τ могут быть найдены по известным зависимостям:

$$v_\tau = v_0 - \int a_\tau dt; \quad s_\tau = \int v_\tau dt.$$

С принципиальной точки зрения тормозные диаграммы одиночного автомобиля и автопоезда одинаковы: при возникновении ситуации, вынуждающей водителя тормозить, водитель оценивает обстановку и переносит ногу с педали подачи топлива на тормозную педаль. Этот процесс длится в течение некоторого времени, называемого *временем реакции водителя* t_p . Продолжительность времени реакции водителя 0,5...1,5 с. Процесс непосредственного торможения начинается с момента постановки водителем ноги на тормозную педаль. Замедление же автопоезда нарастает не сразу с момента нача-

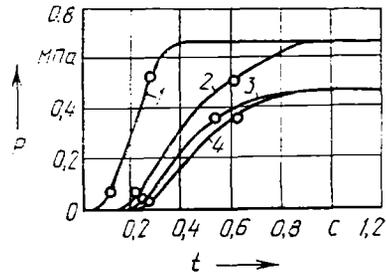


Рис. 3.2. Динамическая характеристика пневматической тормозной системы автопоезда

ла нажатия тормозной педали, а через некоторый промежуток времени, потребный для передачи давления от главного тормозного цилиндра к исполнительным механизмам колесных тормозов, выбора зазоров и деформирования элементов привода и тормозных механизмов. Промежуток времени от момента постановки водителем ноги на тормозную педаль до момента, с которого начинается нарастание замедления автопоезда, называется *временем запаздывания тормозного привода* t_3 . Время, в течение которого замедление автопоезда становится установившимся, называется *временем нарастания замедления* $t_{ц}$. Последующий этап торможения условно считается торможением с установившимся замедлением.

Одной из характерных особенностей процесса торможения автомобильного поезда является одновременность срабатывания тормозных механизмов различных мостов, что оказывает влияние на характер нарастания замедления и устойчивость автопоезда.

Характер изменения замедления по времени может быть оценен по динамической характеристике тормозной системы автопоезда (рис. 3.2). Эта характеристика представляет зависи-

мость изменения давления в исполнительных механизмах тормозной системы от времени торможения при резком нажатии на тормозную педаль. За начало торможения принят момент, соответствующий началу нажатия на тормозную педаль. Из графика видно, что наиболее быстро начинает расти давление в тормозных камерах переднего моста, как наиболее близко расположенных к тормозному крану (кривая 1), затем в задних тормозных камерах тягача (кривая 2) и тормозных камерах прицепа (кривые 3 и 4).

Начало нарастания давления в тормозных камерах или цилиндрах не совпадает с началом нарастания замедления автопоезда, так как для деформирования стяжных пружин и перемещения колодок до соприкосновения их с тормозными барабанами требуется некоторое усилие. Поэтому за время запаздывания тормозного привода обычно принимают время от начала торможения (начала воздействия на тормозную педаль) до момента, когда давление в исполнительном механизме тормоза (тормозной камере или тормозном цилиндре) составит 0,1 от давления, которое должно установиться в этом механизме при полном приведении в действие органа управления.

При экспериментальных исследованиях тормозных свойств автопоездов трудно точно установить момент, в который их замедление следует рассматривать как установившееся. Поэтому быстродействие привода оценивается временем срабатывания тормозного привода, равным промежутку от начала торможения до момента, когда давление в исполнительном механизме составит 0,75 от максимального в этом механизме при полном приведении в действие органа управления (полном нажатии на тормозную педаль). Максимальное допустимое время срабаты-

вания тормозного привода регламентируется нормативными документами. При пневматическом тормозном приводе время срабатывания наиболее удаленного от органа управления тормозного механизма тягача не должно превышать 0,6 с. В соединительной головке управляющей магистрали прицепа давление, составляющее 0,1 и 0,75 от максимального при полном торможении, должно установиться не позже чем через 0,2 и 0,4 с соответственно. Время же нарастания давления до 0,75 от максимального в наиболее неблагоприятно расположенном тормозном механизме прицепа, отсчитанное от момента, при котором давление в соединительной магистрали устанавливается 0,1 от максимального, не должно превышать 0,4 с. Следовательно, общее время срабатывания тормозного привода прицепа также не должно превышать 0,6 с.

Гидравлический тормозной привод срабатывает за более короткое время, чем пневматический. Поэтому нормативными документами определяется только допустимое время рассогласования тормозных приводов тягача и прицепа: запаздывание торможения прицепа относительно торможения тягача не должно превышать 0,2 с, а если имеется опережение, оно не должно быть более 0,1 с.

На рис. 3.2. показаны точки, по которым проверяется быстродействие тормозного привода. Используя динамическую характеристику привода, при известной конструкции тормозных механизмов можно определить оценочные параметры тормозных свойств автопоезда.

С достаточной для практических целей точностью можно считать, что тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом, пропорционален избыточному давлению в тормозной

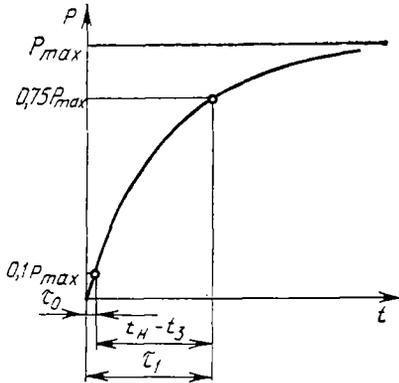


Рис. 3.3. Динамическая характеристика тормозного привода моста автомобиля

камере или тормозном цилиндре. В общем случае

$$M_{\tau i} = \alpha_i (p_i - \Delta p_i),$$

где $M_{\tau i}$ — момент, развиваемый i -м тормозным механизмом; α_i — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции тормозного механизма и разжимного устройства; p_i — избыточное давление в тормозной камере; Δp_i — приращение давления, необходимое для срабатывания тормозного привода.

Тормозная сила, развиваемая мостом,

$$F_{ii} = \frac{2M_{\tau i}}{r_0} = \frac{2\alpha_i}{r_0} (p_i - \Delta p_i).$$

Тормозная сила, создаваемая всеми мостами автопоезда,

$$F_{\tau} = 2 \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_i}{r_0} (p_i - \Delta p_i),$$

где n — число мостов автопоезда.

Динамические характеристики тормозного привода при давлениях, больших $0,1p_{\max}$, достаточно хорошо аппроксимируются экспоненциальными зависимостями вида

$$p = p_{\max} (1 - e^{-k\tau}), \quad (3.1)$$

где p_{\max} — максимальное давление в тормозной камере; k — константа, определяющая скорость нарастания давления.

Определить значение константы k можно из динамической характеристики привода. Допустим (рис. 3.3), известны значения τ_0 и τ_1 , при которых давление в тормозной камере достигает соответственно $0,1p_{\max}$ и $0,75p_{\max}$. Тогда справедливы соотношения

$$e^{-k\tau_0} = 0,9, \quad e^{-k\tau_1} = 0,25,$$

$$k = \frac{\ln 0,9 - \ln 0,25}{\tau_0 - \tau_1} = \frac{1,28}{\tau_1 - \tau_0},$$

$$\tau_0 = -\frac{\ln 0,9}{k},$$

где τ_0 — условное время, в течение которого давление в тормозных камерах достигало бы $0,1p_{\max}$, если бы изменялось по зависимости (3.1) во всем диапазоне; $\tau_1 - \tau_0$ — время, в течение которого давление возрастает от $0,1p_{\max}$ до $0,75p_{\max}$.

Время τ и время t , отсчитываемое от начала торможения, связаны соотношениями

$$\tau - \tau_0 = t - t_3; \quad \tau = t - (t_3 - \tau_0).$$

Если подставить полученные соотношения в выражение (3.1), получим формулы для определения давления в исполнительных механизмах колесных тормозов автопоезда:

$$p_i = p_{i \max} (1 - e^{-k_i (t - t_{3i} + \tau_0)});$$

$$p_i = p_{i \max} (1 - 0,9e^{-k_i (t - t_{3i})}).$$

Тормозная сила, создаваемая мостом с номером i , будет определяться по выражению

$$F_{\tau i} = 2 \frac{\alpha_i}{r_0} [p_{i \max} (1 - 0,9e^{-k_i (t - t_{3i})}) - \Delta p_i]. \quad (3.2)$$

Тормозная сила, создаваемая все-

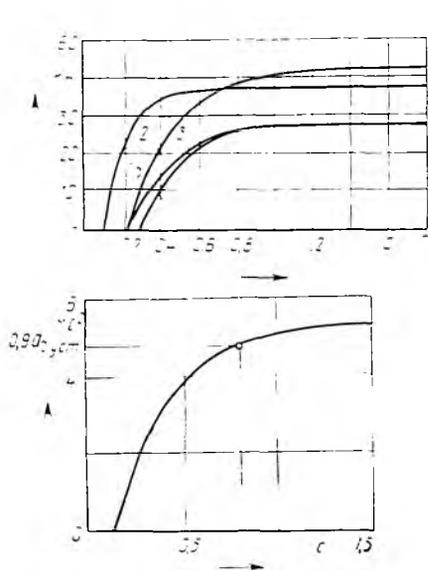


Рис. 3.4. Изменение тормозных сил мостов автопоезда (а) и его замедления (б) при резком нажатии на тормозную педаль:

1 — тормозные силы переднего моста тягача; 2 — задних мостов тягача; 3 — переднего моста прицепа; 4 — заднего моста прицепа

ми мостами автопоезда, может быть найдена суммированием тормозных сил на отдельных мостах. При расчетах следует учитывать, что тормозной момент колесных тормозов моста и соответственно тормозная сила на нем могут возникать только через промежуток времени, равный времени запаздывания тормозного привода этого моста t_{zi} . В связи с этим Δp_i следует принимать равным $0,1p_{max}$, а тормозную силу при $t < t_{zi}$ — нулю.

На рис. 3.4 показано изменение во времени замедления автопоезда и действующих на его мостах тормозных сил. Приведенные зависимости рассчитаны по описанной выше методике.

В ряде случаев, особенно при экстренных торможениях в неблагоприятных дорожных условиях, наблюдается потеря курсовой устойчивости

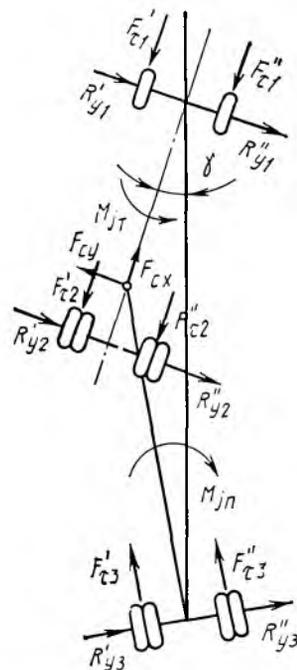


Рис. 3.5. Силы, определяющие устойчивость автопоезда при торможении

автопоезда: продольные оси тягача и прицепа или полуприцепа отклоняются на определенный угол от направления траектории движения. Происходит так называемое «складывание» автопоезда. Если отклонения продольных осей оказываются значительными, возможен выход автопоезда за габаритную полосу движения или на полосу встречного движения, что создает предпосылки для аварийных ситуаций. Потеря устойчивости автопоезда может произойти под действием внешних сил, стремящихся развернуть звенья автопоезда.

Схема сил, действующих на автопоезд при торможении и определяющих его устойчивость, показана на рис. 3.5. Продольная ось тягача повернута относительно траектории движения авто-

поезда на угол γ . В реальных условиях это отклонение может возникать вследствие различия тормозных сил, действующих вдоль бортов тягача или прицепа (в том числе и вследствие неодинаковости сцепных свойств дороги), поворота или самоповорота управляемых колес тягача при торможении, действия боковых сил, уклона дороги и ряда других причин. Угловое смещение продольных осей прицепа (полуприцепа) также имеет место при торможении автопоезда на повороте.

В рассматриваемом случае автопоезд движется под действием инерционных сил F_{jt} и F_{jp} . Силами сопротивления являются тормозные силы: F'_{ti} и F''_{ti} . Так как, помимо поступательного движения, звенья автопоезда совершают вращательное, на систему действуют инерционные моменты M_{jt} и M_{jp} , а в зонах контакта колес с опорной поверхностью возникают боковые реакции дороги R'_{yi} и R''_{yi} (i — номер моста автопоезда).

В сцепном устройстве действует сила F_c , которую будем называть силой в сцепке. Она может быть разложена на две составляющие — F_{cx} и F_{cy} .

Если рассматривать, как это показано на рис. 3.5, движение автопоезда в горизонтальной плоскости, расчетная система будет иметь четыре степени свободы: три степени свободы у тягача (x, y, γ) и одна степень свободы у полуприцепа (ε — угол поворота продольной оси полуприцепа относительно оси тягача).

В соответствии с изложенным движение рассматриваемой системы описывается четырьмя дифференциальными уравнениями второго порядка. Эти уравнения могут быть составлены путем суммирования сил, действующих вдоль осей координат x и y , и моментов относительно цент-

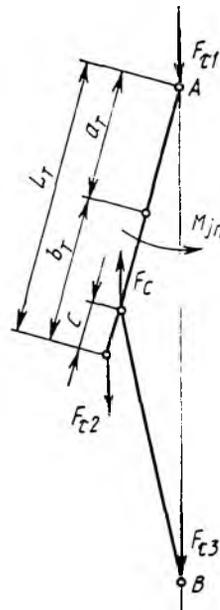


Рис. 3.6. Схема для оценки устойчивости автопоезда

ров масс тягача и прицепа. Условия, при которых происходит потеря устойчивости автопоезда, могут быть определены путем решения указанных уравнений на ЭВМ.

Для качественной оценки влияния основных конструктивных параметров автопоезда на его устойчивость рассмотрим упрощенную схему торможения автопоезда (рис. 3.6). При составлении схемы приняты следующие допущения.

Тормозные силы под правыми и левыми колесами мостов автопоезда одинаковы и поэтому могут быть заменены результирующими, действующими вдоль продольной оси тягача и полуприцепа. В процессе торможения тягач и прицеп совершают поступательные и вращательные движения. При этом в начальный момент продольная ось тягача отклонена от на-

правления траектории движения на малый угол γ . Мгновенный центр поворота тягача во вращательном движении совпадает с серединой переднего моста тягача, а мгновенный центр поворота полуприцепа — с серединой его моста. Эти допущения возможны потому, что продольные составляющие векторов скоростей передних колес тягача и колес полуприцепа оказываются значительно большими, чем поперечные. Поэтому при анализе качественной картины потери устойчивости автопоезда представляется возможным пренебречь перемещением этих мостов в поперечном направлении. Будем также считать, что силы сопротивления качению и сопротивления воздуха значительно меньше, чем тормозные силы, а коэффициент учета вращающихся масс автопоезда близок к единице.

Так как угол γ в начальный момент торможения является малым, замедления тягача и полуприцепа считаются одинаковыми. При торможении по горизонтальной дороге замедление автопоезда

$$a_{\tau} = \frac{\sum F_{\tau i}}{m_{a.п}} = \frac{F_{\tau 1} + F_{\tau 2} + F_{\tau 3}}{m_{\tau} + m_{п}},$$

где m_{τ} и $m_{п}$ — масса соответственно тягача и полуприцепа.

Усилие, действующее в сцепке, может быть найдено по одному из выражений:

$$\left. \begin{aligned} F_c &= F_{\tau 1} + F_{\tau 2} - a_{\tau} m_{\tau}; \\ F_c &= a_{\tau} m_{п} - F_{\tau 3}; \\ F_c &= \frac{m_{п}}{m_{a.п}} (F_{\tau 1} + F_{\tau 2}) - \frac{m_{\tau}}{m_{a.п}} F_{\tau 3}. \end{aligned} \right\} (3.3)$$

Предполагается, что усилие в сцепке является положительным, если направление его действия совпадает с

направлением вектора скорости центра масс тягача.

Сила инерции тягача $F_{j\tau}$ и усилие в сцепке F_c создают момент $M_{п.т}$, который стремится повернуть тягач относительно его мгновенного центра вращения (точки, расположенной в середине переднего моста):

$$M_{п.т} = [F_c (L_{\tau} + c) + m_{\tau} a_{\tau} a_{\tau}] \gamma, \quad (3.4)$$

где L_{τ} — база тягача; c — расстояние от оси заднего моста тягача до точки сцепки. Считается положительным, если точка сцепки расположена вне базы тягача; a_{τ} — расстояние от центра масс тягача до оси переднего моста.

Момент сопротивления повороту $M_{с.т}$ тягача создается продольными (тормозной силой $F_{\tau 2}$) и поперечными R_{y2} реакциями дороги на заднем мосту тягача и инерционным моментом тягача:

$$M_{с.т} = F_{\tau 2} L_{\tau} \gamma + R_{y2} L_{\tau} + m_{\tau} (\rho^2 + a_{\tau}^2) \times \frac{d^2 \gamma}{dt^2},$$

где ρ — радиус инерции тягача относительно вертикальной оси, проходящей через его центр масс.

Как известно из книги «Автомобили. Теория», при торможении одиночного автомобиля возможен его занос под действием силы инерции, когда происходит блокировка колес заднего моста и они не могут воспринимать значительные усилия в боковом направлении. Аналогичное явление происходит при торможении автомобильного поезда. Отличие состоит в том, что момент, стремящийся повернуть тягач, помимо силы инерции, создается также усилием, действующим в сцепном устройстве. Это увеличивает вероятность заноса тягача.

Направление и значение усилия в сцепке зависят от параметров тягача и прицепа, а также от характера нарастания тормозных сил на мостах автопоезда.

Тормозные силы тягача и прицепа в формулах (3.3) можно выразить через удельные тормозные силы тягача $\gamma_{\tau\tau}$ и прицепа $\gamma_{\tau\pi}$:

$$\begin{aligned} F_{\tau 1} + F_{\tau 2} &= \gamma_{\tau\tau} g m_{\tau}; \quad F_{\tau 3} = \gamma_{\tau\pi} g m_{\pi}; \\ F_c &= -a_{\tau} m_{\tau} + \gamma_{\tau\pi} g m_{\pi}; \\ F_c &= a_{\tau} m_{\tau} - \gamma_{\tau\tau} g m_{\tau}; \\ F_c &= g \frac{m_{\tau} m_{\pi}}{m_{\pi} m_{\tau}} (\gamma_{\tau\pi} + \gamma_{\tau\tau}). \end{aligned} \quad (3.5)$$

Из выражения (3.5) видно, что сила взаимодействия тягача и прицепа (полуприцепа) зависит от их удельных тормозных сил.

Возможны три случая:

1) $\gamma_{\tau\pi} = \gamma_{\tau\tau}$. Торможение тягача и прицепа осуществляется синхронно. Усилие в сцепке отсутствует;

2) $\gamma_{\tau\pi} > \gamma_{\tau\tau}$. Усилие в сцепке отрицательное. Прицеп тормозит тягач;

3) $\gamma_{\tau\tau} < \gamma_{\tau\tau}$. Усилие в сцепке положительное. Прицеп накатывается на тягач.

Для автопоезда, состоящего из тягача и прицепа, первый случай является идеальным: обеспечивается высокая эффективность его торможения и достаточно хорошая устойчивость. У седельных автопоездов вследствие того, что часть нагрузки от полуприцепа передается на задние мосты тягача, такой случай возможен только при малых тормозных силах на мостах тягача. При этом эффективность торможения будет недостаточной. Поэтому названный случай для седельных автопоездов практически не имеет места. Для автопоездов в составе тягача и прицепа его трудно обеспечить технически вследствие того, что массы тягача и прицепа в процессе эксплуатации изменяются значительно.

Во втором случае в процессе торможения наблюдается растяжка автопоезда, что практически исключает его складывание. Однако этот случай на

начальном этапе торможения возможен только при искусственном увеличении времени срабатывания тормозного привода тягача. На этапе установившегося торможения в случае $\gamma_{\tau\pi} > \gamma_{\tau\tau}$ возрастает вероятность блокировки колес прицепа (полуприцепа). При блокировке колеса перестают воспринимать боковые силы, что может привести к боковому сползанию прицепа, а затем и всего автопоезда. В связи с этим тормозные системы автопоездов проектируют обычно таким образом, чтобы в процессе торможения наблюдалось некоторое набегание прицепа на тягач.

Рассмотрим факторы, от которых зависит момент сил, поворачивающих тягач в процессе торможения. Подставив значения усилия в сцепке из формулы (3.5) в (3.4), после преобразований получим выражение для нахождения поворачивающего момента:

$$\begin{aligned} M_{п.т} &= g \gamma m_{\tau} L_{\tau} \left\{ \left[\frac{a_{\tau}}{g} \frac{m_{\pi}}{m_{\tau}} \left(1 + \frac{c}{L_{\tau}} \right) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{a_{\tau}}{L_{\tau}} \right] - \frac{F_{\tau 3}}{g m_{\tau}} \left(1 + \frac{c}{L_{\tau}} \right) \right\}. \end{aligned}$$

Из приведенного выражения видно, что поворачивающий момент возрастает с увеличением отклонения продольной оси тягача от направления траектории движения автопоезда. В связи с этим при оценке тормозных свойств автомобильных поездов измеряют угол поворота автопоезда. Результаты испытаний не зачитывают, если этот угол превышает 8° или автопоезд выходит за габариты коридора шириной 3,5 м.

Наибольшее влияние на момент сил, разворачивающих тягач в процессе торможения, оказывают соотношение масс прицепа и тягача, положение центра масс тягача и точки сцепки. Сцепное устройство у седельных авто-

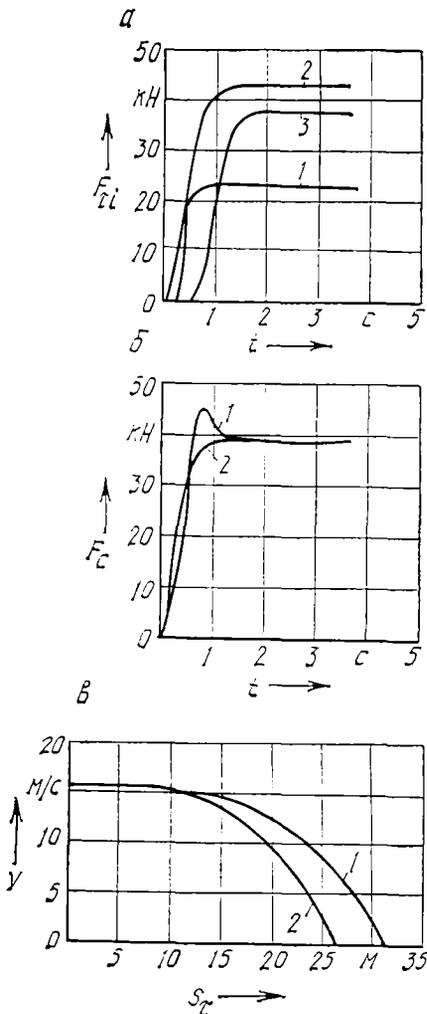


Рис. 3.7. Характеристики торможения седельного длиннобазного автопоезда:

a — изменение тормозных сил мостов автопоезда при пневматическом приводе: 1 — передний мост тягача; 2 — задний мост тягача; 3 — мост полуприцепа; *b* — изменение усилия в сцепке: 1 — пневматический привод; 2 — электропневматический привод; *v* — зависимость скорости автопоезда от пути торможения: 1 — пневматический привод; 2 — электропневматический привод

поездов обычно располагается внутри базы тягача ($s < 0$). Поэтому с точки зрения устойчивости седельные авто-

поезда имеют некоторые преимущества перед прицепными.

Момент сопротивления развороту тягача определяется реакциями дороги в опорной плоскости и инерционным моментом тягача. Плечо, на котором действует продольная реакция дороги (тормозная сила F_{t2}), создавая момент сопротивления повороту тягача относительно точки *A*, мало. Поэтому момент, создаваемый этой силой, невелик. Основное сопротивление развороту тягача оказывает боковая реакция дороги R_{y2} , причем возможное значение боковой реакции, а соответственно и момента сопротивления повороту тягача, на определенной дороге зависит от тормозной силы. При блокировке колес заднего моста тягача этот момент резко уменьшается, приближаясь практически к нулю.

Таким образом, основной причиной складывания автопоезда при торможении является набегание прицепа (полуприцепа) на тягач. Поэтому значение силы в сцепке, возникающей при торможении автопоезда, можно рассматривать как один из оценочных критериев его устойчивости. Наименьшее значение силы в сцепке при высокой эффективности торможения получается при синхронном торможении всех мостов полуприцепа. На рис. 3.7 показаны расчетные характеристики торможения седельных автопоездов, оборудованных пневматическим и электропневматическим приводом. Последний сконструирован так, что обеспечивается синхронное торможение всех мостов автопоезда. Из графиков видно, что при электропневматическом приводе максимальное усилие в сцепке на 10% меньше, чем при пневматическом. Эффективность же торможения возрастает: тормозной путь при электропневматическом приводе на 5 м меньше, чем при пневматическом.

Снижение силы в сцепке при торможении снижает вероятность складывания автопоезда, но не исключает ее, поскольку, как уже отмечалось, при блокировке задних колес тягача сопротивление его развороту резко уменьшается. Поэтому для существенного повышения устойчивости автопоезда необходимо исключить возможность блокировки колес задних мостов тягача. В этом отношении наиболее перспективными для автопоездов являются тормозные приводы с противоблокировочными системами. Принцип работы таких систем описан в книге «Автомобили. Теория». Эксперименты показывают, что автопоезда, оборудованные тормозными системами с противоблокировочными устройствами, имеют высокую эффективность торможения при сохранении устойчивости практически в любых дорожных условиях.

3.2. Тормозные приводы автопоездов

В тормозных системах автопоездов в основном получили распространение пневматические тормозные приводы. Соединение тормозных магистралей тягача и прицепа при составлении поезда осуществляется наиболее просто таким приводом. Из-за сложности соединения тормозных магистралей звеньев гидравлические тормозные приводы на автопоездах практически не применяются. На автомобильных поездах малой массы иногда применяют инерционные тормозные приводы прицепов. Принцип работы таких приводов заключается в том, что при накате прицепа на тягач специальным устройством включаются тормоза прицепа. При этом интенсивность торможения прицепа зависит от интенсивности его набегания на тягач. Основным до-

стоинством такого привода является простота конструкции. Однако он обладает рядом недостатков. В процессе торможения толкающая сила от прицепа передается на тягач, что ухудшает устойчивость автопоезда. Так как прицеп тормозится только после уменьшения скорости тягача, неизбежно запаздывание начала торможения прицепа относительно начала торможения тягача, что приводит к увеличению тормозного пути. Недостатком инерционного привода является также то, что тормоза прицепа могут включаться при движении автопоезда по дороге с неровностями. Поэтому инерционная тормозная система используется только на прицепах и полуприцепах, имеющих полную массу не более 3,5 т, при условии, что она составляет не более 75 % полной массы автомобиля-тягача. В этом случае под массой полуприцепа понимается масса, нагрузка от которой передается на мосты полуприцепа. Масса, нагрузка от которой передается на седельное устройство, относится к массе автомобиля-тягача.

В последнее время проводятся интенсивные опытно-конструкторские работы, направленные на создание электропневматических тормозных приводов. Такие приводы включают две системы: управляющую электронную и исполнительную пневматическую. Благодаря этому представляется возможным значительно повысить быстродействие тормозных систем, а также обеспечить оптимальные законы и последовательность нарастания тормозных моментов на мостах автопоезда.

Первые пневматические тормозные приводы состояли из компрессора, регулятора давления, ресивера, тормозного крана и исполнительных механизмов — тормозных камер или тормозных цилиндров, а привод автопоезда дополнительно включал кран управле-

ния тормозами прицепа на тягаче и воздухораспределитель на прицепе. Объединение тормозных систем тягача и прицепа производилось соединительной магистралью. В последнее время тормозные системы автомобилей и автопоездов значительно усложнились, что связано с повышением требований к эффективности и надежности тормозных систем, а также с необходимостью использования сжатого воздуха для обеспечения работы других устройств.

В тормозной системе прицепа или полуприцепа имеется ресивер с запасом сжатого воздуха, используемого для торможения прицепа. Сжатый воздух поступает в ресивер прицепа из тормозной магистрали тягача. Управление подачей воздуха из ресивера в исполнительные механизмы тормозной системы прицепа производится воздухораспределителем. В зависимости от способа подачи воздуха в ресивер прицепа и управления процессом торможения тормозные приводы автопоездов делятся на однопроводные и двухпроводные.

При однопроводном приводе тягач и прицеп соединяются одной пневматической магистралью. Если торможение автопоезда не производится, по этой магистрали сжатый воздух из тормозной системы тягача поступает в ресивер прицепа. При торможении сжатый воздух выпускается из соединительной магистрали, срабатывает установленный на прицепе воздухораспределитель. Вследствие этого воздух из ресивера прицепа поступает к тормозным механизмам. В тормозных системах с однопроводным приводом воздухораспределителем обеспечивается обратное следящее действие: давление воздуха, поступающего в тормозные механизмы, пропорционально снижению давления в тормозной магистрали. При отрыве прицепа соеди-

нительная магистраль обрывается, давление воздуха в ней становится равным атмосферному, и прицеп затормаживается.

Если тормозной привод двухпроводный, тягач и прицеп соединяются двумя магистралями: по одной сжатый воздух подается в ресиверы прицепа, а вторая является управляющей. Если торможение не производится, давление в управляющей магистрали отсутствует. При торможении же давление в управляющей магистрали устанавливается равным давлению в тормозной магистрали тягача. В таких системах применяют воздухораспределительные клапаны со следящей системой прямого действия: воздухораспределительный клапан устанавливает давление воздуха, поступающего в тормозные механизмы прицепа, равным давлению в управляющей магистрали. Воздухораспределитель обеспечивает также подачу воздуха из ресивера прицепа к тормозным механизмам при отрыве питающей магистрали.

Однопроводный привод имеет меньшее количество приборов и меньшую длину трубопроводов, т. е. является более простым и дешевым по сравнению с двухпроводным. Он долгое время применялся в нашей стране и в некоторых странах Западной Европы. Однако ему присущи определенные недостатки. Во время торможения автопоезда прекращается подача воздуха в ресиверы прицепа. Поэтому при многократных торможениях, например длительных спусках, давление в ресиверах прицепа может значительно уменьшиться, что приведет к снижению эффективности торможения. Однопроводный привод по сравнению с двухпроводным имеет также большее время срабатывания. Это объясняется тем, что регулирование давления в тормозных механизмах прицепа осуществляется путем уменьшения

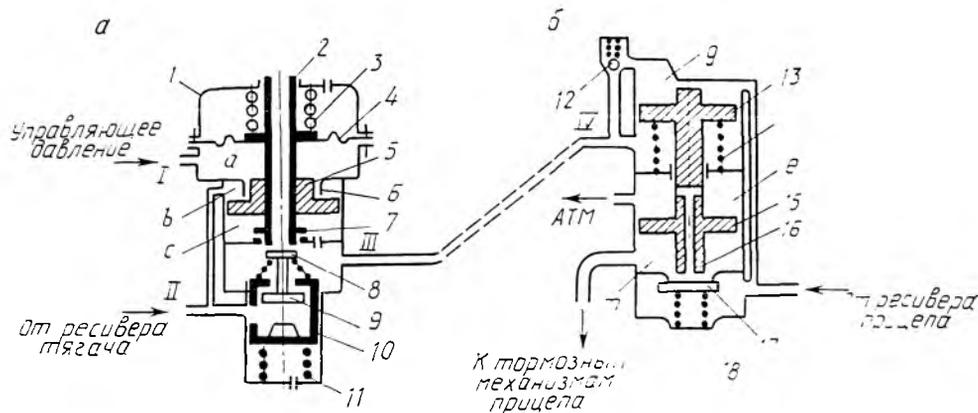


Рис. 3.8. Принципиальная схема однопроводного тормозного привода:
 а — клапан управления тормозами прицепа; б — воздухораспределительный клапан

давления. Наполнение же воздухом определенной емкости до заданного давления происходит обычно в 1,5... 2,5 раза быстрее, чем ее опорожнение. При однопроводном приводе давление воздуха в ресиверах прицепа должно быть обязательно ниже давления в ресиверах тягача. Размеры исполнительных механизмов прицепа и тягача одинаковы, эффективность торможения прицепа будет ниже, чем эффективность торможения тягача.

При однопроводном приводе управление тормозной системой прицепа может производиться специальной секцией тормозного крана или клапаном, связанным с тормозной системой тягача. Если управление производится секцией тормозного крана, последний выполняется двухсекционным: одна секция служит для управления тормозами прицепа, а вторая — тормозами тягача. Секция тормозного крана или клапан управления тормозами прицепа обеспечивает поступление сжатого воздуха из тормозной магистрали тягача в тормозную магистраль прицепа при отпущенной тормозной педали и снижение давления в соеди-

нительной магистрали — при нажатой. Причем снижение давления в соединительной магистрали должно быть пропорциональным его возрастанию в тормозной магистрали тягача.

Принципиальная схема, иллюстрирующая работу однопроводного тормозного привода, показана на рис. 3.8. К клапану управления тормозами прицепа к выводу I подводится управляющее давление от тормозной магистрали прицепа, к выводу II — от ресивера тягача, а вывод III соединен с выводом IV воздухораспределительного клапана, установленного на прицепе. Если педаль тормоза отпущена, вывод I с помощью крана управления соединяется с атмосферой. Под действием пружины 3 шток 2 совместно с диафрагмой 4 находится в нижнем положении. Вывод II через открытый клапан 9 соединен с входом III: по соединительной магистрали сжатый воздух передается к входу IV воздухораспределителя прицепа. Одновременно сжатый воздух поступает в полости b и c. Давление в них одинаковое, однако вследствие того, что площадь поршня, на которую воздействует дав-

ление сжатого воздуха в полости *c*, больше, чем в полости *b*, поршень перемещается вверх до упора в крышку 6. При достижении давления в соединительной магистрали около 0,5 МПа клапан 10 перемещается вниз, сжимая пружину 11, перекрывает выпускной канал и прекращает подачу воздуха в соединительную магистраль. При снижении давления воздуха в соединительной магистрали клапан 10 под действием пружины 11 поднимается и вновь открывает выпускное окно. Таким образом поддерживается постоянное давление в соединительной магистрали (около 0,5 МПа). В этом случае шток 2 находится в нижнем положении.

В процессе торможения автомобиля сжатый воздух от тормозного крана подается к тормозным камерам тягача и к выводу I клапана управления тормозами прицепа. Это приводит к тому, что давление в полости *a* возрастает и диафрагма 4, сжимая пружину 3, перемещает шток 2 вверх. При перемещении штока вверх клапан 9 прижимается к седлу клапана 10 и перекрывается сообщение между вводами II и III.

Дальнейшее перемещение штока вверх приводит к тому, что его седло отрывается от клапана 8, и ввод III через отверстие в штоке соединяется с атмосферой. Давление в соединительной магистрали при этом уменьшается. Пропорциональная зависимость между нарастанием давления в полости *a* и снижением давления в соединительной магистрали (следящее действие) обеспечивается поршнем 5. С уменьшением давления в полости вывода III снижается давление в полости *c*. При этом поршень под действием давления в полостях *a* и *b* перемещается вниз до упора 7 на штоке 2. В результате этого шток 2 займет положение, в котором обеспечивается равновесие сил, действующих на него

снизу и сверху. Переместить поршень вниз стремятся усилия пружины 3, а также усилия, обусловленные давлением в полостях *a* и *b*; вверх — усилия диафрагмы и давление в полости *c*. Из этого следует, что при увеличении давления в полости *a* состояние равновесия будет в том случае, если давление в полости *c* будет уменьшаться. Во время оттормаживания вывод I соединяется с атмосферой. Давление в полости *a* уменьшается, шток 2 под действием силовой пружины 3 и давления в полости *b* перемещается вниз, клапан 8 закрывается. При дальнейшем перемещении штока вниз клапан 9 открывается, сообщая выводы II и III.

Когда выводы II и III клапана управления соединены, сжатый воздух через ввод IV распределительного крана прицепа, обратный клапан 12 поступает в ресивер прицепа. При этом клапан 17 пружинной 18 прижат к своему гнезду, а полость *m* через отверстие в штоке 16 оказывается соединенной с полостью *e* и атмосферой. Поскольку давление на обе стороны поршня 13, закрепленного на штоке 15, одинаково, он под действием пружины 14 занимает верхнее положение. При уменьшении давления в соединительной магистрали клапан 12 закрывается и давление в полости *d* становится больше давления под поршнем 13. Вследствие этого шток 16 перемещается вниз, соприкасаясь с клапаном 17, отсоединяет полость *m* от атмосферы. При дальнейшем перемещении шток открывает клапан 17. В результате этого сжатый воздух из ресивера прицепа начинает поступать в тормозные камеры. При этом на шток 16 действуют силы, обусловленные различием давлений в полости *m* и соединительной магистрали, с одной стороны, и превышением давления в полости *g*, с другой. Шток будет на-

ходиться в равновесии, если эти силы будут одинаковы. Поэтому уменьшение давления в соединительной магистрали будет приводить к увеличению давления, подводимого к тормозным камерам прицепа. При отпускании педали тормоза, как это было показано ранее, давление в соединительной магистрали тягача и прицепа возрастает. Это приводит к подъему штока 16, закрытию клапана 17 и соединению тормозных камер с атмосферой. Тормозные механизмы прицепа выключаются, а сжатый воздух из тормозной системы тягача по соединительной магистрали через обратный клапан 12 будет поступать в ресивер прицепа.

Развитие международных перевозок привело к необходимости стандартизировать виды, характеристики и размеры присоединительных устройств пневматических тормозных приводов. Стандартами ЕЭК ООН предусматривается применение на автопоездах только двухпроводного тормозного привода, как наиболее обеспечивающего надежность и эффективность торможения. Поскольку во многих странах длительное время использовался однопроводный привод, для того чтобы можно было комплектовать автопоезда из звеньев, оборудованных тормозными системами с однопроводным и двухпроводным тормозными приводами, стали изготавливать тягачи и прицепы с комбинированным приводом, объединяющие элементы двухпроводного и однопроводного тормозных приводов.

Схема современного комбинированного тормозного привода автопоезда приведена на рис. 3.9. Привод состоит из питающей части П, переднего и заднего контуров рабочей тормозной системы (РП и РЗ соответственно), контура запасной и стояночной систем (ЗС), контура привода тормозов прицепа (ПП), контура привода вспомогательной тормозной системы и пита-

ния потребителей (В), привода управления тормозами прицепа (ТП).

Питающая часть привода состоит из компрессора 1, влагоотделителя 2, регулятора давления 3, противозамерзателя 4 и конденсационного баллона 5. Сжатый воздух из конденсационного баллона через одинарный защитный клапан 6 поступает в ресивер вспомогательной тормозной системы, а через двойной защитный клапан 11 — в ресиверы переднего и заднего контуров рабочей тормозной системы. Защитными клапанами поврежденный контур отсоединяется от питающей части.

Передний и задний контуры рабочей тормозной системы включают ресиверы, двойной защитный клапан, тормозной кран, регулятор тормозных сил, ускорительный клапан и тормозные камеры передних и задних мостов. Тормозная педаль связана с тормозным краном. При нажатии на нее сжатый воздух из ресивера переднего контура рабочей тормозной системы через нижнюю секцию тормозного крана поступает в тормозные камеры 12 тормозных механизмов колес переднего моста. Одновременно из ресиверов заднего контура через верхнюю секцию тормозного крана, регулятор тормозных сил 14 воздух поступает к ускорительному клапану 15 заднего тормозного контура. При срабатывании ускорительного клапана сжатый воздух из ресиверов через каналы ускорительного клапана поступает к тормозным камерам 16 тормозных механизмов задних мостов.

Стояночная и запасная тормозные системы включают кран управления, два одинарных защитных и два обратных клапана, двухмагистральный и ускорительные клапаны, энергоаккумуляторы. Пружинные энергоаккумуляторы 19 конструктивно объединены с тормозными

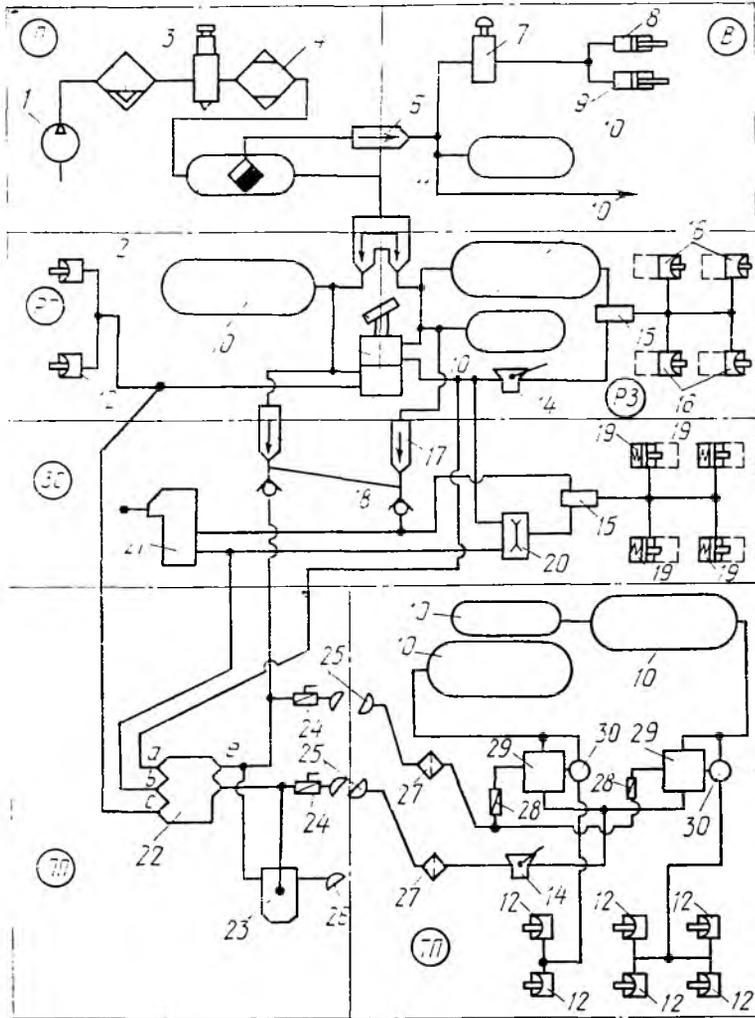


Рис. 3.9. Схема тормозного привода автопоезда МАЗ-64227+МАЗ-39389:

1 — компрессор; 2 — влагоотделитель; 3 — регулятор давления; 4 — противозамёрзатель; 5 — конденсационный баллон; 6 — одинарный защитный клапан вспомогательной тормозной системы; 7 — кран включения вспомогательной системы; 8 — цилиндр управления моторным тормозом; 9 — цилиндр управления рейкой топливного насоса; 10 — ресивер; 11 — двойной защитный клапан; 12 — тормозная камера; 13 — тормозной кран; 14 — регулятор тормозных сил; 15 — ускорительный клапан; 16 — тормозная камера заднего и среднего мостов тягача; 17 — одинарный защитный клапан; 18 — обратный клапан; 19 — энергоаккумулятор заднего и среднего мостов тягача; 20 — двухмагистральный клапан; 21 — кран управления стояночной тормозной системой; 22 — клапан управления тормозами прицепа по двухпроводной схеме; 23 — клапан управления тормозами прицепа по однопроводной схеме; 24 — разобщительный кран тягача; 25 — соединительные головки; 26 — соединительная головка однопроводного привода; 27 — магистральный фильтр; 28 — разобщительный кран полуприцепа; 29 — воздухораспределитель полуприцепа; 30 — электромагнитный клапан

камерами 16 среднего и заднего мостов тягача. При стоянке автомобиля подпоршневое пространство энергоаккумуляторов 19 с помощью ускорительного клапана 15 и крана управления 21 соединяется с атмосферой. Вследствие этого пружинами энергоаккумуляторов затормаживаются колеса среднего и заднего мостов тягача. Перед началом движения поворотом рукоятки крана 21 через двухмагистральный клапан 20 подается сжатый воздух к ускорительному клапану 15. При срабатывании последнего сжатый воздух подается в подпоршневые пространства энергоаккумуляторов 19. Сжатый воздух в стояночную тормозную систему через одинарные защитные клапаны 17 и обратные клапаны 18 может быть подан из ресиверов переднего и заднего контуров рабочей тормозной системы. Стояночная тормозная система является и запасной: кран 21 обеспечивает следящее действие между углом поворота рукоятки управления и уменьшением давления в подпоршневых пространствах энергоаккумуляторов. Двухмагистральный клапан 20 исключает возможность использования запасной системы при наличии давления в заднем контуре рабочей тормозной системы и тем самым возможность двойного воздействия на тормозные механизмы среднего и заднего мостов тягача.

Контур привода тормозов прицепа включает клапаны привода тормозов прицепа по двухпроводной и однопроводной схемам, соединительные головки и разобщительные краны. Клапан привода тормозов прицепа по двухпроводной схеме 22 имеет два входа прямого действия *a* и *c* от обеих секций тормозного крана и один вход обратного действия *b* от ручного крана управления стояночной и запасной тормозными системами. Конструкция клапана обеспечивает возраста-

ние давления на его выходе *e* при увеличении давления в контурах рабочей тормозной системы тягача или уменьшении давления в контуре стояночной (запасной) тормозной системы. Выход клапана *e* соединен со входом клапана управления тормозами прицепа по однопроводной схеме. В результате этого давление на выходе клапана 22 оказывается управляющим для клапана 23.

В ресиверы прицепа и к клапанам управления тормозами прицепа по двухпроводной и однопроводной схемам воздух подается из ресиверов тягача через два защитных 17 и два обратных 18 клапана. Такая система обеспечивает подачу воздуха в ресивер прицепа из любого контура рабочей тормозной системы.

Механизмы привода тормозов прицепа размещены непосредственно на полуприцепе.

В рассматриваемом случае привод выполнен двухконтурным по двухпроводной схеме. Первый контур предназначен для управления тормозами переднего моста, а второй контур — среднего и заднего мостов. Каждый контур имеет воздухораспределительный кран и электромагнитный клапан.

В ресиверы полуприцепа сжатый воздух поступает из ресиверов тягача через соединительную головку, магистральный фильтр, разобщительные краны и воздухораспределители. Управляющее давление от выхода *e* клапана 22 через соединительные головки, магистральный фильтр также подается к воздухораспределительным клапанам. При возрастании давления в управляющей магистрали сжатый воздух через воздухораспределительные клапаны и каналы электромагнитных клапанов 29 поступает в тормозные камеры мостов полуприцепа. При этом давление воздуха, поступающего в тормозные камеры мостов полупри-

цепы, пропорционально давлению воздуха, поступающего на вход воздухо-распределительного клапана. Так как полуприцеп может иметь различную нагрузку, для обеспечения эффективного торможения в управляющей магистрали установлен регулятор тормозных сил, обеспечивающий уменьшение давления воздуха, который поступает на вход воздухо-распределительного крана при снижении нагрузки на полуприцеп.

Таким образом, в описанном приводе происходит нарастание давления в тормозных камерах полуприцепа при увеличении давления в любом из контуров тормозной системы тягача или при уменьшении давления в контуре стояночной (запасной) системы. Такая конструкция позволяет затормозить полуприцеп при торможении тягача рабочей тормозной системой (в том числе и при выходе одного из контуров из строя), запасной тормозной системой и стояночной. Стояночная тормозная система может удерживать полуприцеп до тех пор, пока в ресиверах полуприцепа есть сжатый воздух. Поэтому для торможения полуприцепа при длительной стоянке имеется механический тросовый привод, затормаживающий колеса двух передних мостов полуприцепа. Подробно конструкция клапанов управления по двухпроводной схеме и воздухо-распределителя рассмотрена в книге «Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Система управления и ходовая часть».

Конструкция тросового привода показана на рис. 3.10. При вращении рукоятки натяжного устройства происходит натяжение троса, который через систему блоков воздействует на регулировочные рычаги, при этом колеса двух передних мостов затормаживаются. Для облегчения затормаживания рекомендуется предварительно за-

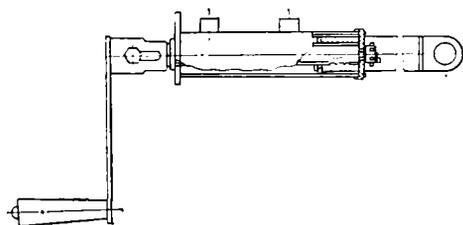
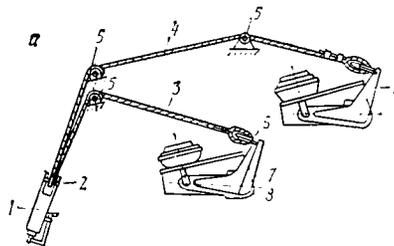


Рис. 3.10. Схема стояночного тормоза полуприцепа МАЗ-9389 (а) и натяжное устройство (б):

1 — натяжное устройство; 2 — уравнивательный блок; 3 — ветвь каната первого моста; 4 — ветвь каната второго моста; 5 — блок; 6 — балансир; 7 — рычаг двуплечий; 8 — рычаг регулировочный

тормозить полуприцеп с помощью пневматического привода стояночной системы. Растормаживание осуществляется вращением рукоятки в обратную сторону.

Вспомогательная тормозная система тягача состоит из моторного тормоза (заслонки в выхлопной системе двигателя), приводимого в действие пневмоцилиндром 8 (см. рис. 3.9). Включение пневмоцилиндра 8, а также пневмоцилиндра 9, которым отключается подача топлива в двигатель, производится с помощью клапана 7. При включении моторного тормоза подается электрический сигнал к магнитам электропневматических клапанов 30. При этом происходит притормаживание полуприцепа.

Принципиальная схема электромагнитного клапана показана на рис.

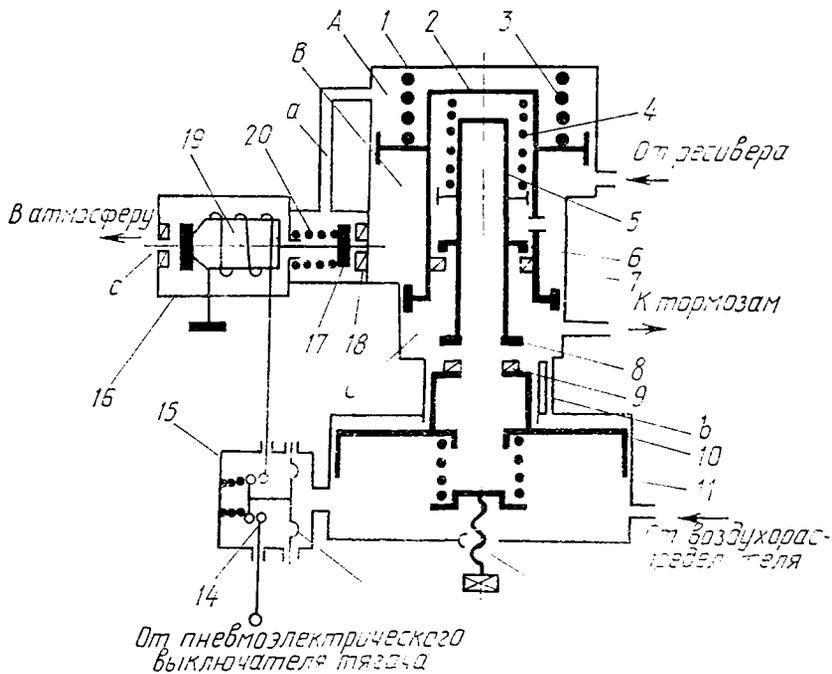


Рис. 3.11. Принципиальная схема электромагнитного клапана

3.11. В верхней части корпуса 1 клапана находится малый поршень 2. Пружинной 3, расположенной между корпусом и поршнем, поршень отжимается вниз. В малый поршень 2 вставлен корпус клапанов 5, на котором размещены впускной 6 и выпускной 8 клапаны. Седло 7 впускного клапана 6 смонтировано внутри малого поршня, а седло 9 выпускного клапана 8 — на большом поршне 10. Когда торможение не производится, малый поршень 2 под действием сжатого воздуха, поступающего из ресивера, сжимает пружину 3 и занимает крайнее верхнее положение. Большой поршень 10 пружинной 11 поднимается вверх до упора в ограничители, расположенные на корпусе электромагнитного клапана. Корпус клапанов 5 под действием пружины 4 занимает нижнее положение. При

этом впускной клапан 6 является закрытым, а выпускной 8 — открытым.

К корпусу 1 крепится электромагнит 16. Якорь 19 электромагнита связан с клапаном 17, перекрывающим отверстие между полостями А и В. Корпус электромагнита отверстием с соединяется с атмосферой.

При включении вспомогательной тормозной системы тягача в пневмоэлектрическом выключателе замыкаются контакты электрической цепи и якорь 19 электромагнита 16 вместе с клапаном 17 отходит от седла 18 и одновременно перекрывает отверстие с.

Сжатый воздух из ресивера через клапан 17 по каналу а в корпусе 1 поступает в полость А. Под давлением сжатого воздуха поршень 2 перемещается вниз, закрывает выпускной клапан 8 и открывает впускной клапан 6.

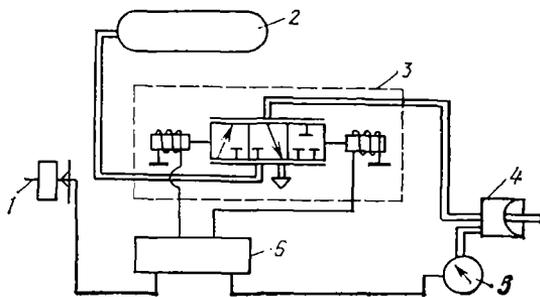


Рис. 3.12. Принципиальная схема электропневматического привода:

1 — управляющий элемент; 2 — ресивер; 3 — модулятор; 4 — тормозная камера; 5 — электроманометр; 6 — электронный блок

Сжатый воздух из ресиверов полуприцепа поступает к исполнительным механизмам тормозов. Одновременно сжатый воздух через отверстие *b* в корпусе поступает в полость над большим поршнем 10. При увеличении давления в полости *c*, а соответственно и в тормозных камерах, выше заданного поршень 10, преодолевая усилие пружины 11, перемещается вниз до закрытия впускного клапана 6. Максимальное давление в тормозных камерах регулируется винтом 12.

Таким образом, при торможении вспомогательной тормозной системой к тормозным механизмам полуприцепа подается сжатый воздух с заданным давлением. Заданное давление устанавливается с помощью винта 12.

При выключении вспомогательной тормозной системы размыкается цепь обмотки электромагнита. Якорь 19 вместе с клапаном 17 под действием возвратной пружины 20 прижимается к седлу 18 и закрывает его отверстие. Одновременно открывается свободный проход воздуха из полости *A* в атмосферу через отверстия *a* и *c*. Поршень 2 под давлением воздуха возвращается в верхнее положение, открывая выпускной клапан 8 от седла на поршне 10. При этом сжатый воздух из ис-

полнительных механизмов выходит в атмосферу через открытый выпускной клапан 8 и атмосферный вывод воздухораспределителя. Происходит оттормаживание полуприцепа.

При торможении рабочей тормозной системой сжатый воздух от воздухораспределителя поступает к исполнительным механизмам тормозов полуприцепа через открытый выпускной клапан 8.

Одновременно сжатый воздух поступает под диафрагму 13 пневмоэлектрического выключателя 15 с нормально замкнутыми контактами 14. Под давлением воздуха диафрагма 13 прогибается и размыкает контакты. Это предотвращает срабатывание электропневматического клапана при торможении тягача рабочей и вспомогательными тормозными системами одновременно.

Обеспечить выполнение требований стандартов по быстродействию и синхронности работы тормозов удается обычно, если длина магистрали, соединяющей тормозной кран тягача с воздухораспределителем прицепа, не превышает 15 м. При более длинных магистралях продолжительность прохождения воздуха по ней значительная. Поэтому для длинных автопоездов более целесообразным является электропневматический привод, включающий две системы: пневматическую (силовую) и электронную (управляющую).

Принцип работы электропневматического привода показан на рис. 3.12. В управляющем элементе вырабатывается электрический сигнал, параметры которого зависят от требуемой интенсивности торможения автопоезда. Этот сигнал подается в электронный блок, который управляет модулятором. Модулятор в зависимости от сигнала, поступающего из электронного блока, соединяет полость тормозной

камеры с ресивером, с атмосферой или перекрывает ее. Давление воздуха в тормозной камере измеряется электрическим манометром.

В исходном положении тормозная камера через модулятор соединяется с атмосферой. При торможении электрический сигнал от управляющего элемента передается в электронный блок. Электронный блок вырабатывает сигнал, при котором с помощью модулятора полость тормозной камеры соединяется с ресивером. Сжатый воздух начинает поступать в тормозную камеру, и давление в ней повышается. Электрический сигнал, вырабатываемый манометром, поступает также в электронный блок, в котором проводится сравнение этого сигнала с сигналом, поступающим от управляющего элемента. Если параметры сигнала, поступающего от управляющего элемента, превосходят параметры сигнала от манометра, электронным блоком посредством модулятора тормозная камера соединяется с ресивером. При равенстве сигналов клапанами модулятора закрывается полость тормозной камеры, а в случае, когда параметры сигнала манометра превосходят параметры сигнала управляющего элемента, с помощью модулятора тормозная камера соединяется с атмосферой. Таким образом производится регулирование давления в тормозной камере в зависимости от параметров электрического сигнала управляющего элемента. Управляющий элемент может быть непосредственно связан с тормозной педалью или через какие-нибудь промежуточные системы. Существующие электропневматические приводы принципиально различаются по параметрам управляющего электрического тока. Наиболее часто управление осуществляется изменением напряжения или частоты тока.

Электропневматическими тормоз-

ными приводами могут быть оборудованы тягачи и прицепы. В этом случае обеспечивается максимальное быстродействие и требуемая синхронность работы тормозов автопоезда. Электропневматический привод сложнее и соответственно дороже пневматического. Поэтому наиболее часто такой привод устанавливают на длиннобазных прицепах. При этом он должен работать совместно с пневматическим приводом тягача. Для повышения надежности тормозной системы к приводу предъявляется дополнительное требование: он должен иметь дополнительную управляющую систему, обеспечивающую управляемое торможение прицепа при выходе из строя электронной системы.

На рис. 3.13 показана принципиальная схема электропневматического привода длиннобазного полуприцепа. Пневматическая часть привода выполнена по двухпроводной схеме. Она имеет те же аппараты, что и обычный пневматический привод. Воздух из питающей магистрали тягача через соединительную головку 1, магистральный фильтр 2, разобщительный кран 3, воздухораспределитель 5 поступает в ресивер прицепа. Если электронная система выключена или неисправна, управление торможением прицепа осуществляется с помощью пневматической управляющей части привода. Сжатый воздух из управляющей магистрали тягача через соединительную головку 1, магистральный фильтр 2 и разобщительный клапан 3 поступает в регулятор тормозных сил 11, а затем — к воздухораспределителю 5. Последний открывает проход воздуха из ресивера прицепа к тормозным камерам. При этом давление воздуха в тормозных камерах устанавливается соответствующим давлением воздуха, подаваемого в воздухораспределитель через управляющую магистраль. При таком методе управления запаздыва-

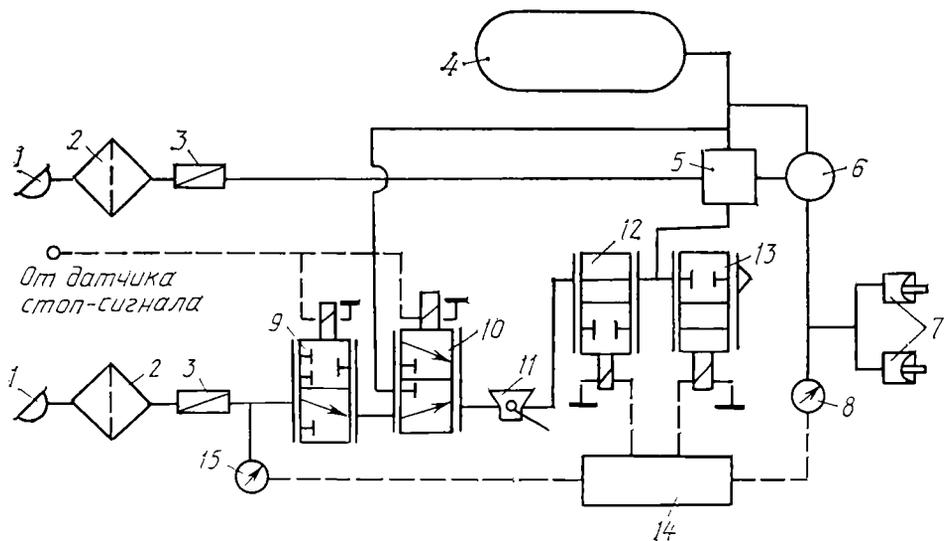


Рис. 3.13. Принципиальная схема электропневматического тормозного привода моста длинно-
базного полуприцепа:

1 — соединительная головка; 2 — магистральный фильтр; 3 — разобщительный кран; 4 — ресивер; 5, 6 — соответственно воздухораспределительный и электромагнитный клапаны; 7 — тормозные камеры; 8, 15 — электроманометры; 9, 10 — двухпозиционные клапаны; 11 — регулятор тормозных сил; 12, 13 — клапаны модулятора; 14 — электронный блок

ние срабатывания тормозов прицепа обуславливается длительной передачей управляющего давления от соединительной головки к воздухораспределителю.

Электронная управляющая система рассматриваемого привода включает два датчика давления (электроманометры) 8, 15, установленных вблизи соединительной головки и тормозных камер, электронный блок 14 и модулятор. Кроме того, в системе имеются два электромагнитных клапана 9, 10, предназначенных для отключения пневматической системы управления и включения электронной. Оба клапана работают от датчика стоп-сигнала. При его срабатывании клапаном 9 перекрывается управляющая пневматическая магистраль. Благодаря этому в зоне соединительной головки управляющей пневматической магистрали возрастает темп повышения давления

вследствие уменьшения объема сжимаемого воздуха. Одновременно клапаном 10 ресивер соединяется с модулятором. Модулятором, состоящим из двух электромагнитных клапанов, через воздухораспределительный клапан могут соединяться тормозные камеры с ресивером, атмосферой или перекрываться в зависимости от напряжения, подаваемого электронным блоком 14 в обмотки электромагнитов клапанов.

Электронная система работает следующим образом. В начальный момент торможения от датчиков стоп-сигнала подается напряжение на обмотки электромагнитных клапанов 9, 10. При их срабатывании пневматическая управляющая магистраль перекрывается, а сжатый воздух из ресивера поступает к модулятору.

При возникновении давления в зоне соединительной головки напряжение электрического тока, пропорцио-

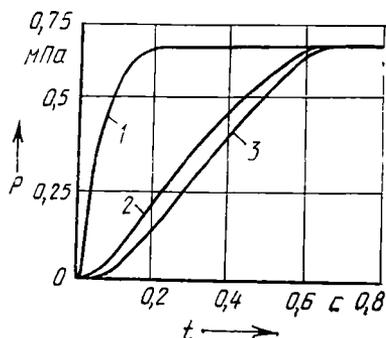


Рис. 3.14. Динамическая характеристика пневматического тормозного привода тягача и электропневматического привода полуприцепа: 1—3 — изменение давления соответственно в верхней секции тормозного крана, в тормозных камерах заднего моста тягача, в тормозных камерах моста полуприцепа

нальное этому давлению, подается к электронному блоку. Поскольку напряжение, поступающее от датчика давления 15, выше, чем от датчика 8, соединенного с полостью тормозных камер, от электронного блока поступает напряжение на обмотку клапана 13, которым отсоединяется полость тормозных камер от атмосферы. Сжатый воздух через открытый клапан 12, регулятор давления, воздухораспределитель поступает в тормозные камеры. Давление в них начинает повышаться до тех пор, пока не установится равным (в пределах заданной точности) давлению в соединительной головке. При равенстве давлений электронным блоком напряжение подается к электромагниту клапана 12, клапан закрывается и ресивер отсоединяется от тор-

мозных камер. Полость тормозных камер оказывается перекрытой, что обеспечивает сохранение достигнутого в них давления воздуха. Если давление в зоне соединительной головки возрастает вновь, электронным блоком снимается напряжение с обмотки клапана 12 — полость тормозных камер оказывается соединенной с ресивером. Если же давление воздуха в соединительной головке окажется ниже, чем в тормозной камере, открывается клапан 13 и соединяет тормозную камеру с атмосферой. Таким образом обеспечивается равенство давлений в зонах соединительной головки и тормозных камер прицепа.

На рис. 3.14 показана экспериментальная динамическая характеристика тормозной системы автопоезда, полуприцеп которого оснащен электромагнитным тормозным приводом. Из графика видно, что торможение задних мостов тягача и прицепа происходит практически синхронно: различие в продолжительности повышения давления в тормозных камерах не превышает 0,05 с.

Необходимо отметить, что электропневматический привод при некотором усложнении его конструкции может работать и в режиме антиблокировочной системы. Учитывая это обстоятельство, а также то, что с помощью данного привода можно существенно повысить быстродействие и синхронность работы тормозов автопоезда, его следует считать перспективным не только для прицепов, но и для тягачей.

4

МАНЕВРЕННОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОПОЕЗДОВ

4.1. Кинематика криволинейного движения

Маневренность автопоездов оценивается зависимостями, вытекающими из кинематики их криволинейного движения. При этом принимается, что опорная поверхность, по которой происходит криволинейное движение автопоезда, горизонтальна и имеет покрытие, не создающее сопротивления движению. Увод колес не учитывается, что значительно упрощает расчеты и обеспечивает приемлемую точность для практических целей.

При анализе кинематики криволинейного движения автопоезда определяют траектории определенных его точек. Из траекторий выделяют основную, которой является траектория середины ведущего моста (одноосное

звено) или середины центра двухосной тележки (двухосное звено).

На рис. 4.1. показаны основные траектории поворота автопоезда на 90° и 180° и при маневре типа «переставка».

Переходные кривые основных траекторий представляют кривые типа радиальной спирали, описываемые параметрическими уравнениями

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{1}{k_n} \int_0^{\theta_0 \max} \cos \left(-\frac{\ln \cos \theta_0}{k_n L_0} \right) d\theta_0; \\ y_0 &= \frac{1}{k_n} \int_0^{\theta_0 \max} \sin \left(-\frac{\ln \cos \theta_0}{k_n L_0} \right) d\theta_0, \end{aligned} \right\} (4.1)$$

где θ_0 — угол поворота среднего при-

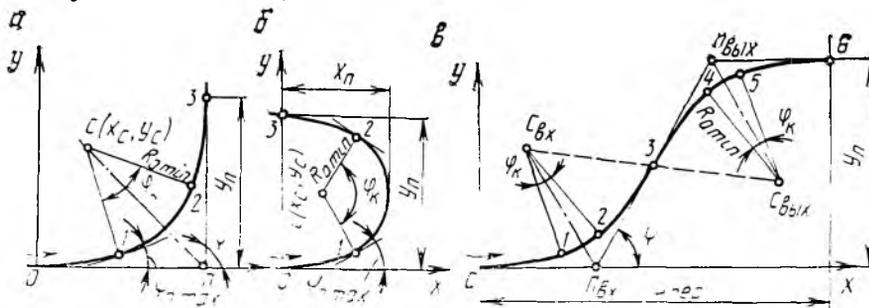


Рис. 4.1. Формы основных траекторий криволинейного движения автопоезда при его повороте: а — на 90°; б — на 180°; в — при маневре типа «переставка»; 1 — б — границы участков движения (стрелки означают направления движения); $C(x_c, y_c)$ — центры круговых участков; x_c, y_c — их координаты; $C_{вх}$ и $C_{вых}$ — центры входного и выходного круговых участков при маневре «переставка»; П — точка поворота направления движения; ψ — угол поворота; $\psi_0 \max$ — угол поворота продольной оси автомобиля; x_n, y_n — соответственно длина и ширина траектории; $L_{пер}$ — длина маневра «переставка»

Табл. 4.1. Значения режимного параметра

Дорожные условия	Условия криволинейного движения		$k_{п}$, рад/м
	Радиус поворота R_0 , м	Скорость движения v_0 , км/ч (м/с)	
Дорога с усовершенствованным покрытием вне города: прямолинейное движение движение на поворотах	250...500	40...60 (11...17)	0,0010...0,0015
	Свыше 20	25...35 (7...10)	0,005...0,010
Городские перекрестки, грунтовые и проселочные дороги	8...20	8...25 (2,2...7)	0,010...0,030
Свободные площадки, широкие проезды	7...20	8...25 (2,2...7)	0,035...0,045
Закрытые помещения, узкие проезды	8...15	8...15 (2,2...4,2)	0,050...0,100

веденного управляемого колеса автомобиля-тягача; L_0 — база автомобиля-тягача; $k_{п}$ — режимный параметр, характеризующий режим криволинейного движения.

Режимный параметр

$$k_{п} = \dot{\theta}_0 / v_0,$$

где $\dot{\theta}_0$ — угловая скорость поворота среднего приведенного управляемого колеса автомобиля-тягача; v_0 — скорость поступательного движения автопоезда.

Режимный параметр поворота автопоезда существенно зависит от условий, в которых происходит поворот. Значения режимного параметра в зависимости от условий движения автопоезда приведены в табл. 4.1, их можно использовать для практических расчетов при условии, что коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью составляет не менее 0,6.

Круговой участок основной траектории имеет радиус $R_{0\min} = L_0 / \operatorname{tg} \psi_{0\max}$. Координаты центра кругового участка:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= x_0 - R_{0\min} \sin \psi_{0\max}; \\ y_c &= y_0 + R_{0\min} \cos \psi_{0\max}. \end{aligned} \right\} (4.2)$$

В формулах (4.2) значения x_0 , y_0 , $R_{0\min}$ и $\psi_{0\max}$ соответствуют положению автомобиля в точке 1.

Центральный угол

$$\varphi_k = \psi - 2\psi_{0\max}. \quad (4.3)$$

Если кругового участка на основной траектории нет, допустимый минимальный радиус основной траектории движения автопоезда

$$R_{0\min} \geq L_0 \sqrt{(e^{k_{п} L_0 \Psi} - 1)^{-1}} \quad (4.4)$$

Проекция основной траектории движения автопоезда на оси координат характеризуют длину и ширину криволинейной траектории.

В общем случае ее длина

$$x_{п} = \overline{OP} (1 + \cos \Psi). \quad (4.5)$$

Отрезок \overline{OP} в общем случае, т. е. при $180^\circ > \Psi > 0$ и $\varphi_k \neq 0$,

$$\overline{OP} = x_c + y_c \operatorname{tg} (0,5\Psi). \quad (4.6)$$

Если $\varphi_k = 0$,

$$\overline{OP} = x_0 + y_0 \operatorname{tg} (0,5\Psi). \quad (4.7)$$

Ширина криволинейной траектории в общем случае

$$y_{п} = \overline{OP} \sin \Psi. \quad (4.8)$$

При маневре автопоезда типа «переставка» (см. рис. 4.1, в) координаты центра кругового участка $C_{вх}$ на входе определяются по формуле (4.2), а центр кругового участка $C_{вых}$ на вы-

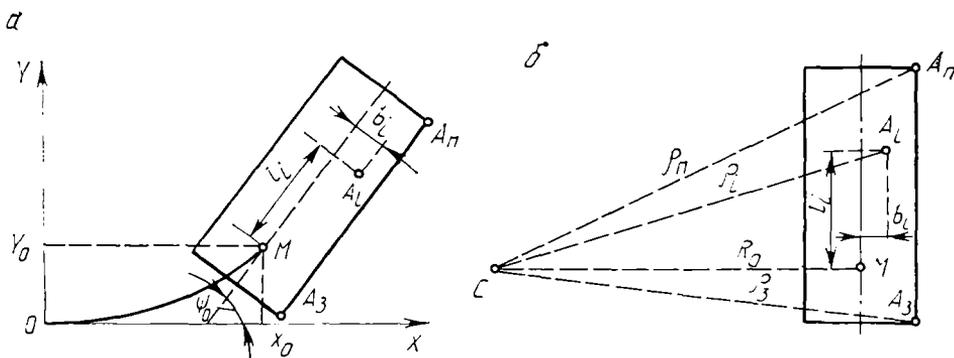


Рис. 4.2. Схемы к определению радиусов и координат траекторий любой точки движения автомобиля-тягача:

а — на входе в поворот; б — при движении по дуге окружности; A_1 A_3 — соответственно передняя и задняя габаритные точки

ходе имеет следующие координаты:

$$\left. \begin{aligned} x_{\text{вых}} &= L_{\text{пер}} - [x_0 - R_{0 \min} \sin \psi_{0 \max}]; \\ y_{\text{вых}} &= y_0 - [y_0 + R_{0 \min} \cos \psi_{0 \max}], \end{aligned} \right\} (4.9)$$

где

$$L_{\text{пер}} = 2\overline{OP}(1 + \cos \Psi).$$

Значения φ_k и $R_{0 \min}$ для этого случая определяются по формулам (4.3) и (4.4).

Кроме основной траектории, необходимо знать траектории любых точек автомобиля.

Координаты любой точки автомобиля на входной траектории (рис. 4.2) $x_i = x_0 \pm L_i \cos \psi_0 \pm b_i \sin \psi_0$; $y_i = y_0 \pm \pm L_i \sin \psi_0 \pm b_i \cos \psi_0$, а на выходной траектории в этих формулах вместо значения угла ψ_0 подставляется значение разности углов $\psi - \psi_0$. При этом L_i — расстояние от основной точки M до заданной точки вдоль продольной оси — берется со знаком плюс, если точка расположена впереди по ходу движения, и со знаком минус — если точка расположена сзади; b_i — расстояние от заданной точки до продольной оси автомобиля.

Для кругового движения удобнее определять не координаты заданной точки, а ее радиус

$$\rho_i = [(R_0 + b_i)^2 + L_i^2]^{1/2}.$$

Радиус передней габаритной точки автомобиля

$$\rho_n = [(R_0 + B_0/2)^2 + (L_0 + C_0')^2]^{1/2},$$

где B_0 — габаритная ширина автомобиля; C_0' — передний свес.

Радиус задней габаритной точки автомобиля

$$\rho_z = [(R_0 + B_0/2)^2 + C_0^2]^{1/2},$$

где C_0 — задний свес.

Для характеристики положения ведомых прицепных звеньев автопоезда на повороте необходимо вычислять углы складывания звеньев автопоезда (углы между продольными осями сопряженных звеньев), которые в общем случае определяются дифференциальными уравнениями

$$\frac{d\gamma_i}{dt} = \omega_{i-1} - \omega_i,$$

где γ_i — угол складывания i -го элемен-

тарного звена; ω_{i-1} , ω_i — абсолютные угловые скорости поворота соответственно $(i-1)$ -го и i -го звеньев.

Для автопоезда, имеющего в своем составе n элементарных ведомых звеньев, получим систему из n таких дифференциальных уравнений. Из этих уравнений можно определить углы складывания в зависимости от конструктивно-геометрических факторов и режима движения автопоезда.

4.2. Габаритная полоса движения

Габаритная полоса движения автопоезда представляет площадь опорной поверхности, ограниченную проекциями траекторий габаритных точек, которые являются наружной и внутренней по отношению к мгновенному центру кривизны поворота автопоезда. Такими точками могут быть крайние точки переднего или заднего буфера, бокового борта полуприцепа и др.

Габаритная полоса движения формируется основной траекторией и сдвигом C_k траекторий прицепных звеньев от основной.

При круговом движении автопоезда ширина габаритной полосы движения.

$$B_r = [(R_0 + 0,5B_0)^2 + (L_0 + C_0')^2]^{1/2} - R_0 + 0,5B_n + C_k, \quad (4.10)$$

где R_0 — радиус поворота ведущей точки автомобиля-тягача; L_0 — база автомобиля-тягача; C_0' — передний свес автомобиля-тягача; B_n — габаритная ширина самого широкого прицепного звена; C_k — сдвиг траектории основной точки (середины заднего моста) замыкающего прицепного звена по отношению к основной траектории.

Для автопоездов при круговом повороте (за исключением седельных автопоездов с длиннобазными полу-

прицепами с управляемыми колесами и лесовозными роспусками с крестовой сцепкой)

$$C_k = R_0 - (R_0^2 + C_0^2 - U^2 L_2^2)^{1/2},$$

где U^2 — коэффициент, определяемый согласно табл. 4.2 в зависимости от типа транспортного звена и наличия неуправляемых колес или осей (звено первого ряда) и управляемых колес или осей (звено второго ряда).

Указанные в таблице передаточные отношения прямой связи i_n и обратной связи i_o определяются по формулам:

$$i_n = \gamma_1 / \gamma'_k; \quad i_o = \gamma_2 / \gamma'_k,$$

где γ_1 — угол складывания; γ'_k — угол между вертикальной плоскостью среднего поворотного колеса данного звена прицепа и продольной вертикальной плоскостью симметрии сопряженного звена; γ_2 — угол между продольными осями звеньев двухосного прицепа.

Приведенные в табл. 4.2. формулы для двухосных прицепов можно использовать при передаточном отношении $i_o > 1$. Для расчета круговой габаритной полосы движения седельного автопоезда используют схему, приведенную на рис. 4.3. Чтобы нагляднее представить влияние длины базы полуприцепа L_1 и его заднего свеса C_1 на вписываемость полуприцепа в габаритную полосу автомобиля-тягача, на рисунке показаны четыре варианта (I...IV) возможного продольного размещения моста полуприцепа.

Для первого варианта, когда ось полуприцепа расположена у основания перпендикуляра, опущенного из центра O на продольную ось полуприцепа, вписываемость полуприцепа в габаритную полосу движения автомобиля-тя-

Табл. 4.2. Значения коэффициента U^2

Тип транспортного звена	Задний свес автомобиля	База	Коэффициент U^2 для звена	
			первого рода	второго рода
Полуприцеп	$C_0 = 0$	L_1	1	$1 - 2i_n$
Одноосный прицеп	$C_0 > 0$	L_1	1	$1 - 2i_n + 2(1 - i_n) \frac{C_0}{L_1}$
Двухосный прицеп	$C_0 > 0$	L_2	$1 + \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2$	$1 + \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 - 2(i_n - 1) \frac{L_1}{L_2}$
n двухосных прицепов	$C_0 > 0$	L_2	$1 + n \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2$	$1 + n \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 - 2n(i_n - 1) \frac{L_1}{L_2}$

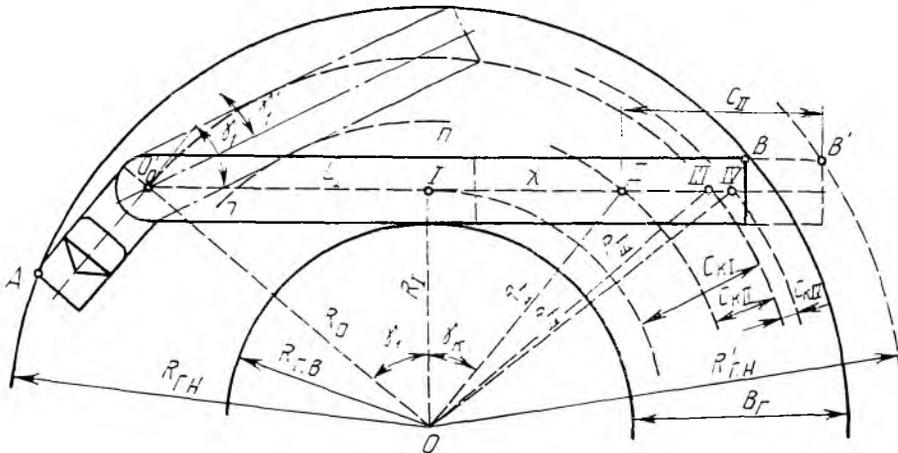


Рис. 4.3. Схема кругового движения седельного автопоезда с длиннбазовым полуприцепом при разном соотношении базы и заднего свеса и при разном передаточном отношении i_n

гача обеспечена при условии, что задний свес полуприцепа

$$C_I = \{R_{Г.н}^2 - [(R_0^2 - L_I^2)^{1/2} + 0,5B_n]^2\}^{1/2},$$

где $R_{Г.н}$ — радиус наружной габаритной окружности, описываемой автомобилем-тягачом; B_n — габаритная ширина полуприцепа.

Сдвиг траектории основной точки полуприцепа

$$C_{кI} = R_0 - (R_0^2 - L_I^2)^{1/2}$$

Для второго варианта, когда ось

полуприцепа расположена так, что радиус R_{II} траектории ее середины меньше радиуса поворота R_0 автомобиля-тягача, при определении сдвига траектории основной точки полуприцепа используют два уравнения:

$$\frac{L_{II}}{R_0} - \left\{ \operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \left[\left(\frac{1}{i_n} - 1 \right) \gamma_1 \right] \right\} \cos \gamma_1 = 0;$$

$$C_{кII} = R_0 - (R_0^2 + L_{II}^2 - 2L_{II}R_0 \sin \gamma_1)^{1/2},$$

где $i_n = \gamma_1 / \gamma_к$; γ_1 — угол складывания;

γ'_k — угол между вертикальной плоскостью среднего поворотного колеса полуприцепа и продольной вертикальной плоскостью симметрии тягача.

При этом для вписывания полуприцепа в габаритную полосу движения автомобиля-тягача при $i_n=1$ задний свес полуприцепа

$$C_{II} \leq \{R_{г.н}^2 - [(R_0^2 - L_I^2)^{1/2} + 0,5R_n]^2\}^{1/2} - R_0 \operatorname{tg} \left[\left(\frac{1}{i_n} - 1 \right) \gamma_1 \right] \cos \gamma_1.$$

Ширина круговой габаритной полосы движения для второго варианта при управляемом полуприцепа

$$B_r = [(R_0 + 0,5B_n)^2 + (L_0 + C_0')^2]^{1/2} - (R_0 \cos \gamma_1 - 0,5B_n).$$

Если свес C_{II} очень большой и полуприцеп управляем, необходимо определять также радиус поворота $R'_{г.н}$ задней габаритной точки B' :

$$R'_{г.н} = \frac{R_0 \operatorname{tg} [(1/i_n - 1) \gamma_1] \cos \gamma_1 + C_{II}}{\sin [(1/i_n - 1) \gamma_1]} \quad (4.11)$$

Это выражение действительно при $i_n < 1$. Если $R'_{г.н} \geq R_{г.н}$, то ширина габаритной полосы движения автопоезда

$$B_r = R'_{г.н} - R_0 \cos \gamma_1 + 0,5B_n.$$

Третий вариант, когда задний мост полуприцепа расположен так, что радиус R_{III} траектории середины моста равен радиусу поворота R_0 автомобиля-тягача, является частным случаем второго и представляет собой случай вписывания полуприцепа в колею автомобиля-тягача: их траектории совпадают ($C_{KIII} = 0$). В случае четвертого варианта расположения заднего моста полуприцепа ($R_{IV} > R_0$) получается отрицательный сдвиг ($C_{KIV} < 0$). Такое расположение заднего моста при больших базе полуприцепа и заднем свесе нежелательно, так как при-

водит к уширению круговой габаритной полосы движения.

Ниже рассмотрено определение основной траектории для неустановившегося движения (заданы значения k_n и R_{omin} автопоезда).

Расчет и построение основной траектории движения автомобиля производится в такой последовательности.

1. Выбираются R_{omin} и режимный параметр k_n (см. табл. 4.1) с учетом условий решаемой задачи.

2. Определяется максимальное значение угла поворота среднего (приведенного) колеса автомобиля-тягача при заданном R_{omin} :

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{max}} = L_0 / R_{\text{omin}}.$$

3. По формулам (4.1) рассчитываются координаты y_0 и x_0 переходных кривых основной траектории при изменении угла θ_0 в пределах от нуля до θ_{max} с интервалом 0,05...0,1 рад.

4. Определяются углы ψ_0 поворота автомобиля-тягача при выбранных значениях θ_0 :

$$\psi_0 = -\ln \cos \theta_0 / (k_n L_0).$$

5. Рассчитываются координаты x_c и y_c центра кривизны кругового участка основной траектории по формулам (4.2).

6. Определяется центральный угол φ_k кругового участка основной траектории по формуле (4.3).

7. Координатные оси наносятся на миллиметровку.

8. Находится на оси X конец отрезка \overline{OP} , длина которого определяется по формулам (4.6) и (4.7). Если автопоезд поворачивается на угол 180° , по оси Y откладывается y_n (определяется по формуле (4.8)) и параллельно оси X проводится на расстоянии y_n выходная прямая обратного направления его движения.

9. Под заданным углом ψ к оси абсцисс из точки P (см. рис. 4.1)

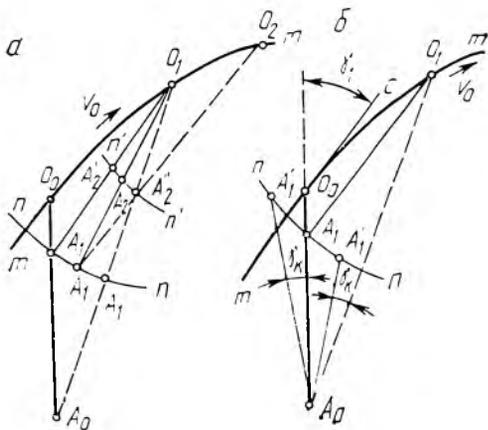


Рис. 4.4. Графические построения положений прицепных звеньев полуприцепов первого (а) и второго (б) рода при криволинейном движении автопоезда

строятся линии выходного направления движения и на ней определяются положения точки Z по расстоянию OP (если поворот симметричный).

10. Строятся переходные кривые на входе и выходе автопоезда из поворота по рассчитанным координатам x_0 и y_0 , за начало координат на входе принимается точка O и на выходе — точка Z (см. рис. 4.1.).

11. Определяются положения центра C по координатам x_c и y_c и проводятся дуги кругового участка основной траектории заданным радиусом R_{omin} .

Для проверки точности построения основной траектории движения автомобиля-тягача на чертеже проводятся начальный $1-C$ и конечный $2-C$ радиусы (см. рис. 4.1) и измеряется центральный угол φ_k , который сравнивается с рассчитанным по формуле (4.3).

Графоаналитический метод построения траекторий движения прицепных звеньев автопоезда основан на положении теоретической механики о возможности разложения любого непо-

ступательного перемещения плоской фигуры в ее плоскости на поступательное и вращательное.

Рассмотрим пример построения траектории движения полуприцепа, у которого продольная ось и ось заднего моста взаимно перпендикулярны при любых относительных перемещениях в горизонтальной плоскости сопряженных с ним других звеньев автопоезда.

Положение полуприцепа определяется положением его продольной оси. Точка O_0 (рис. 4.4) — проекция на плоскость вертикальной оси поворотно-цепного шкворня полуприцепа, которая принимается приближенно проходящей через середину ведущего моста седельного автомобиля-тягача. Следовательно, точка O_0 при движении автопоезда перемещается на опорной поверхности по криволинейной траектории $m-m$, совпадающей с основной траекторией движения автопоезда, которая может иметь любую форму. На первом этапе на основной траектории откладываются последовательные положения точки O_0 , расстояния между которыми принимаются равными от $2/4$ до $3/4$ длины базы полуприцепа. Затем радиусом, равным длине базы полуприцепа, проводятся дуги $n-n$ с центром в намеченных на основной траектории точках и определяются положения продольной оси полуприцепа при перемещениях O_0 по основной траектории.

При любом положении точки O_0 на основной траектории имеются два граничных положения продольной оси полуприцепа. Первое граничное положение находится смещением продольной оси O_0A_0 полуприцепа вперед до совпадения точки A_0 с точкой A_1' на дуге $n-n$ и последующим поворотом этой оси вокруг центра поворота в точке A_1' до совмещения переднего конца про-

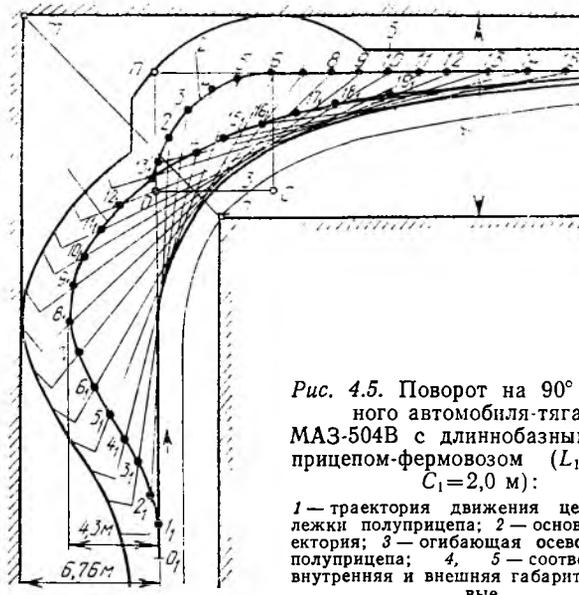


Рис. 4.5. Поворот на 90° седельного автомобиля-тягача МАЗ-504В с длиннобазным полуприцепом-фермовозом ($L_1=18$ м, $C_1=2,0$ м):

1 — траектория движения центра тележки полуприцепа; 2 — основная траектория; 3 — огибающая осевой линии полуприцепа; 4, 5 — соответственно внутренняя и внешняя габаритные кривые

дольной оси с точкой O_1 на основной траектории.

Другое граничное положение определяется путем поворота продольной оси O_0A_0 вокруг точки A_0 по часовой стрелке на угол $O_0A_0O_1$ таким образом, чтобы эта ось совпала с прямой O_1A_0 , соединяющей начальное положение точки A_0 с новым положением основной точки автопоезда O_1 . Затем продольная ось полуприцепа перемещается по прямой A_0O_1 до совпадения точки A_0 с точкой A_1 . Прямая O_1A_1'' определяет второе крайнее положение продольной оси полуприцепа.

Фактически середина задней оси полуприцепа находится между точками A_1' и A_1'' . С достаточной степенью точности можно принять, что она лежит посередине дуги $A_1'A_1''$.

Положение заднего моста полуприцепа в точках O_2, \dots, O_n определяется как и для точки O_1 (см. рис. 4.4, а).

При графическом построении рекомендуется не вычерчивать всех тонких

линий, чтобы не загромождать чертеж. Траектория середины заднего моста полуприцепа находится соединением найденных точек его положений плавной линией.

Если полуприцеп имеет управляемые колеса или поворотную ось (обычно у длиннобазных полуприцепов), при графическом построении дополнительно учитывается угол γ_1 складывания продольных осей седельного автомобиля-тягача и полуприцепа и угол γ_k поворота управляемых колес или заднего моста полуприцепа (см. рис. 4.4, б).

Угол складывания определяется как угол между касательной в точках O_0, O_1, \dots, O_n к основной траектории и линией, совпадающей с продольной осью полуприцепа.

Угол γ_k на каждом шаге построения определяется по формуле

$$\gamma_k = (i_n^{-1} - 1) \gamma_1,$$

где i_n — передаточное отношение привода к управляемым колесам.

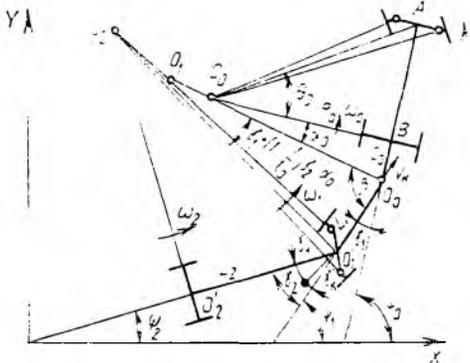


Рис. 4.6. Схема криволинейного движения автомобиля с двухосным прицепом

Для управляемого полуприцепа также строятся дуги $n-n$ и на них находятся положения точки A_0 для двух граничных положений продольной оси полуприцепа. Кроме указанных выше перемещений, для определения граничных положений продольная ось полуприцепа первоначально поворачивается вокруг точки A_0 на угол γ_k . Фактическое положение на дуге $n-n$ середины оси полуприцепа — точки A_1 определяется делением отрезка дуги A_1A_1 пополам.

После определения основной траектории прицепного звена с помощью зависимостей для расчета координат габаритных точек автомобиля-тягача и прицепного звена строят внешние и внутренние габаритные кривые. На рис. 4.5 показан пример построения габаритной полосы движения при повороте на угол 90° седельного автомобиля-тягача МАЗ-504В с длиннобазным полуприцепом-фермовозом. Полуприцеп-фермовоз имеет управляемые колеса с передаточным отношением привода $i_{п} = 0,5$.

На рисунке показана также аппроксимированная габаритная полоса движения автопоезда. Она представ-

ляет равноширокий проезд с «изломом» под углом $\psi = 90^\circ$, в который он полностью вписывается. Параметры проезда сопоставимы и соизмеримы с параметрами внешних ограничений движению автопоезда по опорной поверхности. Аппроксимация осуществляется в общем случае следующим образом.

Параллельно входному и выходному направлениям движения автопоезда проводятся две прямые, касательные к наружной габаритной кривой движения 5. Прямые пересекутся в точке m , образуя угол ψ , на который совершается поворот. Дополнительный угол $(\pi - \psi)$ разделяется биссектрисой $m-n$ и отмечается точка ее пересечения с внутренней габаритной кривой 4. Из точки n проводятся прямые, параллельные входному и выходному направлениям движения, и таким образом получается равноширокая полоса движения с «изломом» под углом ψ (на рис. 4.5 — под углом 90°).

Для оценки маневренности подвижного состава автомобильного транспорта независимо от его типа и модели используется фактор маневренности, который представляет отношение габаритной ширины подвижного состава к ширине аппроксимированной габаритной полосы движения.

Аналитический метод расчета траекторий движения автопоезда основан на решении на ЭВМ дифференциальных уравнений для углов складывания и последующем переходе к определению траектории габаритных точек и расположения прямых, ограничивающих движение автопоезда на повороте.

Наиболее общим с кинематической точки зрения типом автопоезда является автопоезд с прицепом с передними управляемыми колесами, схема которого приведена на рис. 4.6. Дифференциальные уравнения для углов

складывания такого автопоезда имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\gamma_1}{dt} &= \frac{v_0}{L_0} \operatorname{tg} \theta_0 - \frac{v_0 \cos \gamma_1}{L_1} \left\{ \operatorname{tg} \gamma_1 - \frac{C_0}{L_0} \times \right. \\ &\times \operatorname{tg} \theta_0 - \left(1 + \frac{C_0}{L_0} \operatorname{tg} \theta_0 \operatorname{tg} \gamma_1 \right) \operatorname{tg} [(1 - \\ &\quad \left. - i_o^{-1}) \gamma_2] \right\}; \\ \frac{d\gamma_2}{dt} &= \frac{v_0 \cos \gamma_1}{L_1} \left\{ \operatorname{tg} \gamma_1 - \frac{C_0}{L_1} \operatorname{tg} \theta_0 - \left(1 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{C_0}{L_0} \operatorname{tg} \theta_0 \operatorname{tg} \gamma_1 \right) \operatorname{tg} [(1 - i_o^{-1}) \gamma_2] \right\} - \\ &\quad - \frac{v_0 \left(1 + \frac{C_0}{L_0} \operatorname{tg} \theta_0 \operatorname{tg} \gamma_1 \right) \cos \gamma_1}{L_2 \left(1 + \operatorname{tg} \gamma_2 \operatorname{tg} \frac{\gamma_2}{i_o} \right) \cos \gamma_2} \operatorname{tg} \frac{\gamma_2}{i_o}, \end{aligned}$$

где C_0 — смещение точки сцепки автомобиля-тягача назад.

Дифференциальные уравнения решаются относительно γ_1 и γ_2 с учетом того, что $dt = d\theta_0 / (k_{\Pi} v_0)$ и известен закон изменения θ_0 .

4.3. Расчет некоторых параметров самоустанавливающихся колес

Расчет плеча стабилизации самоустанавливающихся колес. С целью улучшения маневренности автопоездов и снижения изнашиваемости шин применяют самоустанавливающиеся оси (рис. 4.7, а) и оси с самоустанавливающимися колесами (рис. 4.7, б). Как показано в книге «Автомобили. Основы проектирования», применение самоустанавливающихся колес на полуприцепе обеспечивает при круговом движении уменьшение ширины габаритной полосы движения на 8 % и максимальной поперечной составляющей реакции дороги на шинах тележки полуприцепа в 2, 3 раза.

Принцип работы самоустанавливающихся колес заключается в следующем. При повороте автопоезда

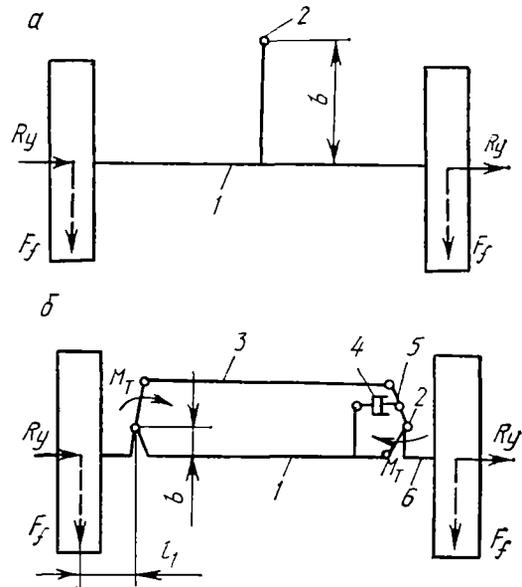


Рис. 4.7. Схема самоустанавливающейся оси (а) и оси с самоустанавливающимися колесами (б):

1 — балка оси; 2 — шкворень; 3 — поперечная тяга рулевой трапеции; 4 — стабилизатор (демпфер); 5 — рычаг рулевой трапеции; 6 — поворотный кулак

возникают поперечные составляющие реакции дороги на шинах, вызывая сопротивление повороту автопоезда. В случае самоустанавливающихся колес поперечные составляющие реакции дороги на шинах R_y при повороте колес вокруг шкворней 2 уменьшаются и зависят только от момента трения в шкворневых соединениях и плеча стабилизации b . При выходе автопоезда из поворота самоустанавливающиеся колеса с плечом стабилизации b возвращаются в нейтральное положение под действием поперечных составляющих реакции дороги R_y .

Для согласованного поворота наружного и внутреннего самоустанавливающихся колес в конструкции оси применяется рулевая трапеция, включа-

ющая поперечные рычаги 5 и поперечную тягу 3 рулевой трапеции.

Для гашения колебаний и исключения автоколебаний самоустанавливающихся колес вокруг шкворней 2 используется стабилизатор (демпфер) 4. Кроме того, для исключения колебаний колес при движении с большими скоростями применяется специальное устройство, которым колеса блокируются в нейтральном положении.

Плечо стабилизации зависит от допустимого значения поперечной составляющей реакции дороги R_y . Для уменьшения сопротивления повороту поперечная составляющая дороги должна быть минимальной, а для улучшения сцепления шин автопоезда с опорной поверхностью при движении на больших скоростях и скользких дорогах эта составляющая не должна превышать силу сцепления шины с опорной поверхностью.

Это условие может быть выражено следующей зависимостью:

$$(R_y^2 + F_f^2)^{1/2} \leq k_\phi \phi R_z, \quad (4.12)$$

где F_f — сила сопротивления качению колеса; k_ϕ — коэффициент использования сцепной силы колеса с опорной поверхностью; ϕ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; R_z — нормальная составляющая реакции дороги на колесе.

В соответствии со схемой сил, действующих на самоустанавливающиеся колеса, можно составить следующее приближенное уравнение исходя из равенства нулю суммы моментов относительно шкворней самоустанавливающихся колес:

$$R_y b = M_T, \quad (4.13)$$

где M_T — момент трения в одном шкворневом устройстве (принимается одинаковым для обоих шкворней).

Для определения момента трения в

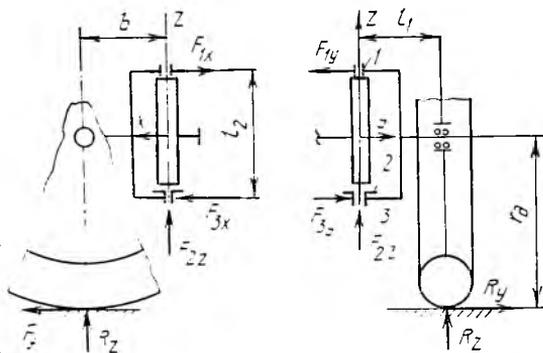


Рис. 4.8. Схема к расчету момента трения в шкворневом устройстве самоустанавливающегося колеса:

1, 3 — цилиндрические подшипники; 2 — упорный подшипник

шкворневом устройстве самоустанавливающегося колеса пользуются схемой, показанной на рис. 4.8. В подшипниках шкворневого устройства действуют следующие силы: F_{1x} , F_{3x} — силы в подшипниках 1 и 3 в направлении оси X ; F_{1y} , F_{3y} — силы в подшипниках 1 и 3 в направлении оси Y ; P_{2z} — сила в подшипнике 2 в направлении оси Z .

Если силы в подшипниках определить через силу F_f и составляющие реакции дороги R_y и R_z , получим формулу для определения момента трения в шкворневом устройстве:

$$M_T = \left\{ \left[\frac{R_z l_1}{l_2} + R_y \left(\frac{r_d}{l_2} - \frac{1}{2} \right) \right]^2 + \left(\frac{R_z b}{l_2} - \frac{F_f}{2} \right)^2 \right\}^{1/2} \mu_1 \frac{d_1}{2} + \left\{ \left[\frac{R_z l_1}{l_2} + R_y \left(\frac{r_d}{l_2} + \frac{1}{2} \right) \right]^2 + \left(\frac{R_z b}{l_2} + \frac{F_f}{2} \right)^2 \right\}^{1/2} \mu_2 \frac{d_2}{2} + R_z \mu_3 \frac{d_3}{2}, \quad (4.14)$$

где l_1 — плечо обкатки самоустанавливающихся колес; l_2 — расстояние между подшипниками 1 и 3 шкворневого устройства; μ_i — коэффициент трения

i -го подшипника шкворневого устройства; d_i — диаметр i -го подшипника; r_d — динамический радиус колеса.

Для упрощения выражения (4.14) можно приближенно принять, что радиальная нагрузка на верхний подшипник 1 шкворневого устройства равна радиальной нагрузке на нижний подшипник 3. Тогда с учетом формул (4.12) — (4.14) и условия $F_f = fR_z$ (f — коэффициент сопротивления качению шины) выражение для определения плеча стабилизации b будет иметь вид

$$b = \frac{-a_2 \pm \sqrt{a_2^2 - 4a_1a_3}}{2a_1}, \quad (4.15)$$

где

$$a_1 = 4(k_{\varphi\varphi}^2 - f^2) - \frac{1}{l_2^2}(\mu_1 d_1 + \mu_2 d_2)^2;$$

$$a_2 = -4\sqrt{k_{\varphi\varphi}^2 - f^2} \mu_2 d_3 - \frac{f}{l_2^2} \times$$

$$\times (\mu_1 d_1 + \mu_2 d_2)^2;$$

$$a_3 = \mu_3^2 d_3^2 - (\mu_1 d_1 + \mu_2 d_2)^2 \left\{ \left[\frac{l_1}{l_2} + \sqrt{k_{\varphi\varphi}^2 - f^2} \left(\frac{r_d}{l_2} + \frac{1}{2} \right) \right]^2 + \frac{f^2}{4} \right\}.$$

При использовании формулы (4.15) следует руководствоваться следующим: $k_{\varphi\varphi}$ можно принимать в первом приближении равным 0,075, что обеспечивает почти десятикратное отношение силы сцепления шины с опорной поверхностью к горизонтальной составляющей реакции дороги при коэффициенте сцепления 0,7 (асфальтобетонное сухое покрытие) и двукратное — при коэффициенте сцепления 0,15 (укатанная снежная дорога). Если значение $k_{\varphi\varphi}$ будет больше значения коэффициента сцепления φ , самоустанавливающиеся колеса не будут поворачиваться относительно шкворней, а будут скользить по опорной поверхности.

Коэффициент сопротивления качению f для автотранспортных средств общего назначения можно принимать равным 0,05, что обеспечивает возможность их поворота и на грунтовых опорных поверхностях.

Расчеты плеча стабилизации самоустанавливающихся колес по формуле (4.15) показывают, что при уменьшении коэффициентов трения в подшипниках μ_1 и μ_2 (например, при замене бронзовых подшипников скольжения на роликовые) плечо стабилизации уменьшается в несколько раз. Снижение плеча стабилизации способствует уменьшению размеров и массы оси с самоустанавливающимися колесами и, как показано ниже, уменьшению необходимого коэффициента сопротивления стабилизаторов для устранения автоколебаний самоустанавливающихся колес.

Выбор коэффициента сопротивления стабилизаторов самоустанавливающихся колес. Как указывалось выше, стабилизаторы (демпферы) предназначены для гашения колебаний и исключения автоколебаний самоустанавливающихся колес вокруг шкворня. Автоколебания в любой системе могут возникать при отсутствии внешнего периодического воздействия и наличии в системе нелинейных зависимостей. В случае самоустанавливающегося колеса нелинейность системы связана с наличием трения в шкворневом устройстве и нелинейностью характеристик шин.

Для исключения автоколебаний необходимо, чтобы энергия, поступающая в систему за продолжительность одного колебания, была меньше энергии, теряемой при качении колеса за тот же период. Это условие обеспечивается соответствующим выбором параметров стабилизаторов самоустанавливающихся колес.

В схеме оси с самоустанавли-

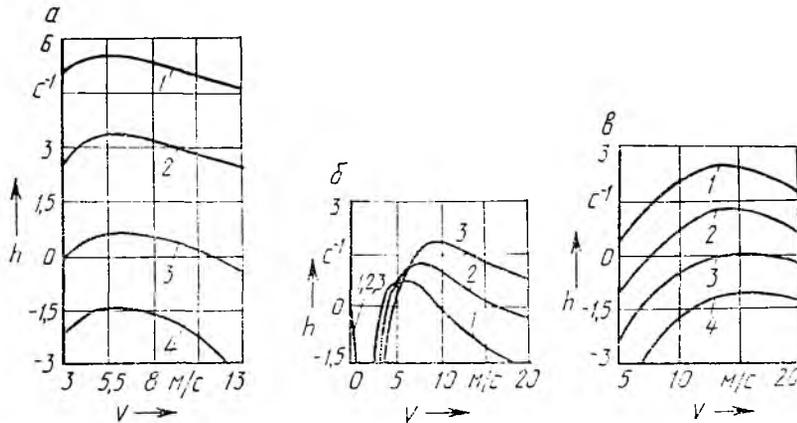


Рис. 4.9. Зависимость коэффициента демпфирования h от параметров для оси с самоустанавливающимися колесами:

a — от ширины пятна контакта ($2b_{ш}$), коэффициента сопротивления стабилизаторов k_c и скорости движения v автопоезда: 1 — $b_{ш} = 0$, $k_c = 0$; 2 — $b_{ш} = 0,1$ м, $k_c = 0$; 3 — $b_{ш} = 0,1$ м, $k_c = 0,28$ кН · м /с/рад; 4 — $b_{ш} = 0,1$ м, $k_c = 0,56$ кН · м · с/рад; *б* — от коэффициента f_{11} и скорости движения v : 1 — $f_{11} = 1$ кН /рад; 2 — $f_{11} = 5$ кН /рад; 3 — $f_{11} = 10$ кН /рад; *в* — от плеча стабилизации b и коэффициента сопротивления стабилизаторов k_c : 1 — $k_c = 14$ кН /м · с/рад; 2 — $k_c = 0,28$ кН · м · с/рад; 3 — $k_c = 0,42$ кН · м · с/рад; 4 — $k_c = 0,56$ кН · м · с/рад

вающимися колесами, показанной на рис. 4.8, есть два основных размера, влияющих на колебания колес вокруг шкворней: плечо стабилизации b и плечо обкатки l_1 . Минимальное значение первого, как показано выше, ограничивается допустимой поперечной нагруженностью шин, второй выбирается из компоновочных соображений — его стремятся сделать минимальным, чтобы уменьшить возбуждение колебаний колес от неравенства сил сопротивления качению на левом и правом колесах.

Задача исключения автоколебаний реальной системы для упрощения расчетов сводится к решению задачи устойчивости линеаризованной системы. При этом остаются неизвестными амплитуды автоколебаний системы. Линеаризованное уравнение колебаний самоустанавливающихся колес вокруг шкворней имеет вид

$$I\ddot{\theta} + k_c\dot{\theta} = M_{ш} - R_y b, \quad (4.16)$$

где I — приведенный момент инерции системы с колесами относительно оси вращения, совпадающей с вертикальной осью шкворня колеса; θ — угол поворота колеса относительно направления движения автотранспортного средства; k_c — коэффициент сопротивления стабилизаторов (суммарный для двух колес); R_y , $M_{ш}$ — соответственно поперечная составляющая и момент реакции связи шин с опорной поверхностью; определяются по уравнениям, в которых учитывается продольная и поперечная жесткости шины, ее стабилизирующий момент, ширина области контакта, кинематические параметры шины, скорость движения автотранспортного средства, плечо стабилизации, плечо обкатки, угол поворота колеса θ . Эти уравнения вместе с уравнением (4.16) преобразуются в характеристическое уравнение шестой степени, в которое входят конкретные параметры системы.

Решением дифференциального

уравнения (4.16) является уравнение движения системы, содержащее слагаемое с множителем e^{ht} . Очевидно, что затухание колебаний в системе имеет место, если коэффициент демпфирования $h < 0$. Если $h > 0$, угол поворота колеса экспоненциально возрастает, что свидетельствует о неустойчивом состоянии колеса.

Подбирая коэффициенты сопротивления стабилизаторов k_c или изменяя параметры системы в допустимых границах, добиваются условия, чтобы на всем диапазоне скоростей движения коэффициент демпфирования $h < 0$. Таким образом обеспечивается отсутствие автоколебаний в системе.

На рис. 4.9 показана зависимость коэффициента демпфирования для оси с самоустанавливающимися колесами, имеющей осевую нагрузку 58,8 кН и шины размерностью 300-508Р из 320-508, от ряда параметров.

Из рис. 4.9, а следует, что при учете ширины области контакта шины $2b_{ш} = 0,2$ м коэффициент демпфирования h уменьшается приблизительно так же, как и при установке стабилизатора с коэффициентом сопротивления $k_c = 0,28$ кН·м·с/рад. Это означает, что учет ширины области контакта шины позволяет уточнить расчет коэффициента демпфирования, необходимого для устранения автоколебаний.

Влияние коэффициента f_{11} (производная стабилизирующего момента по углу увода при нулевом значении последнего) показано на рис. 4.9, б: увеличение коэффициента f_{11} приводит к росту коэффициента демпфирования. Поэтому с точки зрения устранения автоколебаний самоустанавливающихся колес следует отдавать предпочтение шинам с меньшим коэффициентом f_{11} .

При конструировании возникает вопрос, можно ли путем увеличения

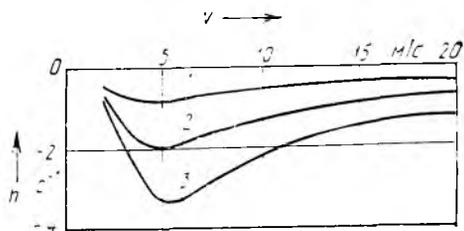


Рис. 4.10. Зависимость коэффициента демпфирования h от плеча стабилизации b самоустанавливающейся оси:

1 — $b=0,4$ м; 2 — $b=0,5$ м; 3 — $b=0,6$ м

выноса колеса уменьшить значение коэффициента демпфирования, необходимого для устранения автоколебаний. Расчеты для конкретной конструкции (рис. 4.9, в) показывают, что максимальное значение коэффициента демпфирования h возрастает до значения плеча стабилизации $b=15$ см, а затем уменьшается.

В конструкциях с самоустанавливающейся осью (см. рис. 4.7, а) плечо стабилизации, как правило, значительно больше, чем в конструкциях осей с самоустанавливающимися колесами. При этом в конструкциях с самоустанавливающейся осью также значительно увеличивается момент инерции вращающихся масс относительно центра поворота оси. Расчет для конкретной самоустанавливающейся оси показывает, что всегда имеется затухание колебаний при отсутствии стабилизатора и плече стабилизации, большем 0,35 м. Зависимость коэффициента демпфирования стабилизатора от плеча стабилизации самоустанавливающейся оси приведена на рис. 4.10. Из нее следует, что при плече стабилизации $b=0,5$ м обеспечивается достаточно быстрое гашение колебаний без применения специальных демпфирующих устройств.

4.4. Способы управления прицепными звеньями для повышения маневренности автопоездов

Для повышения маневренности длиннобазных автопоездов применяются системы управления колесами (осями, тележками) прицепов или полуприцепов. Эти системы управления обеспечивают уменьшение габаритной полосы движения автопоездов.

По принципу действия различают системы управления двух типов: ручные и автоматические.

Система ручного управления является вспомогательной и применяется в основном при сложном маневрировании автопоезда на ограниченных площадках.

Система автоматического управления обеспечивает поворот прицепного звена без участия человека в зависимости от какого-либо параметра: угла складывания автопоезда, угла поворота управляемых колес, рулевого колеса, сошки и т. д.

По способу воздействия на прицепное звено или по использованию дополнительного источника энергии системы управления могут быть прямого действия и непрямого действия (используется дополнительный источник энергии). В системах управления прямого действия седельных автопоездов поворот управляемых колес или тележки полуприцепа, как правило, осуществляется за счет усилия, возникающего при складывании звеньев автопоезда, которое может передаваться механическими или гидравлическими приводами. Системы управления непрямого действия включают дополнительный источник энергии для усиления задающего сигнала, силовую часть (гидроцилиндр или гидромотор) для поворота управляемых колес или тележки полуприцепа и командную часть для передачи

сигнала поворота от задающего элемента к силовой части.

По типу привода системы управления можно подразделить на механические, гидравлические, электрические и электрогидравлические.

Механические системы управления являются наиболее распространенными и относятся к системам прямого действия. В этих системах задающий и исполнительный органы связаны механическими связями. Задающие элементы системы жестко крепятся на раме седельного тягача или к седельному устройству. Механические связи могут быть гибкими (тросовые) с параллельно расположенными или перекрещивающимися тросами, жесткими (системы тяг и рычагов) и комбинированными (системы рычагов и тросов). В механических системах управления усилия, необходимые для поворота колес или тележки полуприцепа, создаются за счет складывания звеньев автопоезда и передаются на исполнительное устройство через систему рычагов и тросов.

Различают следующие способы обеспечения необходимой кинематики систем управления прицепными звеньями длиннобазных автопоездов.

I способ — поворот колес или осей ведомых звеньев осуществляется в строгом, заранее конструктивно заданном соотношении между углами складывания автопоезда.

II способ — поворот колес или осей ведомых звеньев осуществляется с некоторой задержкой во времени, для чего в систему поворота вводятся специальные блокировочные устройства.

III способ — поворот колес ведомых звеньев и колес ведущего звена осуществляется на одни и те же углы в соответствующих точках пути. Для этого траектория опорной точки ведущего звена задается в виде значений углов относительного расположения

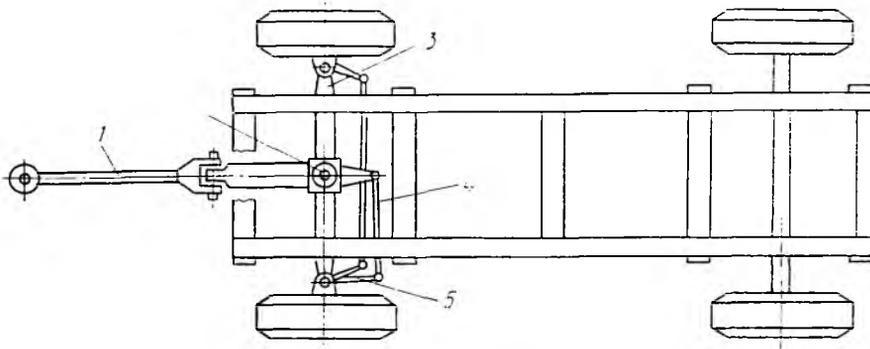


Рис. 4.11. Схема управления колесами прицепа

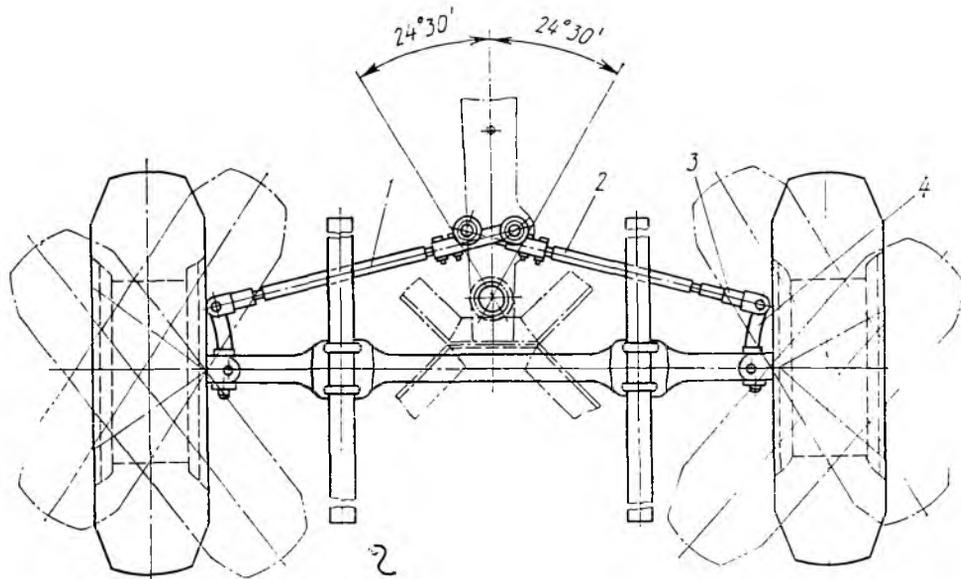


Рис. 4.12. Схема привода управления колесами прицепа с разрезной поперечной тягой рулевой трапеции:

1, 2 — соответственно левая и правая тяги рулевой трапеции; 3 — наконечник тяги рулевой трапеции; 4 — рычаг поворотной цапфы

элементарных участков этой траектории.

IV способ — поворот колес ведомых звеньев в процессе движения корректируется путем устранения рассогласования между фактическими и постоянно рассчитываемым положениями звеньев

ев, исходя из условия совпадения траектории звеньев.

V способ — поворот колес ведомых звеньев осуществляется с учетом тяговых и тормозных моментов на колесах автопоезда.

Наиболее простым и поэтому более

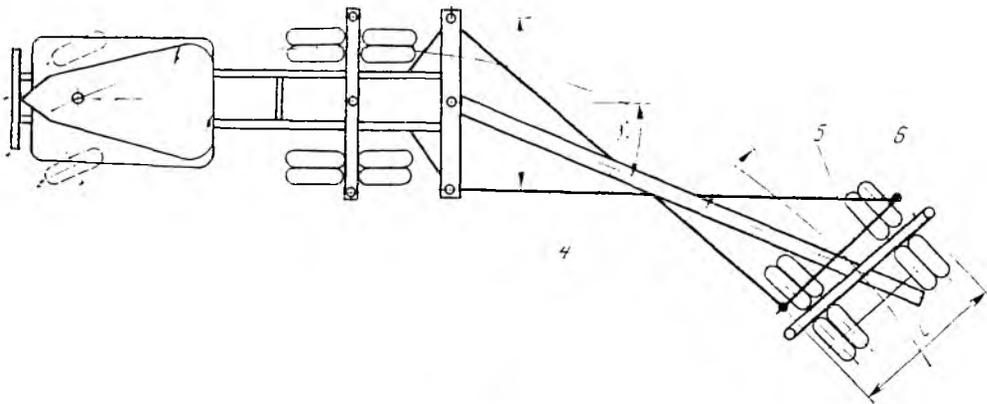


Рис. 4.13. Схема крестообразной сцепки для управления прицепом-ропуском

распространенным является первый способ, другие — значительно сложнее и требуют, как правило, применения электронных устройств.

Рассмотрим несколько конкретных схем управления прицепными звеньями.

Управление передними колесами прицепа (рис. 4.11) осуществляется следующим образом. При повороте автопоезда дышло 1, вращаясь вокруг шкворня 2 посредством тяги 4, рычага 5 и рулевой трапеции, поворачивает колеса оси 3 прицепа. Привод от дышла к колесам может осуществляться через разрезную поперечную тягу рулевой трапеции (рис. 4.12).

Пример автопоезда с крестообразной сцепкой для управления прицепом-ропуском показан на рис. 4.13. На автомобиле 1 и прицепе 6 имеются жестко закрепленные поперечные тяговые балки 2 и 5. Концы этих балок соединены крест-накрест стальными тросами 3. Дышло 4 шарнирно связано как с буксирным устройством автомобиля-тягача, так и с рамой прицепа-ропускуса.

Угол γ_k поворота управляемой тяговой балки 5, закрепленной на рос-

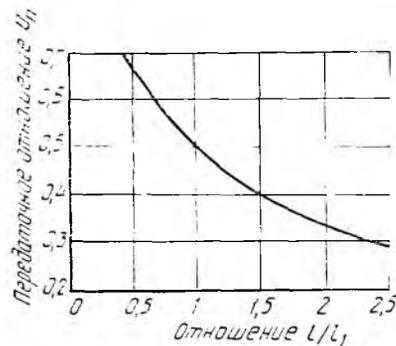


Рис. 4.14. Зависимость передаточного отношения крестовой сцепки от отношения длин управляющей и управляемой балок

пуске, и угол γ поворота управляющей балки 2, закрепленной на автомобиле-тягаче, связаны зависимостью

$$\gamma_k = (1/i_p - 1)\gamma_1,$$

где i_p — передаточное отношение к управляемой оси ропуска (зависит от отношения длин балок l/l_1 ; l, l_1 — длины соответственно управляющей и управляемой балок).

Передаточное отношение не зависит от расстояния между балками крестовой сцепки.

На рис. 4.14 показан график зависимости передаточного отношения i_d от отношения длин балок l/l_1 . Наиболее часто $l/l_1=0,7...1,5$, что соответствует передаточным отношениям от 0,6 до 0,4. При $l/l_1=1,03$ передаточное отношение $i_d=0,5$ и угол поворота управляемой оси равен углу складывания автопоезда. Достоинством крестообразной сцепки является простота конструкции и изготовления. Однако при такой сцепке не обеспечивается вписываемость полуприцепа в габаритную полосу движения тягача, что вызывает смещение оси полуприцепа наружу относительно траектории движения тягача; ограничивается угол складывания автопоезда; затрудняется соединение тягача с роспуском из-за необходимости присоединения и регулировки тросов. Маневренность негруженого лесовозного автопоезда с крестообразной сцепкой улучшается при использовании погрузки роспуска на автомобиль-тягач.

Имеется ряд систем управления, в которых обеспечивается быстрая сцепка-расцепка и возможность макси-

мального поворота тягача относительно полуприцепа при ограничении угла поворота управляемой оси (рис. 4.15). Как правило, эти системы имеют копирное устройство, включающее копирующую рамку 1, с которой соприкасаются качающиеся рычаги 4 с роликами 2, установленные на осях 3 в кронштейнах рамы полуприцепа. Рычаги 4 тягами 5 соединяются с Т-образным рычагом 6, к которому крепятся продольные тросы 7, соединенные задними концами с кронштейнами 8 управляемой оси 9. При угле складывания в 15° и выше ролики 2 рычагов 4 соприкасаются с той частью копира, где его кривизна постоянна, в результате поворот оси 9 не изменяется.

Конструкции с поворотом отдельных колес вместо конструкций с поворотом всей оси полуприцепа позволяют понизить погрузочную высоту. В результате снижается центр масс полуприцепа и увеличивается поперечная устойчивость автопоезда. Одновременно уменьшается проскальзывание и изнашиваемость шин.

Схема гидравлической си-

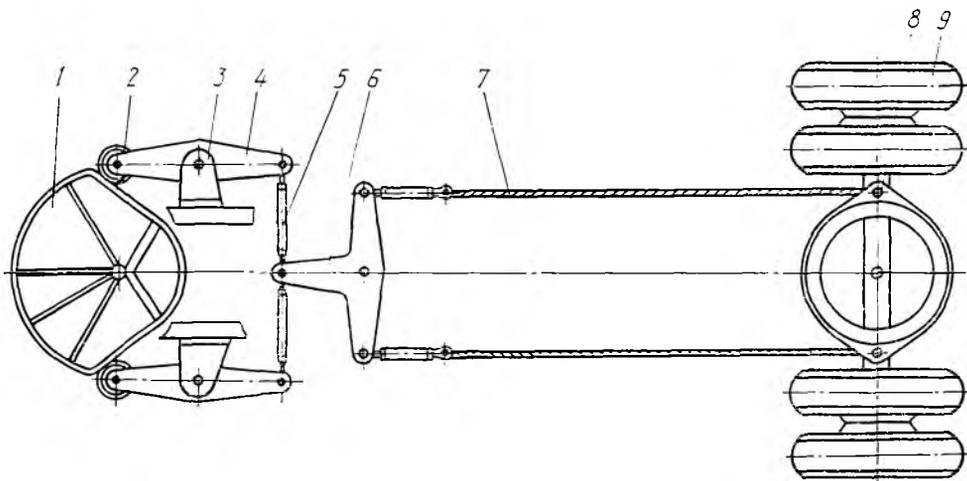


Рис. 4.15. Система управления с копирным устройством для поворота осью прицепа

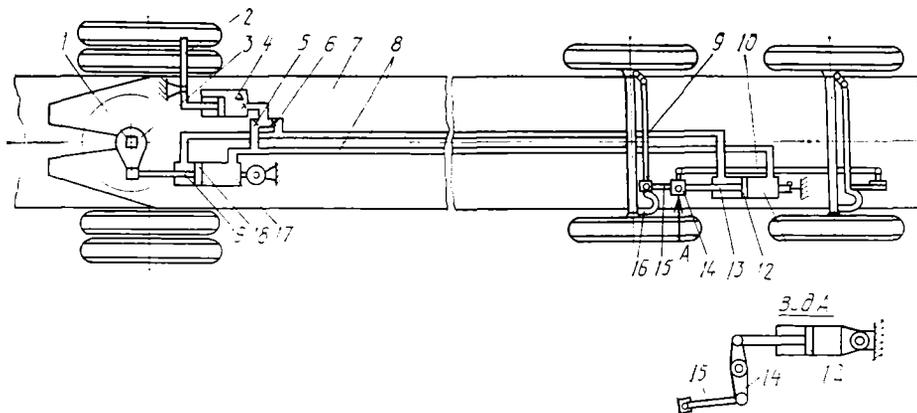


Рис. 4.16. Схема гидравлического привода управляемых колес полуприцепа

стемы управления приведена на рис. 4.16. Преимущество такого привода состоит в том, что в нем отсутствуют провисающие элементы (цепи, тросы) и обеспечивается высокая надежность привода.

Сцепное устройство автопоезда в отличие от стандартного имеет крепление шкворня 1 на плите 3 автомобиля-тягача, а не на полуприцепе. При этом захваты седла и их замок установлены на полуприцепе. К шкворню 1 прикреплен рычаг, который шарнирно соединен со штоком 19 гидравлического цилиндра 17. Второй гидравлический цилиндр 11 установлен на тележке полуприцепа и через тяги связан с рулевыми трапециями. Гидроцилиндры прикреплены к раме 7 шарнирно.

При повороте автопоезда рычагом шкворня с помощью штока 19 перемещается поршень 18, который вытесняет масло из гидроцилиндра 17 по трубопроводам 8 в переднюю или заднюю полости цилиндра 11 в зависимости от направления поворота автопоезда. Под давлением масла поршень 12 со штоком 13 с помощью сошки 14, тяги 15, рычага 16 и тяги 9 поворачивают колеса передней оси полуприцепа. Одно-

временный поворот колес задней оси полуприцепа осуществляется с помощью тяги 10. Для подкачки масла в систему и удаления из нее воздуха имеется насос 4 с рычагом 2, соединенный с системой кранами 5 и 6.

4.5. Расчет поперечной устойчивости автопоездов

Автопоезда по сравнению с автомобилями имеют меньшую поперечную устойчивость. Это объясняется наличием у автопоезда шарнирных соединений звеньев, большими высотой центра масс и моментом инерции поддресорных масс относительно оси крена подвески.

При расчете поперечной устойчивости прицепного автопоезда автомобиль-тягач и прицеп рассматривают отдельно. Так как при движении прицеп подвержен большим поперечным нагрузкам (ускорениям), чем автомобиль, к устойчивости его предъявляются и более высокие требования.

Для седельных автопоездов расчет поперечной устойчивости для автопоезда в сборе и полуприцепа выполняется отдельно. При этом определяются

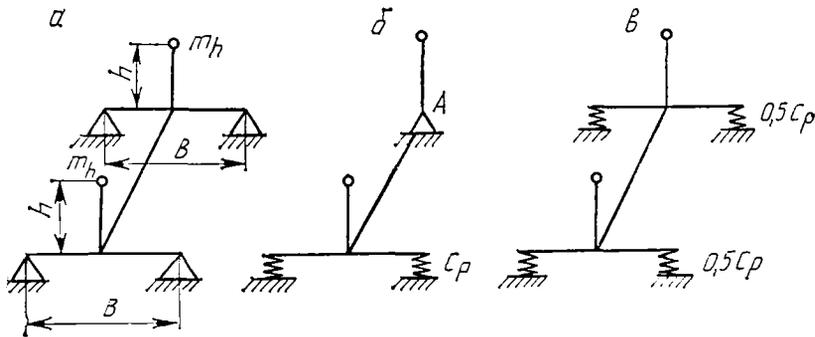


Рис. 4.17. Упрощенные расчетные схемы автомобиля

обычно два оценочных показателя: коэффициент поперечной устойчивости η_0 и угол крена подрессорных масс λ при удельной поперечной силе $\mu=0,4$.

Этих статических показателей недостаточно и необходимо учитывать собственную частоту поперечных угловых колебаний автопоезда. Эта частота должна быть достаточно высокой, чтобы при крутых обгонах, объездах, быстрых поворотах рулевого колеса не создавались условия для совпадения периода собственных колебаний и длительности действия возмущения.

В связи с повышением динамических свойств автопоездов и, как следствие, повышением требований к их поперечной устойчивости соответствующие расчеты все более и более усложняются. Сначала использовалась самая простая модель, в которой автомобиль или автопоезд представлялись жестким параллелепипедом, ширина которого равна средней колее осей, а центр масс расположен на высоте, соответствующей высоте центра масс автопоезда. Для такой простой модели из условия равенства опрокидывающих и удерживающих сил коэффициент поперечной устойчивости

$$\eta_0 = B/(2h),$$

где B — средняя колея колес осей; h — высота центра масс автопоезда.

В дальнейшем для повышения точности расчетов начали учитывать податливость подвески, шин, рам, седельно-цепного устройства, зазоров в подвеске и др. Увеличение числа учитываемых факторов не всегда повышает точность расчетов, так как исходные данные имеют погрешности, которые увеличивают погрешность расчета при большом числе исходных данных. Поэтому в большинстве случаев при расчетах ограничиваются учетом податливости подвески и шин.

При расчете поперечной устойчивости автопоезда необходимо учитывать распределение суммарной угловой жесткости подвески между осями. Пример упрощенных расчетных схем автомобиля приведен на рис. 4.17. Первая схема (рис. 4.17, а) соответствует случаю, при котором подвеска и шины абсолютно жесткие, а оси опираются на опоры, расстояние между которыми равно колее колес. Подрессоренные массы и высота их расположения над первой и второй осями одинаковы и равны соответственно m_h и h . В другом случае (рис. 4.17, б) в отличие от первого задняя ось опирается в центре на одну опору А, и угловая жесткость задней подвески равна нулю. Передняя ось опирается на пружины с жесткостью c_p , равной приведенной жесткости рессор и шин. По третьей схеме

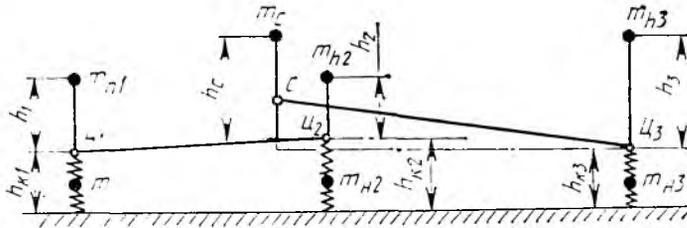


Рис. 4.18. Расчетная схема седельного автопоезда, рассматриваемого в продольной плоскости

(рис. 4.17, в) в отличие от второй передней и задней оси имеют одинаковые подвески, при этом общие угловые жесткости подвески автомобиля для третьей и второй схем одинаковы.

Коэффициенты поперечной устойчивости автомобиля для рассматриваемых схем будут следующие: для первой схемы $\eta_0 = B/(2h)$, для второй $\eta_0 = B/(4h) - GB/(4c_p)$, для третьей $\eta_0 = B/(2h) - GB/(2c_p)$ (G — сила тяжести автомобиля). Анализ коэффициентов η_0 для трех схем показывает, что для обеспечения большей поперечной устойчивости автомобиля необходимо, чтобы угловые жесткости подвесок осей были одинаковы. Если угловая жесткость подвески одной оси увеличивается в два раза, а другой уменьшается до нуля, поперечная устойчивость автомобиля уменьшается в два раза.

Приведенные рассуждения относятся к случаю, когда колени колес и осевые нагрузки одинаковы. Если они разные, должны быть разными угловые жесткости подвесок осей для обеспечения наибольшей устойчивости автомобиля. Поэтому возникает задача оптимизации соотношения угловых жесткостей подвесок реальных конструкций автомобилей по критерию их поперечной устойчивости.

Приводим методику расчета поперечной устойчивости седельного автопоезда с учетом податливости подвесок

и шин. Автопоезд движется по кругу большого диаметра с постоянной скоростью, углом складывания звеньев автопоезда можно пренебречь. Расчетная схема автопоезда в продольной плоскости приведена на рис. 4.18. При этом подрессоренная масса седельного тягача разделяется на две (m_{h1} и m_{h2}), расположенные над передним и задним мостами на одинаковой высоте относительно опорной поверхности и соответствующей высоте центра подрессоренных масс тягача. Подрессоренная масса полуприцепа включает массу m_c , расположенную над седельно-сцепным устройством, и массу m_{h3} — над осью полуприцепа. Расположение масс m_c и m_{h3} по высоте относительно опорной поверхности одинаковое и соответствует высоте подрессоренных масс полуприцепа. Неподрессоренные массы m_{h1} , m_{h2} и m_{h3} расположены на высоте, равной радиусу колес соответствующих осей. Подвески и шины условно показаны пружинами. Центры крена подвесок осей находятся в точках ζ_1 , ζ_2 и ζ_3 , а центр седельно-сцепного устройства — в точке C . Ось крена $\zeta_1\zeta_2$ тягача при $h_{к1} \neq h_{к2}$ будет иметь наклон, а ось крена полуприцепа принимается горизонтальной и находящейся на высоте $h_{к3}$.

Расчетная схема для одного из поперечных сечений автопоезда, в котором расположена одна из осей авто-

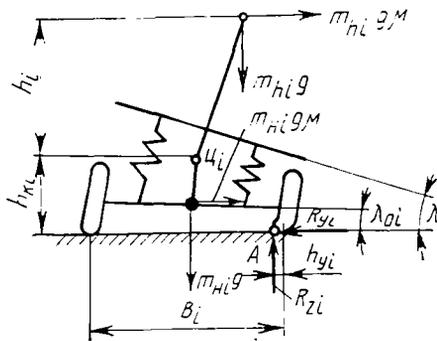


Рис. 4.19. Расчетная схема седельного автопоезда, рассматриваемого в поперечной плоскости (в момент потери контакта колеса с опорной поверхностью)

поезда, приведена на рис. 4.19. На рисунке и далее индекс i обозначает порядковый номер оси автопоезда. Углы крена подрессоренных и неподдресоренных масс принимаются малы-ми, поэтому синусы углов приближенно равны значениям углов, а косинусы — единице.

Инерционные силы и силы тяжести, действующие на подрессоренные массы, создают относительно оси крена поворачивающий момент

$$M = \sum_{i=1}^n m_{hi}gh_i (\mu + \lambda) + m_cgh_c (\mu + \lambda), \quad (4.17)$$

где g — ускорение свободного падения; h_i — высота расположения подрессоренной массы над центром крена подвески; μ — удельная поперечная сила; λ — угол крена подрессоренных масс; h_c — высота расположения подрессоренной массы m_c над осью крена тягача (см. рис. 4.18).

Через подвески осей передаются восстанавливающие моменты

$$M_i = (0,5c_{pi}B_{pi} + c_{ci}) (\lambda - \lambda_{oi}), \quad (4.18)$$

где c_{pi} — жесткость рессоры; B_{pi} — ширина рессорной колеи; c_{ci} — угло-

вая жесткость стабилизатора подвески; λ_{oi} — угол крена оси.

Из уравнения равновесия оси (см. рис. 4.19) следует, что

а) до потери контакта колеса с опорной поверхностью

$$M_i = 0,25c_{ши}B_i^2N_i\lambda_{oi} - R_{yi} \left(\frac{4R_{zi}}{c_{ши}N_i} + h_{ki} \right) - [(R_{zi} - m_{hi}g)h_{ki} + m_{hi}gr_i]\lambda_{oi} + m_{hg}(h_{ki} - r_i)\mu; \quad (4.19)$$

б) после потери контакта колеса с опорной поверхностью

$$M_i = 0,5R_{zi}B_i - R_{yi} \left(\frac{3R_{zi}}{c_{ши}N_i} + h_{ki} + 0,5B_i\lambda_{oi} \right) - [(R_{zi} - m_{hi}g)h_{ki} + m_{hi}gr_i]\lambda_{oi} + m_{hi}g(h_{ki} - r_i)\mu + 0,125 \times (B_{ni} + B_{vi})^2 c_{ши}' (\lambda_{oi} - \lambda_{окi}), \quad (4.20)$$

где $c_{ши}$ — нормальная жесткость шины, равная отношению нагрузки на шину к ее прогибу при удвоенной конструктивной массе автопоезда; B_i — колесная колея, при сдвоенных колесах $B_i = [0,5(B_{ni}^2 - B_{vi}^2)]^{1/2}$; B_{ni} — колея наружных колес; B_{vi} — колея внутренних колес; N_i — количество шин на оси; R_{yi} — поперечная реакция на шинах оси; R_{zi} — осевая нагрузка; $c_{ши}'$ — нормальная жесткость шины, равная производной нагрузки на шину по ее прогибу при удвоенной конструктивной массе автопоезда; h_{ki} — высота центра крена подвески над опорной поверхностью; r_i — статический радиус колеса; $\lambda_{окi}$ — угол крена оси, при котором колесо с одной стороны теряет контакт с опорной поверхностью.

При выводе формул (4.19) и (4.20) поперечная деформация шин h_{yi} (см. рис. 4.19) рассматривается при условии, что в контакте с опорной поверхностью находится одно колесо оси и что поперечная жесткость шины приближенно равна половине нормальной

жесткости шины. Нормальный прогиб шины наружного колеса, вызванный креном оси, равен $0,5B_i\lambda_{oi}$ до момента потери контакта колеса с опорной поверхностью, после потери его — $R_{zi}/(c_{ши}N_i)$. Последнее слагаемое в выражении (4.20) — дополнительный момент сопротивления крену оси при рассмотрении сдвоенного колеса как двух пружин.

Поперечная составляющая реакции дороги, действующей на колеса оси,

$$R_{yi} = R_{zi}\mu. \quad (4.21)$$

При наличии тележек поперечные составляющие реакции дороги более точно определяются из уравнений, учитывающих сопротивление повороту тележек и уводу шин при круговом движении автопоезда.

Уравнения (4.17) — (4.19), (4.21) могут быть преобразованы в систему из четырех линейных уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$AX = B, \quad (4.22)$$

где A , B — матрицы коэффициентов; X — матрица неизвестных: $x_1 = \lambda_{m1}$, $x_2 = \lambda_{m2}$, $x_3 = \lambda_{m3}$, $x_4 = \lambda$, $x_5 = \mu$.

Через λ_{mi} обозначены безразмерные углы крена осей, равные отношению λ_{oi} к $\lambda_{окi}$. По значениям λ_{mi} можно судить о состоянии контакта колес с опорной поверхностью: если $\lambda_{mi} < 1$, оба колеса находятся в контакте с опорной поверхностью; если $\lambda_{mi} \geq 1$, одно из колес оси потеряло контакт с опорной поверхностью.

Система уравнений (4.22) имеет число неизвестных на одно больше, чем число уравнений, поэтому для определения неизвестных необходимо еще одно уравнение. Таким уравнением может быть одно из уравнений $x_i = 1$ ($i = 1, 2, 3$), которое показывает, что теряет контакт с опорной поверхностью начинает колесо соответственно первой, второй или третьей оси.

Если система уравнений (4.22) решена с учетом $x_1 = 1$ и при этом $x_2 \leq 1$, $x_3 \leq 1$, полученное значение μ будет равно коэффициенту поперечной устойчивости автопоезда η_{o1} . Единица в индексе показывает, что контакт колеса с опорной поверхностью потерян для одной оси. Если $x_2 > 1$, $x_3 > 1$, то полученное решение противоречит условию, что колеса этих осей не потеряли контакта с опорной поверхностью. Поэтому необходимо дополнительно решить систему (4.22) с учетом уравнения $x_i = 1$, соответствующего оси, для которой в предыдущем решении x_i имеет наибольшее значение.

После решения системы уравнений (4.22) для случая, когда одно колесо потеряло контакт с опорной поверхностью, изменяют ряд коэффициентов этой системы. Изменение коэффициентов вызвано заменой уравнения (4.19) на (4.20) для оси, потерявшей контакт колеса с опорной поверхностью. В уравнении (4.20) пренебрегают членом второго порядка малости. Используя уравнение $x_i = 1$, в котором i соответствует номеру оси, сохранившей контакт с опорной поверхностью и для которой в предыдущем решении получено наибольшее значение x_i , решается новая система уравнений и находится значение μ , равное коэффициенту поперечной устойчивости автопоезда η_{o2} . Коэффициент η_{o2} относится к случаю, когда колеса двух осей потеряли контакт с опорной поверхностью.

Из двух полученных значений коэффициентов η_{o1} и η_{o2} выбирается наибольшее и учитывается соответствующий угол λ . Зная коэффициент поперечной устойчивости η_0 , можно найти угол поперечной устойчивости автопоезда ϵ : $\eta_0 = \text{tg } \epsilon$.

Наибольшей расчетной поперечной устойчивости автопоезда добиваются при таком распределении угловой жесткости подвески между осями,

когда колеса всех осей теряют контакт с опорной поверхностью одновременно, т. е. когда $\lambda_{mi}=1$ ($i=1, 2, 3$). Этому результату можно достигнуть, перераспределяя угловые жесткости подвесок осей таким образом, чтобы для осей с меньшими значениями углов λ_{mi} угловые жесткости подвесок увеличивались, а с большими — уменьшались.

Оптимальные угловые жесткости подвесок осей, при которых обеспечивается $\lambda_{mi}=1$ ($i=1, 2, 3$), могут быть определены из уравнений (4.18), (4.19), (4.22) при заданных углах λ , $\lambda_{oi}=\lambda_{окi}$ и $\mu=\eta_0$.

Как указывалось выше, кроме заданных значений коэффициента η_0 и угла λ , требуется определенная собственная частота угловых колебаний поддресоренных масс автопоезда ω_1 ,

которая приближенно определяется по формуле

$$\omega_1 = \left\{ \left[\sum_{i=1}^n (0,5c_{pi}B_{pi}^2 + c_{ci}) - \sum_{i=1}^n m_{pi}h_i - m_c h_c \right] [(m_{h1} + m_{h2}) \rho_1^2 + (m_c + m_{h3}) \times \rho_2^2] \right\}^{1/2}, \quad (4.23)$$

где $\sum_{i=1}^n (0,5c_{pi}B_{pi}^2 + c_{ci})$ — угловая жесткость подвески автопоезда (изменяя ее, добиваются такой частоты ω_1 , которая равна или больше частоты угловых колебаний аналога автопоезда, имеющего хорошие показатели поперечной устойчивости); ρ_1, ρ_2 — радиусы инерции поддресоренных масс соответственно автомобиля и полуприцепа относительно осей крена их подвесок.

5 АВТОМОБИЛИ-САМОСВАЛЫ И САМОСВАЛЬНЫЕ АВТОПОЕЗДА

5.1. Классификация и область применения самосвалов

Автомобиль-самосвал — это специализированный грузовой автомобиль, предназначенный для перевозки различных грузов и их выгрузки с помощью опрокидывающегося кузова.

Автомобили-самосвалы и самосвальные автопоезда в нашей стране составляют около 1/4 находящихся в эксплуатации грузовых автомобилей, а их суммарная грузоподъемность — около 1/3 грузоподъемности всех эксплуатирующихся грузовых автомобилей. Наиболее распространенными являются автомобили-самосвалы средней и большой грузоподъемности 3,5...12 т, которые по классификации автомобильного подвижного состава (по полной массе) относятся к 3..6-му классам (см. «Автомобили. Основы проектирования»). Самосвалы особо большой грузоподъемности от 27 до 180 т и более относятся к 7-му классу (полной массой свыше 40 т).

Автомобили-самосвалы и самосвальные автопоезда классифицируют:

1) по эксплуатационному назначению (строительные, сельскохозяйственные, карьерные, узкоспециализированные);

2) по направлению разгрузки кузова (с разгрузкой назад; на боковые стороны, назад и на боковые стороны,

назад или на боковые стороны с предварительным подъемом вверх, с бункерной разгрузкой кузова через люк в днище);

3) по принципу действия системы разгрузки (с принудительным опрокидыванием кузова, с принудительной выгрузкой груза, саморазгружающиеся);

4) по типу кузова (универсальные, ковшовые).

Наиболее распространенными специализированными автотранспортными средствами являются автомобили-самосвалы и самосвальные автопоезда для перевозки строительных грузов. Строительными самосвалами перевозятся преимущественно навалочные, насыпные и жидкие грузы. К ним относятся различные строительные грузы, используемые при строительстве промышленных, энергетических, жилищных и других объектов: камень и щебень при скальных разработках; грунт при карьерных земляных работах; песок, гравий, глина, известь и другие сыпучие материалы при доставке к строительным площадкам и дорожно-строительным участкам; бетонные смеси, асфальт и другие строительные растворы, доставляемые на строительные площадки.

Сельскохозяйственные самосвалы предназначены как для перевозки различных насыпных, навалочных строительных грузов, используемых в

сельском строительстве, так и основных сельскохозяйственных грузов, к которым относятся удобрения, корма, зерно, корнеплоды и т. п.

Карьерные самосвалы используются на открытых горных разработках в качестве одного из основных звеньев комплексного технологического процесса выемки породы и добычи полезных ископаемых в горнорудной промышленности (черной и цветной металлургии, угольной промышленности) при транспортировке породы в отвалы, а полезных ископаемых — к местам их переработки или накопления.

Узкоспециализированные автомобили-самосвалы и самосвальные автопоезда применяются для перевозки только определенного вида груза, например бетоновозы, цементовозы, зерновозы, хлопковозы. Автомобили-самосвалы с разгрузкой кузова назад являются наиболее распространенными. При использовании автомобилей-самосвалов в составе автопоездов с одним или двумя прицепами более целесообразной является разгрузка кузова на боковые стороны.

Разгрузка кузова в трех направлениях применяется при необходимости расширения диапазона использования самосвала (перевозки сельскохозяйственных, строительных и других видов грузов).

Самосвалы с предварительным подъемом кузова используются при необходимости разгрузки кузова в емкости, расположенные выше уровня пола кузова-самосвала (например, в железнодорожные вагоны, в грузовые отсеки самолетов), для загрузки различных бункеров, бетоносмесителей, камнедробилок и т. п.

Бункерная разгрузка самосвала через люк в днище кузова применяется чаще всего на самосвальных полуприцепах для перевозки угля и руды.

Современные автомобили-самосва-

лы имеют, как правило, принудительную разгрузку кузова, который при опрокидывании остается на шасси автомобиля. Однако есть конструкции самосвалов со съемными опрокидывающимися кузовами. Они могут работать с несколькими съемными кузовами.

Принудительная выгрузка груза производится с помощью шнековых устройств (пылевидных и сыпучих материалов — цемента, муки, зерна и др.) или конвейерных полов, предназначенных для выгрузки главным образом таких грузов, как хлопок, зерно, торф, удобрения. Конвейерные полы приводятся в движение от двигателя автомобиля или от других машин.

Узкоспециализированные самосвалы, имеющие саморазгружающиеся кузова, приспособлены для перевозки грунта и различных строительных материалов в пределах строительных площадок с короткими плечами перевозок. Центр тяжести груженого кузова у таких автомобилей располагается за опорой кузова (в направлении его разгрузки). Разгрузка происходит в результате опрокидывания кузова после отпирания замка, удерживающего кузов, под воздействием момента, создаваемого силой тяжести груза относительно точки опоры кузова. Центр тяжести поднятого порожнего кузова располагается с противоположной стороны относительно опоры груженого кузова, поэтому после разгрузки кузов стремится вернуться в горизонтальное транспортное положение.

5.2. Дорожные условия эксплуатации самосвалов

Дорожные условия эксплуатации определяются типом и покрытием дорог, от которых зависят сопротивление движению автомобиля, их геодезическими характеристиками, микропро-

филем дорожного покрытия, интенсивностью движения автомобильного транспорта.

Дорожные условия эксплуатации самосвалов значительно отличаются от дорожных условий эксплуатации автомобилей общего назначения. Строительные самосвалы эксплуатируются в разнообразных дорожных условиях. Частое изменение объектов строительства, мест загрузки и разгрузки затрудняет создание хороших дорожных условий на подъездных участках.

В строительных карьерах различают следующие типы дорог:

1) основные, которые пролегают от карьеров к дробильным или щебеночным заводам. По техническому состоянию они могут быть отнесены к III—IV категориям;

2) забойные, пролегающие непосредственно в карьерах от основных дорог к погрузочным средствам. Техническое состояние этих дорог хуже, чем основных;

3) отвальные, соединяющие отвалы земли или породы с местами вскрышных работ. Забойные и отвальные дороги могут быть отнесены к дорогам IV и V технических категорий.

Важной характеристикой условий эксплуатации автотранспортных средств является расстояние перевозки грузов. Так, например, проведенные исследования условий эксплуатации автомобилей-самосвалов МАЗ показывают, что наибольшее число этих автомобилей эксплуатируется на маршрутах, протяженность которых составляет 2,5...10 км. В некоторых случаях дорожные условия эксплуатации самосвалов, предназначенных для перевозки строительных грузов, аналогичны условиям эксплуатации грузовых автомобилей общего назначения. Это прежде всего относится к самосвалам, которые обслуживают строительные объекты в городах.

Таким образом, строительные автомобили-самосвалы используются в различных дорожных условиях эксплуатации и занимают значительное место в объеме транспортных работ, выполняемых грузовыми автомобилями.

Дорожные условия эксплуатации сельскохозяйственных самосвалов при перевозке строительных грузов к сооружаемым объектам отчасти близки к условиям эксплуатации строительных самосвалов. Но сельскохозяйственные самосвалы значительную часть времени эксплуатируются в более тяжелых условиях: по бездорожью или на грунтовых дорогах, изрезанных глубокими колеями; по полям, рыхлым грунтам, влажной луговине, а в зимнее время — на заснеженных дорогах. Поэтому некоторые модели самосвалов сельскохозяйственного назначения имеют повышенную проходимость.

Карьерные автомобильные дороги для сверхтяжелых самосвалов отличаются от автомобильных дорог общего пользования относительно небольшой длиной, сложными профилем и планом трассы с крутыми уклонами, чередованием спусков и подъемов, поворотами с малыми радиусами кривых, большой интенсивностью движения, а также большой несущей способностью, так как они рассчитываются на высокие осевые нагрузки транспортных средств.

Постоянные дороги строятся в соответствии с нормами и правилами на проектирование автомобильных дорог с учетом значительных масс сверхтяжелых самосвалов, интенсивности их движения. Продольные уклоны постоянных дорог составляют 7...8 %. На соединительных дорогах небольшой протяженности продольные уклоны при щебеночных и гравийных покрытиях достигают 9...10 %, на временных — 12...14 %. При затяжных подъемах предусматриваются участки с ук-

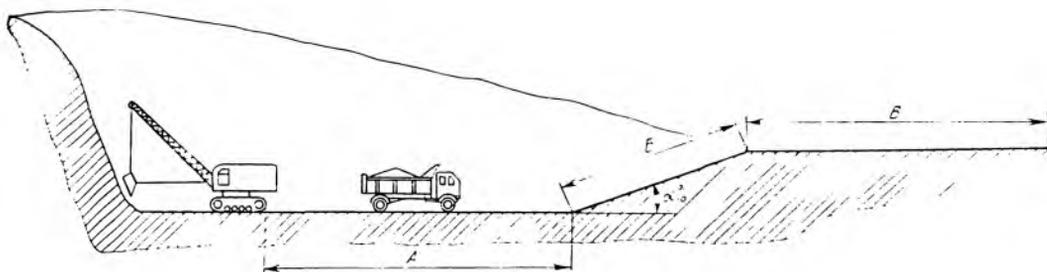


Рис. 5.1. Типовой профиль трассы для строительных автомобилей-самосвалов:
 А — основание карьера; Б — въезд (выезд); В — подъездные пути к месту разгрузки

лоном не более 2 % и длиной 80...100 м через каждые 500...600 м дороги.

Наряду с глубинными широко распространены нагорные карьеры, горно-геологические условия и горнотехнические параметры которых отличаются от параметров карьеров глубинного типа. Автомобильные дороги нагорных карьеров характеризуются резким колебанием продольных уклонов и наличием большого количества поворотов. В среднем до 50 % общей протяженности трасс приходится на повороты и серпантины.

Таким образом, дорожные условия эксплуатации самосвалов, несмотря на большое разнообразие маршрутов, по которым совершается транспортировка грузов, имеют ряд общих характерных особенностей. Такие особенности присущи прежде всего профилю трассы движения строительных самосвалов, которая может быть представлена в виде трех характерных участков, показанных на рис. 5.1.

Естественно, что каждый из названных участков, как и весь маршрут движения самосвала, в разных местах отличается по длине, типу и качеству дорожного покрытия (возможно и отсутствие покрытия), а также профилю отдельных участков маршрута.

Из силового баланса движения автомобиля известно, что суммарное сопротивление, которое автомобиль

может преодолеть на установившейся скорости,

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha,$$

где f — коэффициент сопротивления качению; α — угол подъема.

Поскольку коэффициент общего дорожного сопротивления ψ имеет определенное значение, можно дать оценку данному участку дороги при условии, если на всем участке значения f и α постоянны. Такие трассы на практике встречаются чрезвычайно редко. Отдельные участки трассы движения самосвала могут иметь разные протяженность (l_1, l_2, \dots, l_i) и покрытие: трасса может проходить по асфальтированной дороге, булыжной, по грунту и др. (с коэффициентами сопротивления качению f_1, f_2, \dots, f_i); иметь различные уклоны на этих участках дороги, углы которых $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i$.

Каждый участок трассы с коэффициентом сопротивления качению, соответствующим типу и состоянию дороги на нем, и определенным уклоном будет характеризоваться своим коэффициентом общего дорожного сопротивления

$$\psi_i = f_i \cos \alpha_i + \sin \alpha_i.$$

Обозначив среднее значение общего дорожного сопротивления, эквивалентное дорожному сопротивлению на

всем маршруте, через ψ_c его можно представить в виде

$$\psi_c = (\psi_1 l_1 + \psi_2 l_2 + \dots + \psi_i l_i) / (l_1 + l_2 + \dots + l_i)$$

и

$$\psi_c = [(f_1 \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1) l_1 + (f_2 \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2) l_2 + \dots + (f_i \cos \alpha_i + \sin \alpha_i) l_i] / (l_1 + l_2 + \dots + l_i). \quad (5.1)$$

Учитывая, что в основном на участках A и B типового маршрута самосвала уклоны $\alpha_A \approx 0$ и $\alpha_B \approx 0$, среднее значение общего дорожного сопротивления на всем маршруте

$$\psi_c = [f_A l_A + (f_B \cos \alpha_B + \sin \alpha_B) l_B + \dots + f_B l_B] / (l_A + l_B + \dots + l_B).$$

Это не исключает возможность определения среднего значения общего дорожного сопротивления маршрута эксплуатации самосвала по формуле (5.1), из которой следует, что величиной ψ_c связываются все элементы, характеризующие трассу движения: протяженность, тип и состояние дорожного покрытия каждого участка трассы и ее продольный профиль. Поэтому ψ_c может быть использован в качестве обобщающего показателя дорожных условий эксплуатации самосвалов.

Проведенные исследования позволили определить основные статистические характеристики — математическое ожидание $M(\psi_c)$ и среднее квадратическое отклонение среднего суммарного дорожного сопротивления σ_{ψ_c} для дорожных условий в карьерах различного типа:

	$M(\psi_c)$	$\sigma_{\psi_c} e$
песчаных	0,0757	0,0370
каменных	0,0605	0,0327
гравийных	0,0425	0,0123
глиняных	0,0304	0,0152

Анализ маршрутов от строительных

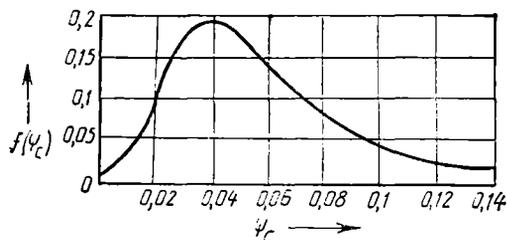


Рис. 5.2. Плотность распределения коэффициента среднего суммарного дорожного сопротивления для маршрутов эксплуатации строительных автомобилей-самосвалов

карьеров по коэффициенту среднего суммарного дорожного сопротивления показывает, что наиболее трудными по дорожным условиям являются песчаные, каменные, гравийные и глиняные (исключая период распутицы) карьеры. Меньшие значения среднего квадратического отклонения дорожного сопротивления на трассах гравийных и глиняных карьеров, чем песчаных и каменных, свидетельствуют о более стабильных условиях эксплуатации автомобилей-самосвалов на этих маршрутах, а также о разнообразии условий эксплуатации на маршрутах песчаных и каменных карьеров. Анализ эмпирических характеристик ψ_c показывает, что его распределение подчиняется логарифмически нормальному закону.

На рис. 5.2 показана кривая распределения среднего суммарного дорожного сопротивления для маршрутов эксплуатации строительных автомобилей-самосвалов.

5.3. Зависимость тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей-самосвалов от дорожных условий эксплуатации

На рис. 5.3 показаны результаты расчетов на ЭВМ средних скоростей движения автомобиля-самосвала в различных дорожных условиях, характе-

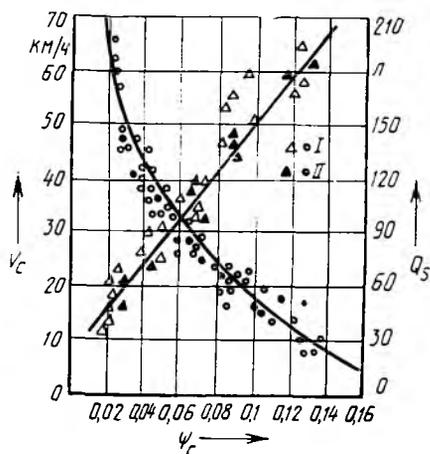


Рис. 5.3. Зависимость средней скорости и среднего расхода топлива (на 100 км пути) автомобиля-самосвала от коэффициента среднего суммарного дорожного сопротивления: I — по результатам расчета; II — эксперимента

ризуемых коэффициентом среднего суммарного дорожного сопротивления ψ_c .

По концентрации точек, характеризующих среднюю скорость на маршрутах с большим сопротивлением (нижняя часть графика) и с меньшим (верхняя часть), видно, что с увеличением дорожного сопротивления скорость движения автомобиля снижается, а с уменьшением — увеличивается.

Эта закономерность свидетельствует о наличии тесной корреляционной связи между v_c и ψ_c . Отсюда можно сделать вывод о том, что ψ_c с учетом среднего квадратического отклонения σ_{ψ_c} является обобщающим показателем, характеризующим самосвальный маршрут и определяющим тягово-скоростные свойства автомобиля при заданных конструктивных параметрах. Это обстоятельство создает возможность выбора параметров автомобиля в процессе его конструирования и доводки с учетом дорожных условий эксплуатации, по-

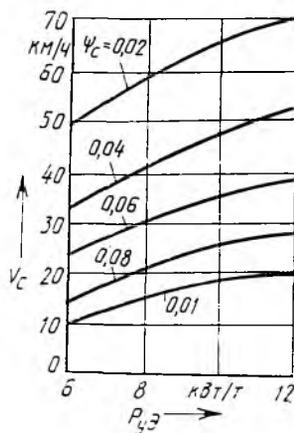


Рис. 5.4. Зависимость средней скорости автомобиля-самосвала от его удельной мощности и коэффициента среднего суммарного дорожного сопротивления

скольку позволяет производить анализ и давать оценку тягово-скоростных свойств автомобиля в любых дорожных условиях.

При рассмотрении графиков $v_c = f(\psi_c)$ нетрудно заметить, что точки располагаются на убывающей кривой, не имеющей перегибов. Анализ характера кривой указывает на возможность применения для ее описания экспоненциальной зависимости. Чтобы выяснить закон распределения средней скорости движения автомобиля-самосвала v_c в различных дорожных условиях, определяют плотность ее распределения в определенном интервале изменения ψ_c . Исследования показывают, что средняя скорость движения автомобиля-самосвала подчиняется нормальному закону распределения.

Для исследования влияния удельной мощности автомобиля-самосвала на его среднюю скорость движения в различных дорожных условиях проводят определение v_c при разной удельной мощности (рис. 5.4). Из графика

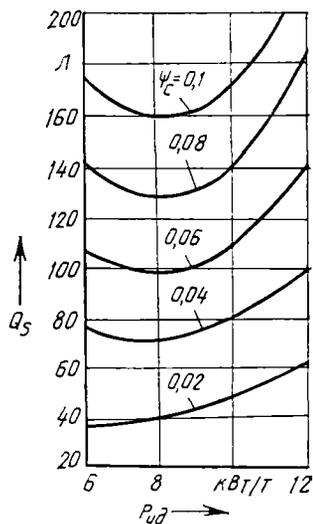


Рис. 5.5. Зависимость среднего расхода топлива (на 100 км пути) автомобиля-самосвала от его удельной мощности и коэффициента среднего суммарного дорожного сопротивления

видно влияние удельной мощности автомобиля на его среднюю скорость. При всех исследованных передаточных числах заднего моста наибольший рост средней скорости наблюдается с увеличением удельной мощности, причем рост скорости наиболее проявляется в лучших дорожных условиях, характеризующихся меньшими значениями ψ_c .

Моделирование движения автомобиля на ЭВМ показывает, что между расходом топлива Q_s и коэффициентом среднего суммарного дорожного сопротивления ψ_c существует линейная зависимость. Кривая распределения расхода топлива в различных дорожных условиях, характеризующихся ψ_c , соответствует логарифмически нормальному закону. На рис. 5.5. показано влияние удельной мощности автомобиля-самосвала на расход топлива при различных значениях ψ_c . Характер графиков, выражающих зависимость $Q_s = f(P_{уд})$, показывает, что для

всех маршрутов самосвалов, характеризующихся ψ_c , существует удельная мощность, при которой расход топлива минимальный. При этом на маршрутах с большим значением ψ_c минимальный расход топлива соответствует большей удельной мощности автомобиля-самосвала и, наоборот, при меньшем значении ψ_c — меньшей удельной мощности.

Таким образом, исследования влияния мощности двигателя на среднюю скорость движения и топливную экономичность автомобиля-самосвала показывают, что возможны такие сочетания исследуемых параметров, которые обеспечивают большую его среднюю скорость и лучшую топливную экономичность. Однако возможно, что при определенных параметрах двигателя и трансмиссии с увеличением средней скорости автомобиля увеличивается и расход топлива, а при ее уменьшении уменьшается и расход топлива. Поэтому возникает необходимость выбора предпочтительного варианта.

Оптимальные значения исследуемых параметров автомобиля-самосвала определяют с помощью приведенного в параграфе 2.2 метода с учетом средней скорости движения автомобиля-самосвала и среднего расхода топлива.

Оптимизация удельной мощности двигателя автомобиля-самосвала заданных грузоподъемности и полной массы производится с помощью коэффициента эффективности $k_{эф}$, определяемого по формуле (2.1). Средние скорости v_c и средние расходы топлива Q_s определяются по результатам моделирования движения автомобиля-самосвала в различных дорожных условиях (см. рис. 5.4, 5.5), характеризующихся средним суммарным дорожным сопротивлением $\psi_c = 0,02 \dots 0,10$ при $P_{уд} = 6 \dots 12$ кВт/т. Передаточное число главной передачи определяется по

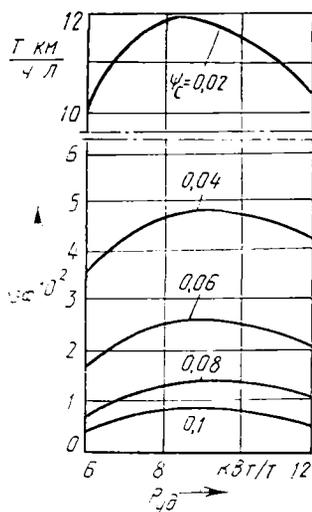


Рис. 5.6. Зависимость коэффициента эффективности автомобиля-самосвала от его удельной мощности и коэффициента среднего суммарного дорожного сопротивления (см. формулу (2.1))

формуле (2.2) с учетом требований ГОСТ 21398—75 к максимальной скорости автомобиля.

По результатам расчета строят графики зависимости $k_{эф} = f(P_{уд})$ при разных значениях ψ_c (рис. 5.6). Оптимальной является удельная мощность двигателя, соответствующая максимальному значению $k_{эф}$ (на рисунке штриховыми линиями показан диапазон изменения $k_{эф\max}$ для различных значений ψ_c).

Для строительных автомобилей-самосвалов оптимальной является удельная мощность двигателя, соответствующая $k_{эф\max}$ при $\psi_c = 0,06$ — математическому ожиданию среднего суммарного дорожного сопротивления для дорожных условий эксплуатации таких автомобилей.

Аналогично может быть определена оптимальная мощность двигателей для автомобилей-самосвалов, используемых в иных дорожных условиях.

5.4. Компоновка автомобилей-самосвалов

Схема общей компоновки автомобилей-самосвалов выбирается исходя из области их применения и эксплуатационного назначения. В автомобилях-самосвалах, двигатель которых располагается над осью передних колес, а кабина — за двигателем или надвинута на него, в нагруженном состоянии на передние колеса приходится 27... 30 % полного веса груженого автомобиля, что обеспечивает возможность устойчивого движения его по плохим дорогам. Для таких автомобилей характерно то, что в порожнем состоянии на их задние колеса приходится более 50 % веса, что способствует сохранению достаточной проходимости и возможности возвращения порожнего автомобиля в тяжелых дорожных условиях к месту загрузки.

В автомобилях-самосвалах с двигателем, расположенным над осью или позади оси передних колес, с кабиной над двигателем или перед двигателем в нагруженном состоянии более полно реализуются допустимые на шины нагрузки на передние колеса (до 33... 35 % полного веса груженого автомобиля) и достигается максимально возможная грузоподъемность автомобиля в пределах допустимых осевых нагрузок на дорогу. Учитывая, что на задние колеса порожнего автомобиля приходится менее 50 % его полного веса, автомобили-самосвалы с такой компоновкой с колесной формулой 4×2 находят применение при использовании их преимущественно на дорогах с твердым покрытием, например автомобили-самосвалы МАЗ и БелАЗ. Для расширения области применения двухосных автомобилей-самосвалов с такой схемой компоновки их выполняют полноприводными. Неблагоприятное с точки зрения проходимости распре-

ление нагрузки на мосты меньше проявляется у трехосных автомобилей-самосвалов, выполненных по компоновочной схеме «кабина над (или перед) двигателем», поэтому они используются только на дорогах с твердым покрытием.

Существенным положительным качеством автомобилей-самосвалов, выполненных по компоновочной схеме «кабина над (или перед) двигателем», является возможность уменьшения колесной базы и общей длины автомобиля по сравнению с автомобилями-самосвалами, выполненными по классической схеме компоновки. Это улучшает их маневренность и обзорность, особенно при эксплуатации на строительных площадках и в карьерах. Опыт проектирования дорожных двухосных автомобилей-самосвалов свидетельствует, что их колесная база может быть принята в пределах 3250...3750 мм, причем меньшие значения принимают для автомобилей, выполненных по схеме компоновки с расположением кабины над (или перед) двигателем, а большие — при классической схеме компоновки. База автомобиля увеличивается с повышением его грузоподъемности, так как при этом возрастает и объем кузова, что чаще всего приводит к увеличению его длины, от которой, как и от колесной базы, зависит распределение нагрузки на мосты автомобиля.

К общей компоновке автомобилей-самосвалов, предназначенных для эксплуатации на грунтовых дорогах или при разработке мягких грунтов, в том числе в составе автопоезда, предъявляются особые требования. Прежде всего, такой автомобиль должен быть выполнен с использованием полноприводной схемы. При полноприводной схеме обеспечивается рекомендуемое отношение веса прицепа к весу автомобиля: до 0,75 на грунтовых

дорогах и до 1,0 на дорогах с твердым покрытием. Компоновка автомобилей-самосвалов типа 4×4 должна обеспечить максимально возможную грузоподъемность для этих условий. Это условие можно выполнить лишь при предельно допустимой или близкой к ней загрузке обоих мостов автомобиля. Оно достигается только при использовании компоновочной схемы с расположением кабины впереди передних колес. Получаемое при этом равномерное распределение нагрузки по мостам груженого автомобиля позволяет уменьшить потери мощности в шинах и улучшить его проходимость по деформируемым грунтам.

Загрузку переднего моста, равную или близкую к загрузке заднего, наиболее целесообразно обеспечивать за счет максимального перемещения кузова вперед, так как достижение равнозагруженности переднего и заднего мостов за счет увеличения колесной базы неприемлемо из-за существенного увеличения длины и собственной массы автомобиля, что ухудшает его маневренность. Равнозагруженность мостов требует установки одинарных шин на колесах переднего и заднего мостов. Наиболее подходят для таких автомобилей широкопрофильные шины. В связи с увеличением ширины профиля шин для обеспечения необходимых углов поворота управляемых колес требуется максимально возможное расширение колеи передних колес. При этом для повышения проходимости автомобиля желательно и соответствующее увеличение колеи задних колес — до совпадения с колеей передних. При расширении колеи повышается также боковая устойчивость автомобиля. Указанное компоновочное решение для полноприводных автомобилей-самосвалов не является единственным. Многие зарубежные автомобили-самосвалы выполняются на

базе грузовых автомобилей, полноприводная схема которых не зависит от типа общей компоновки автомобиля, что обусловлено применением автомобилей-самосвалов в различных условиях эксплуатации.

При проектировании автомобилей-самосвалов, входящих в семейство транспортных автомобилей, необходимо, с одной стороны, максимально приспособить такой автомобиль для использования в характерных для самосвалов условиях, а с другой — максимально унифицировать с другими автомобилями данного семейства. Например, у автомобиля-самосвала МАЗ-5551 по отношению к базовому бортовому автомобилю МАЗ-5336 степень подетальной унификации составляет 85 %.

Повышение производительности самосвалов обеспечивается применением самосвальных автопоездов в составе автомобилей с прицепами или полуприцепами, оборудованными опрокидывающимися кузовами.

Прицепы в составе самосвального автопоезда, как правило, выполнены на базе шасси прицепов общетранспортного назначения и отличаются от них системой гидрооборудования для опрокидывания кузова и конструкцией самого кузова, приспособленного для разгрузки сзади или на обе стороны. Полуприцепы с боковой разгрузкой кузова на обе стороны также выполняются чаще всего на шасси полуприцепов общетранспортного назначения.

Иначе выполнены конструкции полуприцепов с разгрузкой кузова сзади, поскольку в этом случае трудно обеспечить надежную поперечную устойчивость прицепа в процессе разгрузки. Поэтому такие полуприцепы выполняются с несущим кузовом. При этом для разгрузки кузова полуприцепа-самосвала тягач подкатывается к заторможенному полуприцепу или полуприцеп к заторможенному тягачу.

Тягач оборудован гидравлической системой, предназначенной для питания гидравлического оборудования опрокидывающего механизма полуприцепа.

Гидроподъемник опрокидывающего механизма полуприцепа верхним концом крепят в специальной нише кузова, а нижним — к плите тяговой рамы.

5.5. Устойчивость автомобилей-самосвалов

Для автомобилей-самосвалов в отличие от автомобилей общего назначения дополнительно определяется поперечная устойчивость при их разгрузке. Расчет поперечной устойчивости производится при полностью поднятом груженом кузове. При этом устанавливается поперечный уклон, при котором возможна разгрузка автомобиля-самосвала назад без опрокидывания в поперечном направлении. Этот угол равен углу поперечной устойчивости. Между углом поперечной устойчивости против опрокидывания ϵ и коэффициентом поперечной устойчивости η_0 существует зависимость $\eta_0 = \operatorname{tg} \epsilon$, поэтому для единообразия расчетов разного типа автомобилей вместо ϵ определяют η_0 .

Расчетная схема автомобиля-самосвала с разгрузкой назад приведена на рис. 5.6. В этой схеме учитывается изменение расположения по высоте центров крена подвесок в результате подъема кузова. Кроме того, в расчет вводится податливость рамы на кручение (принятые обозначения те же, что и в параграфе 4.5). На конец рамы в точке O действует момент M_O инерционных сил и сил тяжести:

$$M_O = m_{нп}gh_{п}(\mu + \lambda_{рo}), \quad (5.2)$$

где $m_{нп}$ — масса кузова с грузом с учетом приведенных поддресоренных масс;

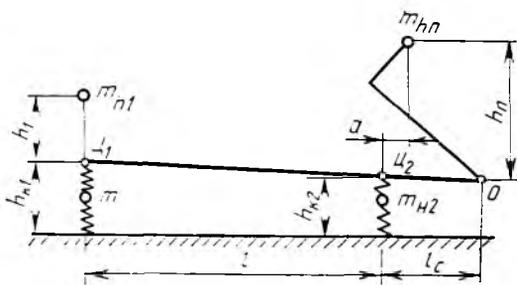


Рис. 5.7. Расчетная схема автомобиля-самосвала с разгрузкой сзади для определения поперечной устойчивости против опрокидывания

h_{hp} — высота центра массы m_{hp} над точкой O рамы; λ_{po} — угол крена рамы в сечении, соответствующем точке O .

Момент M_o может быть определен также из зависимости

$$M_o = jl_c(\lambda_{po} - \lambda_{p2}), \quad (5.3)$$

где j — угловая жесткость элемента рамы единичной длины; l_c — длина заднего свеса рамы; λ_{p2} — угол крена рамы в сечении заднего моста.

В сечении рамы, соответствующем точке C_1 , действует момент

$$M_1 = m_{h1}gh_1(\mu + \lambda_{p1}) + jl(\lambda_{p2} - \lambda_{p1}), \quad (5.4)$$

где λ_{p1} — крен рамы в зоне передней оси; l — длина рамы между передней и задней осями.

В сечении рамы, соответствующем точке C_2 , действует момент

$$M_2 = jl_c(\lambda_{po} - \lambda_{p2}) - jl(\lambda_{p2} - \lambda_{p1}). \quad (5.5)$$

Через подвеску на мосты передаются моменты

$$M_i = (0,5c_{pi}B_{pi}^2 + c_{ci})(\lambda_{pi} - \lambda_{oi}). \quad (5.6)$$

Это уравнение отличается от уравнения (4.18) тем, что в него для учета закрутки рамы введен крен рамы λ_{pi} под соответствующим мостом вместо одинакового крена рамы λ для разных мостов в уравнении (4.18).

Другие необходимые уравнения для расчета остаются такими же, как и для расчета автопоездов (4.19) — (4.21).

Уравнения (4.19) — (4.21), (5.2), (5.4) — (5.6) могут быть преобразованы в систему из пяти линейных уравнений, которая в матричной форме имеет вид, аналогичный формуле (4.22), в которой $x_1 = \lambda_{m1}$, $x_2 = \lambda_{m2}$, $x_3 = \lambda_{p1}$, $x_4 = \lambda_{p2}$, $x_5 = \lambda_{po}$, $x_6 = \mu$.

Далее методика расчета по определению η_0 остается такой же, как и в параграфе 4.5.

Угол поперечной устойчивости автомобиля-самосвала при поднятом грузе должен быть не менее 8° , что соответствует коэффициенту $\eta_0 \leq \text{tg } 8^\circ = 0,14$.

Расчет по приведенным формулам является приближенным. Для повышения точности расчета учитывают нелинейность характеристик поддресоривания.

При компоновке автомобиля-самосвала для повышения его поперечной устойчивости против опрокидывания необходимо стремиться к уменьшению высоты поднятого кузова h_{hp} относительно рамы (рис. 5.7).

Эффективным средством повышения поперечной устойчивости автомобилей-самосвалов при поднятом кузове является установка в задней подвеске стабилизатора поперечной устойчивости. При этом крепление стабилизатора к раме для повышения его эффективности должно производиться за задним мостом, а не перед ним.

Для карьерных автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности характерно применение гидropневматических подвесок, которые обеспечивают хорошую плавность автомобиля-самосвала, но при этом требуется тщательное исследование поперечной устойчивости автомобилей и при транспортном положении кузова. Учет в этом случае нелинейности характери-

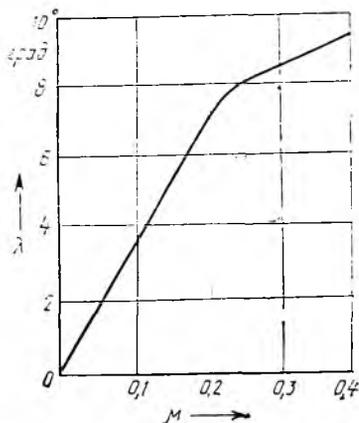


Рис. 5.8. Зависимость крена поддресоренной массы λ от удельной поперечной силы μ для автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности

стик гидропневматических подвесок является обязательным.

Для автомобилей с подвесками, имеющими цилиндры с противодействием, можно рекомендовать следующее:

1) зависимость кренов от удельной поперечной нагрузки должна лежать в области, расположенной ниже кривой (рис. 5.8);

2) коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания должен быть не менее 0,4.

Для автомобилей с подвесками, имеющими цилиндры без противодействия, угол крена поддресоренных масс при удельной поперечной силе $\mu = 0,3$ должен быть не более 7° , а коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания — не более 0,4.

5.6. Кузова автомобилей-самосвалов

Вместимость кузовов автомобилей-самосвалов определяется плотностью грузов, для перевозки которых они предназначены. В зависимости от

эксплуатационного назначения самосвалов (без учета насыпи) вместимость кузовов рассчитывают исходя из следующей плотности грузов: строительных — $1,35 \dots 1,75 \text{ т/м}^3$; сельскохозяйственных — $0,7 \dots 0,9 \text{ т/м}^3$; карьерных — $2 \dots 2,5 \text{ т/м}^3$.

К прочности кузовов строительных самосвалов предъявляются высокие требования. При разгрузке кузов самосвала подвергается изгибу и скручиванию, так как груз, как правило, не удается разместить равномерно по ширине кузова. Наиболее эффективными методами обеспечения достаточной прочности и жесткости кузова самосвала являются ограничение его длины и подбор рациональных сечений элементов кузова. Детали бортов и пола современных самосвальных кузовов выполняются из хорошо сваривающихся низколегированных сталей типа 09Г2, 14ГС, 16ГС. Широкое применение находят специальные гнутые профили с ребрами жесткости, используемые для бортов кузова. Пол кузова также делают из гнутых профилей. Дополнительную жесткость ему придают приваренные снизу коробчатые элементы усиления, в ряде конструкций являющиеся одновременно каналами, по которым проходят отработавшие газы, обогревающие кузов.

Универсальные кузова чаще всего имеют прямоугольную форму, вместимость их наибольшая. Способы открывания бортов кузова зависят прежде всего от его типа (по направлению разгрузки). У самосвалов небольшой грузоподъемности делают иногда откидным не только задний борт, но и боковые, а у самосвалов средней и большой грузоподъемности — только задний борт. При этом для открывания и закрывания бортов применяют устройства, которыми водитель управляет из кабины. Они имеют механические, пневматические, электрические

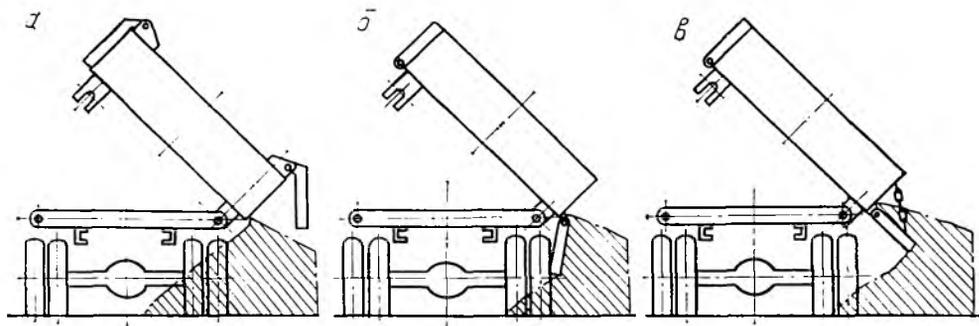


Рис. 5.9. Схемы размещения ссыпавшегося груза при боковой разгрузке автомобиля-самосвала: а — при верхнем шарнире бокового борта; б — при нижнем; в — при нижнем шарнире бокового борта, являющегося продолжением пола кузова

приводы или их комбинации. У большинства кузовов откидные борты выполняются на шарнирах, расположенных в верхней части бортов. Однако борты некоторых кузовов, особенно при боковой разгрузке, имеют нижние шарниры и при разгрузке кузова становятся продолжением его пола. Это позволяет удалятьсыпаемый груз от колес, облегчая выезд самосвала с места разгрузки (рис. 5.9).

Автомобили-самосвалы, предназначенные для перевозки преимущественно вне городов и дорог (в карьерах) сыпучих грузов с большим углом естественного откоса (сырой грунт, глина, уголь, известковый камень, руда, шлак), оборудуются кузовами ковшового типа, у которых задний борт отсутствует и поэтому задняя часть пола кузова приподнята в целях предотвращения ссыпания груза при его перевозке. Кузова таких конструкций применяются на самосвалах КамАЗ, КрАЗ, БелАЗ. Они устанавливаются непосредственно на раму автомобиля или на надрамник.

В первом случае продольные балки основания кузова выполняются с достаточно большим сечением и являются весьма жесткими. Это необходимо как для обеспечения достаточной

прочности и жесткости основания кузова, так и создания достаточного места между рамой и днищем кузова для размещения подъемного механизма опрокидывания кузовов. С целью смягчения ударов от кузова на раму автомобиля при его загрузке экскаватором и движении в тяжелых дорожных условиях между продольной балкой основания кузова и рамой устанавливают резиновые подушки или деревянные брусья. Опорные шарниры для опрокидывания кузова выполняют в виде двух кронштейнов, соединенных осью, один из которых крепится к кузову, а другой — непосредственно к лонжерону рамы. При заднем опрокидывании кузова и передней его части устанавливают направляющие, не допускающие поперечного сдвига кузова при движении автомобиля.

5.7. Опрокидывающие устройства кузовов автомобилей-самосвалов

Опрокидывающие устройства предназначаются для наклона кузовов самосвалов с целью их разгрузки. Наибольшее распространение получили автомобили-самосвалы с принудительным подъемом кузова при помощи гидравлических подъемных механиз-

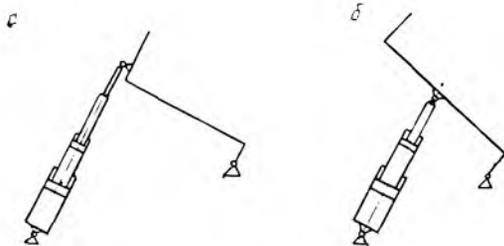


Рис. 5.10. Расположение подъемников опрокидывающих устройств автомобилей-самосвалов: а — перед кузовом (переднее расположение); б — под кузовом (нижнее расположение)

мов. Это объясняется преимуществом гидравлических подъемных механизмов перед другими (механическими, пневматическими, электромеханическими, электрогидравлическими). Гидравлические подъемные механизмы наиболее надежны, так как предохраняют трущиеся детали от изнашивания при их соприкосновении с маслом. При этом длительность подъема кузова опрокидывающими устройствами с гидравлическими подъемными механизмами минимальная и составляет 15...20 с. Достоинством таких механизмов является и то, что они легко монтируются на различных автотранспортных средствах — автомобилях, прицепах и полуприцепах.

В зависимости от места расположения на шасси подъемные механизмы опрокидывающихся устройств делятся на две группы (рис. 5.10): а) подъемники, расположенные перед кузовом (переднее расположение); б) подъемники, расположенные под кузовом (нижнее расположение).

Подъемники рекомендуется располагать под кузовом для автомобилей с кузовом длиной до 4000 мм, а при большей его длине — перед кузовом.

На прицепах преобладает нижнее, а на полуприцепах — переднее расположение силовых цилиндров. Выбор места установки силовых цилиндров

зависит также от направления разгрузки: при боковой и трехсторонней разгрузке применяют устройства с нижним расположением, а при односторонней (задней разгрузке) — как передним, так и нижним.

Подъемники, расположенные перед кузовом, выполняются телескопическими с количеством ступеней до 5, с суммарным ходом до 7 м. Применяются как телескопические (с меньшим количеством ступеней), так и поршневые подъемники, расположенные под кузовом. Поршневые цилиндры подъемников имеют ход до 0,6...0,7 м, при их установке, как правило, применяется дополнительный рычажный механизм, который обеспечивает подъем кузова на заданную высоту даже при малом ходе штока цилиндра. Кроме того, рычажный механизм исполняет роль стабилизатора. При поднятом кузове стабилизатор создает дополнительную связь кузова с рамой, препятствуя раскачиванию кузова.

При переднем расположении подъемников имеют место меньшие нагрузки, а следовательно, меньшие напряжения в элементах опрокидывающего устройства (при той же грузоподъемности самосвала), обеспечивается более легкая и дешевая конструкция, минимальная длина трубопроводов и универсальность, так как эти устройства можно устанавливать на транспортные средства и с короткой, и с длинной базой.

К недостаткам переднего расположения подъемников следует отнести более длительное опрокидывание кузова (при прочих равных условиях), сокращение полезной длины или вместимости кузова, так как часть его используется для размещения силовых цилиндров. Кроме того, при переднем расположении подъемника, особенно при длине кузова более 5,5 м, рекомендуется применять стабилизаторы

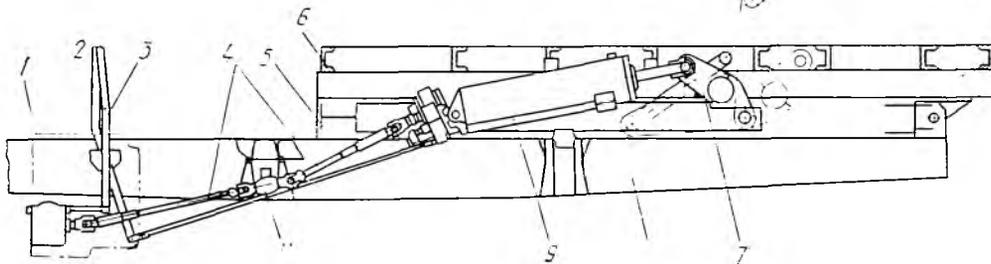


Рис. 5.11. Опрокидывающее устройство автомобиля-самосвала с гидроподъемником поршневого типа:

1 — коробка отбора мощности; 2 — рычаг управления краном масляного насоса; 3 — рычаг управления коробкой отбора мощности; 4 — карданные валы привода масляного насоса; 5 — надрамник; 6 — основание кузова; 7 — балансира; 8 — рама автомобиля; 9 — гидроцилиндр; 10 — масляный насос; 11 — промежуточная опора карданного вала

во избежание опрокидывания самосвалов и для разгрузки силовых цилиндров от изгибающих усилий. Необходимость в стабилизаторах обусловлена тем, что в процессе поднятия грузового кузова проекция центра тяжести самосвала на горизонтальную плоскость может быть с внешней стороны от заднего моста самосвала (при разгрузке назад) или от линии, соединяющей колеса вдоль одного борта автомобиля (при разгрузке набок). Самосвал оказывается в неустойчивом положении и может опрокинуться.

Преимуществами нижнего расположения подъемников являются сокращение периода времени, необходимого для полного опрокидывания кузова, возможность уменьшения потребного числа ступеней цилиндров, обеспечение более равномерного распределения напряжений в элементах кузова, чем при переднем расположении. Кроме того, изменяя местоположение цилиндров, можно получить необходимый угол опрокидывания кузова.

Недостатками нижнего расположе-

ния подъемников являются большая собственная масса и трудоемкость их изготовления при той же грузоподъемности, а также уменьшение дорожного просвета самосвала (во избежание последнего недостатка силовые цилиндры устанавливают под углом или параллельно основанию кузова).

В табл. 5.1 приведены основные технические данные отечественных автомобилей-самосвалов и их опрокидывающих устройств.

На рис. 5.11 показано опрокидывающее устройство автомобиля-самосвала с подъемником поршневого типа, расположенным под кузовом. Оно состоит из коробки отбора мощности, шестеренного насоса, обратного клапана, крана управления, цилиндра и системы рычагов (балансира), соединяющих штоки цилиндра с кузовом. Подача масла в цилиндр и возвращение его из цилиндра к насосу производится по системе трубопроводов и шлангов. Управление механизмом подъема кузова осуществляется двумя рычагами, находящимися в кабине.

Табл. 5.1. Основные технические показатели отечественных автомобилей-самосвалов и их опрокидывающих устройств

Показатели	ГАЗ-САЗ-53Б 4×2	САЗ-3502 4×2	ЗИЛ-ММЗ-4502 4×2	КамАЗ-55102 6×4	КамАЗ-5511 6×4	МАЗ-5549 4×2	МАЗ-5551 4×2	КрАЗ-256Б1 6×4	БелАЗ-549 4×2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Назначение	Для перевозки различных сельскохозяйственных грузов		Для перевозки сыпучих и навалочных грузов	Для перевозки сельскохозяйственных сыпучих строительных грузов	Для перевозки сыпучих и навалочных строительных грузов				Для перевозки горных пород	
Масса, кг: перевозимого груза полная	3 550 7 400	3 200 7 380	5 800 10 825	7 000 15 630	10 000 19 150	8 000 15 375	8 500 16 250	12 000 23 015	75 000 147 130	
Максимальная рость, км/ч	80		90	80		85		68	50	
Кузов: емкость, м ³ направление разгрузки	5/9* Трехсторонняя	4,25/6,7* Назад с предварительным подъемом	3,8/5,1* Назад	7,9/10,12* Трехсторонняя		7,2	5,1	5,5	6,0 Назад	35
Управление запорами борта	Ручное		Полуавтоматическое		Автоматическое			Без заднего борта		
Наибольшее рабочее давление в гидросистеме, кПа	7350...7840		7845	13 730		13 730		3500	11 000	
Продолжительность рабочего хода (подъема груженого кузова), с	20	30, с предварительным подъемом — 90	15	18	19	15		20	28	
Продолжительность холостого хода (опускания порожнего кузова), с	15	15, после предварительного подъема — 40	20	18		10		30	15	
Насос	НШ-32УЛ	Шестеренный		НШ-32УП		Шестеренный	Шестеренный	НШ-100-2 шестеренный		
Кран управления	Трехклапанный шариковый	Золотниковый двухпозиционный		Клапанный трехпозиционный		С плоским золотником трехпозиционный		Золотниковый трехпозиционный	Трехклапанный	
Силовой гидроцилиндр	Плунжерный		Телескопический					Двухпоршневой	Плунжерный телескопический	
Число ступеней (выдвижных звеньев)	4	4	4	5	3	3	3	—	4	
Наибольшее усилие при движении звеньев, кН	102,9	93,163	129,4	89,7	97	158	168	256	531,6	
Мощность, передаваемая коробкой отбора мощности, кВт		4,4	5,1	8,8		14,5	15,4	13,2	77,4	
* Самосвалы с надставленными бортами.										

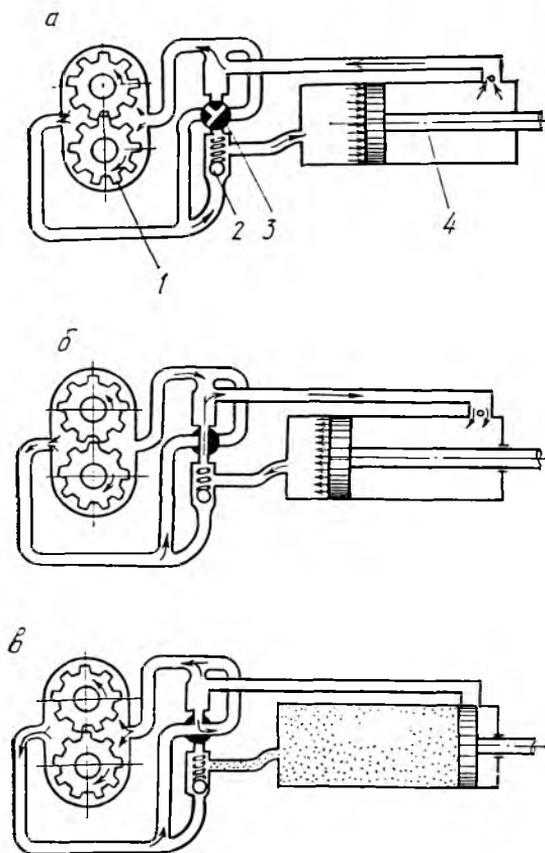


Рис. 5.12. Схема работы гидроподъемника опрокидывающего устройства автомобиля-самосвала:

а — подъем кузова; б — опускание кузова; в — положение «стоп» (удержание поднятого кузова)

Коробка отбора мощности — одноступенчатая, она крепится к картеру коробки передач. Привод к ней осуществляется от шестерни отбора мощности промежуточного вала коробки передач. Масляный насос гидроподъемника крепится к передней крышке цилиндра, а привод к нему осуществляется от коробки отбора мощности с помощью карданной передачи. Схема работы гидроподъемника показана на рис. 5.12.

Принципиальная схема опрокидывающего устройства автомобиля-самосвала с гидроподъемником телескопического типа показана на рис. 5.13.

Механизм подъема кузова автомобиля-самосвала состоит из коробки отбора мощности, масляного насоса, телескопического гидроцилиндра, клапана управления, пневмораспределительного крана и бака для рабочей жидкости. Привод насоса осуществляется от двигателя автомобиля с помощью коробки отбора мощности.

На автомобиле-самосвале, оборудованном кузовом универсального типа с задним бортом, установлен пневматический цилиндр управления запорам заднего борта. Цилиндр служит для автоматического открывания заднего борта при подъеме кузова и закрывания запоров после его опускания.

Механизмом подъема кузова производится его подъем, опускание, остановка в любом промежуточном положении, автоматическое ограничение угла подъема кузова, встряхивание его в конце подъема для лучшего сыпания груза и автоматическое ограничение подъема кузова при перегрузке автомобиля. Управление данным механизмом осуществляется с помощью пневмораспределительного крана, рукоятка которого расположена в кабине автомобиля на панели приборов.

Пневматическое управление механизмом подъема кузова и запорами заднего борта, осуществляемое с рабочего места водителя, обеспечивает легкость управления автомобилем при разгрузке и не требует выхода водителя из кабины для закрытия вручную запоров заднего борта.

Коробка отбора мощности (рис. 5.14) — одноступенчатая, крепится к картеру коробки передач с правой стороны.

Включение и выключение коробки отбора мощности производится с по-

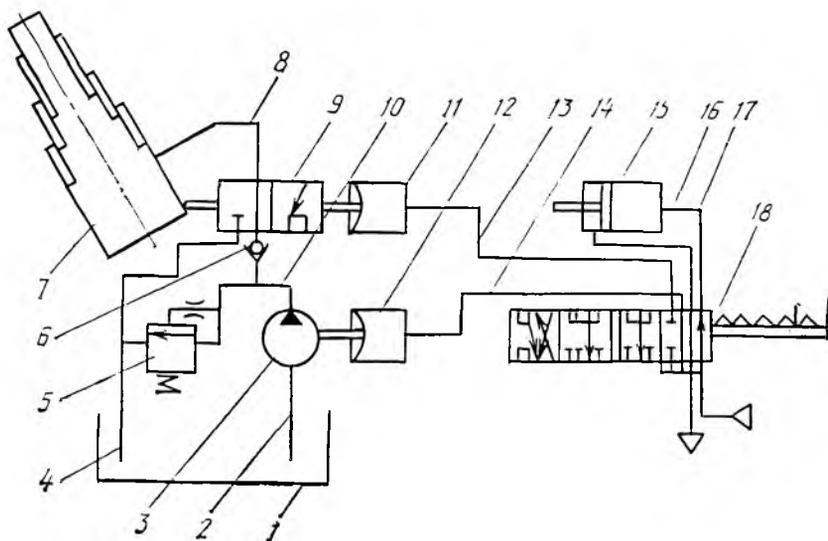


Рис. 5.13. Принципиальная схема опрокидывающего устройства автомобиля-самосвала с гидроподъемником телескопического типа:

1 — масляный бак; 2 — всасывающая магистраль; 3 — масляный насос; 4 — сливная магистраль; 5 — предохранительный клапан; 6 — обратный клапан; 7 — гидроцилиндр; 8, 10 — напорные магистрали; 9 — клапан управления; 11, 12 — пневматические камеры одностороннего действия; 13, 14, 16, 17 — пневматические линии управления; 15 — пневматический цилиндр управления запором заднего борта; 18 — кран пневмораспределительный

мощью пневматической камеры 15. В случае подачи воздуха из пневматической системы автомобиля в рабочую полость пневматической камеры диафрагмой сжимается возвратная пружина и шток перемещается в крайнее левое положение. При этом вилкой включения ведомой шестерни, установленной на резьбовом конце штока, вводятся в зацепление ведомая и промежуточная шестерни коробки.

При выпуске воздуха из пневматической камеры с помощью возвратной пружины диафрагма и шток с вилкой возвращаются в крайнее правое положение. Ведомая шестерня выходит из зацепления с промежуточной шестерней и перестает вращаться.

Для нагнетания рабочей жидкости в гидросистему механизма подъема кузова используется масляный

шестеренный насос высокого давления (рис. 5.15).

Особенностью насоса является применение в нем плавающих бронзовых втулок, с помощью которых при изнашивании рабочих торцов втулок и шестерен автоматически устраняется перетекание жидкости по торцам шестерен внутри насоса и обеспечивается высокий КПД насоса на протяжении длительного времени.

Перемещение плавающих втулок и автоматическое устранение зазора по торцам шестерен достигается воздействием на втулки 7 давления рабочей жидкости из камеры, соединенной с полостью нагнетания насоса. Уплотнение камеры осуществляется с помощью уплотнительного резинового кольца 1, расположенного на стыке крышки 11 и корпуса 12. Для разгрузки

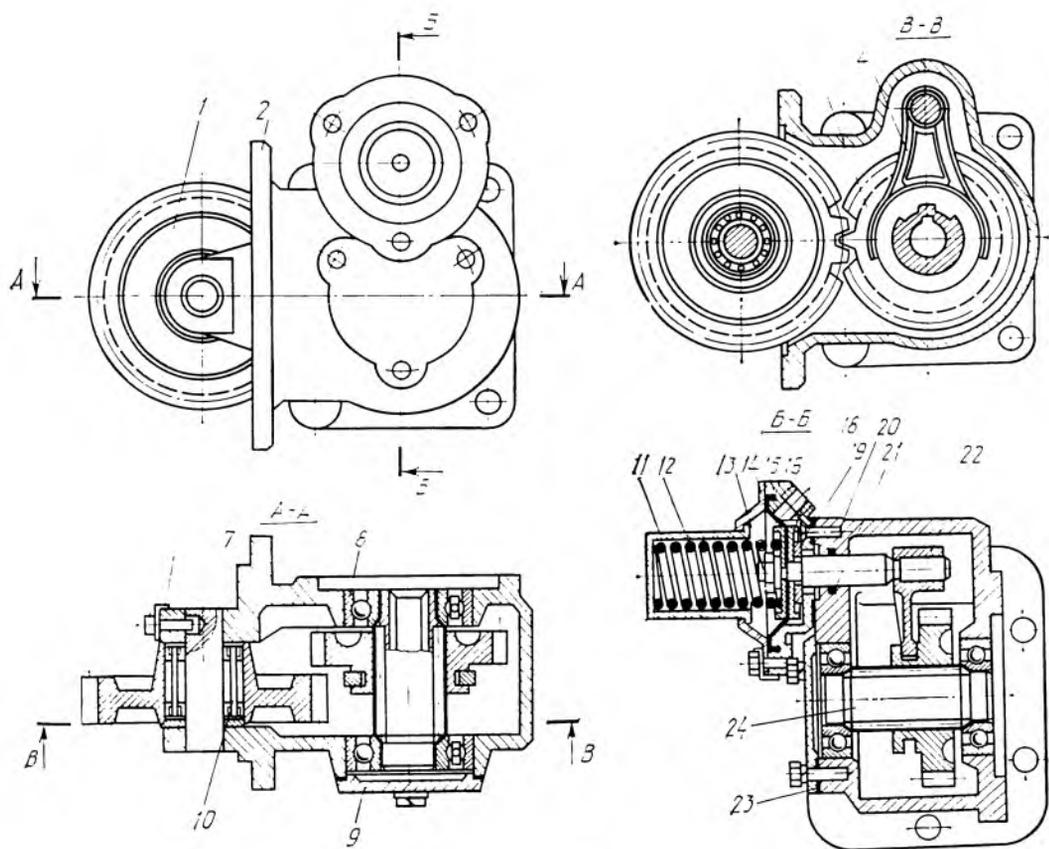


Рис. 5.14. Коробка отбора мощности:

1. 3 — шестерня соответственно промежуточная и ведомая; 2 — картер; 4 — вилка; 5 — болт стопорный; 6 — шайба замковая; 7 — ось; 8 — подшипник шариковый; 9, 14 — крышки; 10 — подшипник роликовый; 11 — стакан; 12 — пружина; 13 — гайка; 15 — пневмокамера; 16 — диафрагма; 17 — шайба; 18 — шайба упорная; 19, 23, 25 — прокладки; 20 — винт; 21 — кольцо уплотнительное; 22 — шток; 24 — вал

сальника 4 в месте его установки имеется дренажный канал, сообщающий камеру с полостью всасывания.

На автомобилях-самосвалах МАЗ применен телескопический трехзвенный гидроцилиндр (рис. 5.16), непосредственно воздействующий на кузов.

Гидроцилиндр механизма подъема кузова закреплен на раме автомобиля с помощью опоры-люльки, благодаря которой гидроцилиндр имеет возможность самоустанавливаться даже при

значительных перекосах рамы и кузова автомобиля.

Верхняя опора цилиндра в месте присоединения его к кузову имеет вид шарнира, что исключает возможность какого-либо защемления звеньев телескопического гидроцилиндра при подъеме или опускании кузова.

Гидроцилиндр механизма подъема кузова состоит из корпуса 26 и размещенных в нем трех выдвижных звеньев 27—29. Выдвижные звенья направ-

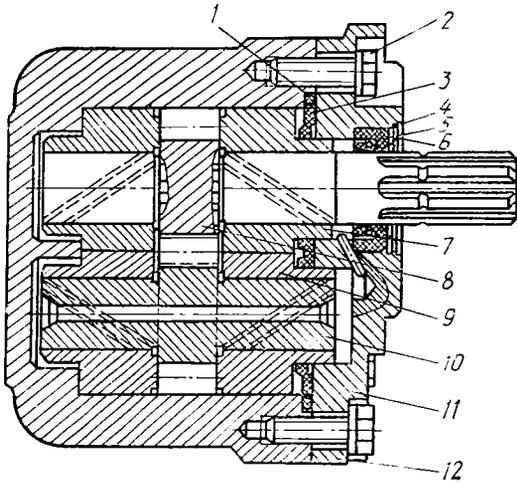


Рис. 5.15. Насос механизма подъема кузова:
 1, 5, 6 — кольцо соответственно уплотнительное, опорное, стопорное; 2 — болт; 3 — манжета; 4 — сальник; 7 — втулка правая; 8, 10 — шестерня соответственно ведущая и ведомая; 9 — втулка левая; 11 — крышка; 12 — корпус насоса

ляются верхними 3, 6, 13 и нижними полукольцами 31, 32, 35, а ограничение их хода — упорными кольцами круглого сечения 20, 23, 25, 34, 36. Таким образом, верхние направляющие кольца разгружены от осевых усилий.

Уплотнение выдвигаемых звеньев производится с помощью резиновых колец 15, 18, 22 круглого сечения, размещенных между верхними направляющими и опорными втулками 16, 19, 24. Резиновые кольца снабжены защитными шайбами 14, 17, 21. В верхних направляющих звеньев установлены резиновые грязесъемники 4, 7, 12.

Наружные поверхности выдвигаемых звеньев цилиндра подвергаются поверхностной закалке, покрываются твердым хромом и полируются, чем достигается высокая износостойкость их и уплотнений. При необходимости верхние и нижние направляющие звеньев могут быть легко заменены.

Клапан управления (рис. 5.17) служит для опускания кузова, ограничения угла его подъема, оста-

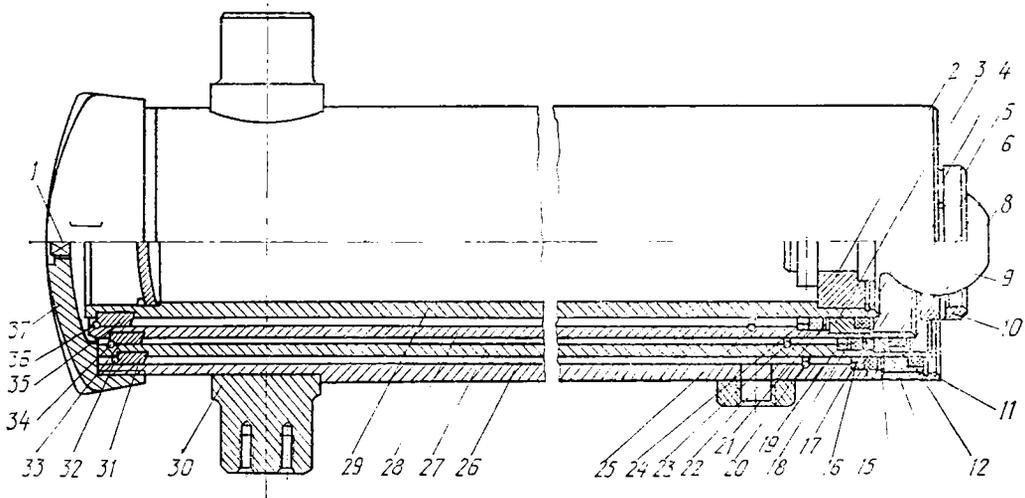


Рис. 5.16. Гидроцилиндр:

1 — пробка; 2 — переходник; 3, 6, 13 — направляющие верхние; 4, 7, 12 — грязесъемники; 5, 8, 11 — кольца стопорные; 9 — головка шаровая; 10 — гайка; 14, 17, 21 — шайбы; 15, 18, 22 — кольца; 16, 19, 24 — втулки; 20, 23, 25, 32, 34, 36 — кольца упорные; 26 — корпус; 27 — 29 — труба соответственно третья, вторая, первая; 30 — хомут нижней опоры; 31, 33, 35 — полукольца; 37 — днище

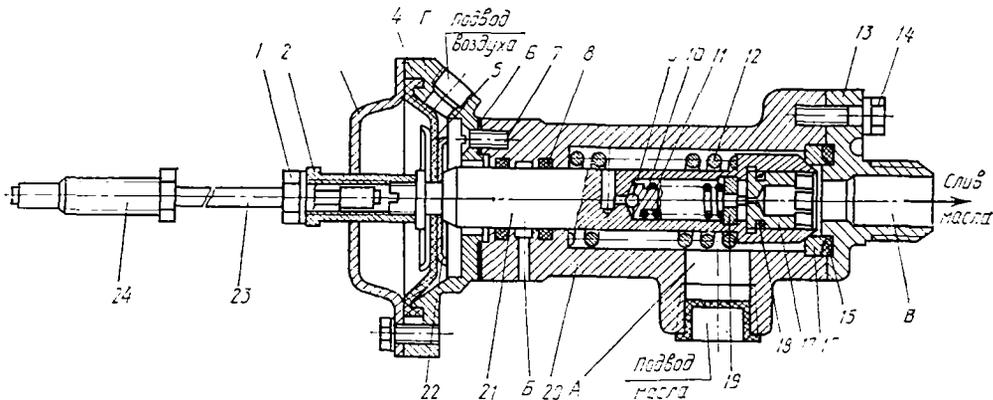


Рис. 5.17. Клапан управления:

1, 2 — гайки; 3 — крышка; 4 — корпус пневмокамеры; 5 — диафрагма; 6 — прокладка; 7 — винт; 8 — кольцо уплотнительное; 9 — шарик предохранительного устройства; 10 — опора шарика; 11, 12 — пружины; 13 — крышка; 14 — болт; 15 — кольцо уплотнительное; 16 — седло; 17 — золотник; 18 — кольцо уплотнительное золотника; 19 — пробка регулировочная; 20 — корпус; 21 — клапан; 22 — шайба; 23 — тросик; 24 — болт регулировочный

новки в промежуточном положении и встряхивания кузова в конце подъема. В клапане предусмотрено устройство, предохраняющее механизм подъема кузова от перегрузки.

Клапан управления устроен следующим образом. В чугунном корпусе 20 расположен клапан 21 с встроенным в него предохранительным устройством. В крышке 13 корпуса размещено седло 16, к которому клапан прижимается пружиной 12. Клапан 21 уплотнен двумя резиновыми кольцами 8, между которыми имеется дренажное отверстие Б. К торцу корпуса 20 винтами 7 закреплен корпус 4 пневматической камеры, с помощью которой осуществляется дистанционное управление клапаном из кабины водителя. В гайке 1 закреплен тросик 23, связывающий клапан с цилиндром гидроподъемника. Болтом 24 регулируется длина тросика.

Через отверстие А в корпусе клапан соединен с нагнетательной магистралью. К резьбовому отверстию В в крышке присоединена сливная магистраль. Через отверстие Г в корпусе 4

производится впуск воздуха. При закрытом положении клапана нагнетательная и сливная магистрали разобщены. В закрытом положении клапан поджимается к седлу 16 усилием возвратной пружины 12, а при подъеме кузова — дополнительно избыточным давлением масла.

Открытие клапана происходит при натяжении тросика 23 или воздействии сжатого воздуха на диафрагму 5 пневмокамеры.

В конструкции клапана предусмотрено специальное предохранительное устройство, состоящее из шарикового клапана 9 с опорой 10, удерживаемого в закрытом положении пружиной 11, и золотника 17, уплотняемого кольцом 18. С помощью пробки 19 на заводе производится регулировка натяжения пружины, обеспечивающей открытие клапана при заданном давлении в системе.

В случае перегрузки самосвала давление в системе превысит допустимое, предохранительный клапан откроется, пропустит масло под золотник 17, вследствие чего откроется кла-

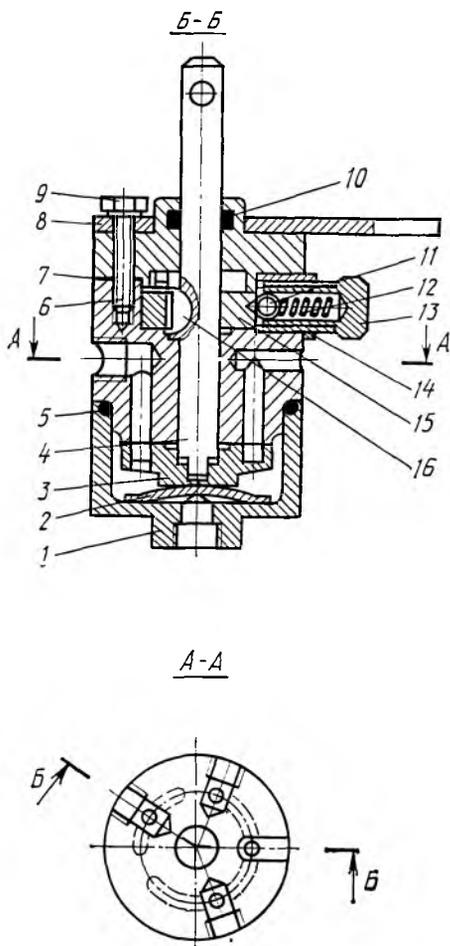


Рис. 5.18. Пневмораспределительный кран:

1 — крышка; 2 — пружина тарельчатая; 3 — золотник; 4 — шток; 5, 10 — кольца уплотнительные; 6 — болт; 7 — прокладка; 8 — кронштейн; 9 — шайба; 11 — шарик; 12 — пружина; 13 — корпус пружины; 14 — контргайка; 15 — диск фиксатора; 16 — шпонка

пан 21 и подъем кузова на полный угол не произойдет.

Пневмораспределительный кран (рис. 5.18) служит для дистанционного управления механизмом подъема кузова с помощью сжатого воздуха.

Пневмораспределительный кран состоит из корпуса, притертого к нему вращающегося плоского золотника 3, поджимаемого тарельчатой пружиной 2 и давлением подводимого через отверстие в крышке 1 сжатого воздуха, и фиксаторного устройства.

Фиксаторное устройство обеспечивает фиксацию золотника во всех рабочих положениях. Оно состоит из диска 15, неподвижно посаженного на штоке 4 с помощью шпонки 16, шарика 11, пружины 12, и корпуса пружины 13, контрящегося гайкой 14.

Пневмоцилиндр управления запорами заднего борта устанавливается на самосвал с универсальным кузовом, снабженным открывающимся задним бортом. Он состоит из корпуса, двух крышек (передней и задней) и поршня со штоком.

Цилиндр крепится шарнирно к поперечине под кузовом, его шток соединен рычагом с валом запоров борта. В крышках цилиндра имеются отверстия для подачи воздуха по одну или другую сторону поршня.

Масляный бак представляет сварной резервуар цилиндрической формы с горловиной для заливки масла и отверстием для слива масла из системы.

Заливная горловина закрывается резьбовой крышкой, в которой имеется отверстие, служащее для сообщения бака с атмосферой. Для предохранения от попадания через это отверстие внутрь бака грязи и пыли под крышкой устанавливается войлочная прокладка. Сливное отверстие закрывается пробкой с конической резьбой.

Забор масла из бака производится через вваренный в корпус патрубок, а слив его из сливной магистрали — через отверстие в крышке фильтра. Фильтр служит для очистки масла от посторонних примесей и металлических частиц, попадающих в масло при

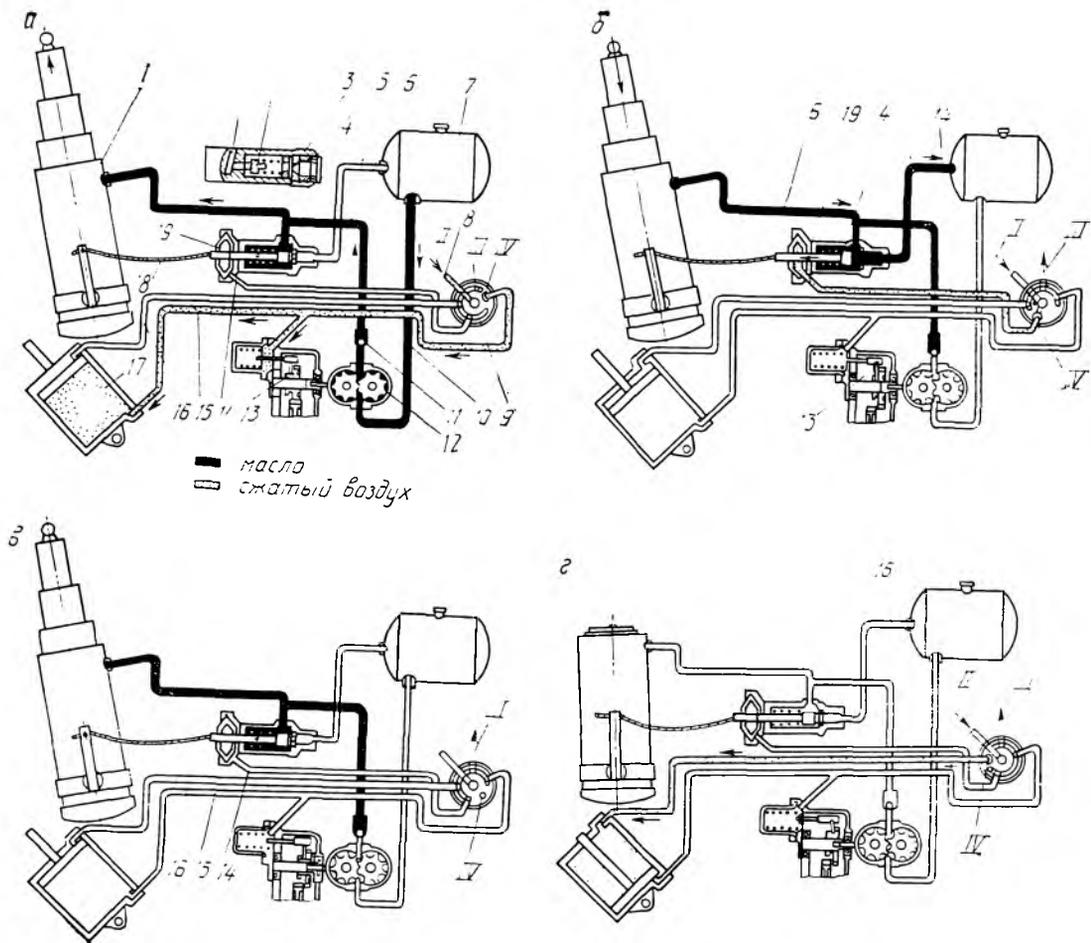


Рис. 5.19. Схема работы механизма подъема кузова:

а — подъем кузова; б — опускание кузова; в — положение «Стоп»; г — транспортное положение: 1 — гидроцилиндр; 2 — клапан предохранителя; 3 — золотник; 4 — клапан; 5, 6, 10 — маслопроводы; 7 — бак масляный; 8 — кран пневмораспределительный; 9 — канал соединительный; 11 — клапан обратный; 12 — насос масляный; 13 — коробка отбора мощности; 14—16 — воздухопроводы; 17 — пневмоцилиндр управления запорами заднего борта; 18 — тросик клапана управления; 19 — клапан управления; I — канал предохранительного устройства клапана управления; II — подвод воздуха к крану; III — канал вывода воздуха в атмосферу; IV — воздухоподводящее отверстие золотника

изнашивании деталей, особенно в период их приработки.

Фильтрация масла происходит при его прохождении через чечевицеобразные сетчатые элементы. При чрезмерном загрязнении элементов давление на сливе возрастает, вследствие чего

открывается клапан и масло сливается в бак, минуя фильтр. Для замера уровня масла в баке служит указатель уровня. Уровень масла должен быть между нижней и верхней метками измерителя.

Подъем кузова происходит следую-

щим образом. Рукоятка пневмораспределительного крана ставится в положение «Подъем» (рис. 5.19, а). При этом воздухоподводящее отверстие IV золотника располагается против канала в корпусе крана, с которым соединен воздухопровод 15, идущий к пневмокамере коробки отбора мощности 13 и далее к подпоршневой полости цилиндра 17 запоров борта.

Одновременно соединительным каналом 9 золотника соединяются каналы корпуса крана, к которым подсоединены остальные воздухопроводы, с атмосферой через канал III. Таким образом, воздух из пневмосистемы по воздухопроводу II поступает к крану и через кран — в пневмокамеру коробки отбора мощности и подпоршневую камеру бортового цилиндра, а воздух из надпоршневой камеры цилиндра уходит в атмосферу. При этом происходит включение насоса 12 и открывание запоров заднего борта. По всасывающему маслопроводу 10 масло из бака 7 подается насосом через обратный клапан 11 в гидроцилиндр 1 (по нагнетательному маслопроводу 6). Под давлением масла звенья гидроцилиндра последовательно выдвигаются, поднимая кузов.

По мере подъема кузова гидроцилиндр наклоняется, выбирая свободное провисание тросика 18 привода клапана, и при достижении предельного угла 50° наклона кузова тросиком открывается клапан 4. Подъем кузова прекращается.

При этом масло из цилиндра через перепускной клапан по сливному маслопроводу 5 начинает сливаться в бак, кузов опускается на некоторый угол и клапан закрывается, вследствие чего масло снова поступает в цилиндр и поднимает кузов (до следующего открывания клапана). Такое последовательное чередование открываний и закрываний клапана обеспечивает рез-

кое встряхивание кузова в конце подъема, что в значительной степени облегчает ссыпание груза.

Для опускания кузова рукоятка крана переводится в положение «Опускание» (рис. 5.19, б), при этом воздухоподводящее отверстие IV золотника находится напротив канала, с которым соединен воздухопровод 14, идущий к пневмокамере перепускного клапана 19. Одновременно пневмокамера коробки отбора мощности и обе полости бортового цилиндра соединяются краном с атмосферой, благодаря чему перепускной клапан открывается, насос выключается, а поршень бортового цилиндра остается в прежнем положении. При этом кузов под действием силы тяжести начинает опускаться, вытесняя масло из цилиндра через перепускной клапан и сливной маслопровод в бак.

Для остановки кузова в промежуточном положении в процессе его подъема или опускания рукоятка крана переводится в положение «Стоп» (рис. 5.19, в). При этом воздухоподводящее отверстие IV золотника располагается между каналами корпуса крана и, следовательно, воздух в воздухопроводы 14—16 не подается. При таком положении золотника все каналы в корпусе крана соединены с атмосферой, вследствие чего насос выключен, перепускной клапан закрыт, а запоры борта открыты. Слив масла из цилиндра в бак при этом невозможен, так как путь ему преграждают клапан управления и обратный клапан.

После опускания кузова рукоятка крана переводится в транспортное положение, при этом воздухоподводящее отверстие золотника располагается напротив канала в корпусе крана, соединенного с надпоршневой камерой бортового цилиндра, пропуская туда по воздухопроводу 16 сжатый воздух.

Поршень бортового цилиндра пере-

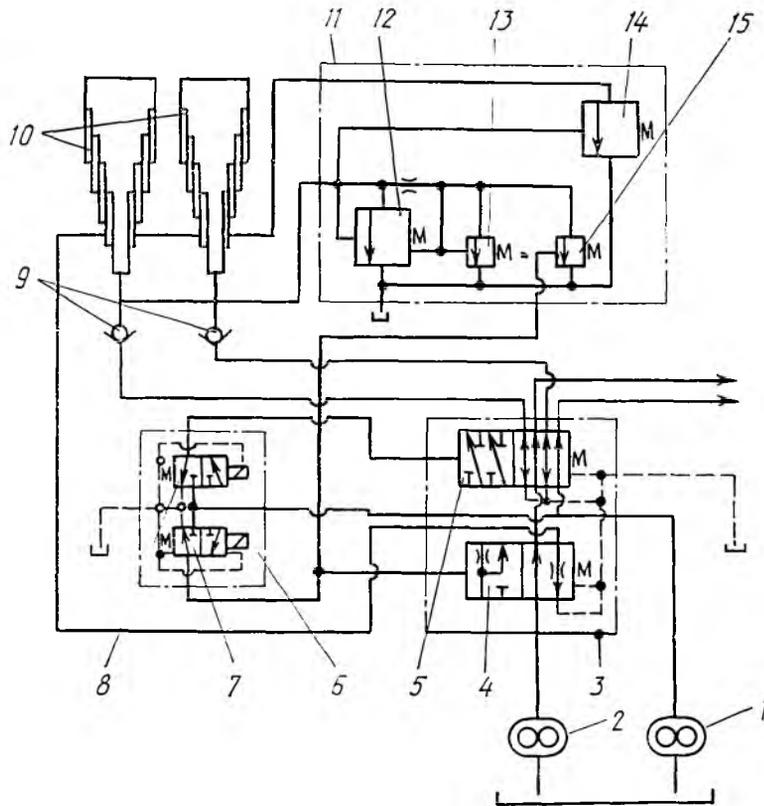


Рис. 5.20. Принципиальная гидравлическая схема подъемного механизма кузова автомобиля-самосвала особо большой грузоподъемности:

1, 2 — насосы; 3 — гидрораспределитель золотниковый; 4 — золотник опускания; 5 — золотник подъема; 6 — гидрораспределитель управления электромагнитный; 7 — пилот управления опусканием кузова; 8 — пилот управления подъемом кузова; 9 — клапаны обратные; 10 — гидроцилиндры; 11 — клапан управления; 12 — клапан переливной (клапан второго каскада); 13 — клапан предохранительный (клапан первого каскада); 14 — клапан торможения; 15 — клапан опускания

мещается и закрывает запоры цапф заднего борта. Одновременно пневмокамера клапана управления соединяется через клапан с атмосферой.

В случае перегрузки самосвала при подъеме кузова давление в гидросистеме возрастет выше допустимого, и масло через канал 1 предохранительного устройства (см. рис. 5.19, а) откроет клапан 2 и попадет в камеру под золотник 3, который, перемещаясь, открывает клапан управления 4. Давле-

ние в гидросистеме падает, и осуществить подъем кузова на полный угол невозможно до ликвидации перегрузки.

Оригинально выполнены опрокидывающие устройства сверхтяжелых автомобилей-самосвалов БелАЗ. В качестве примера рассмотрим опрокидывающий механизм 75-тонного автомобиля-самосвала БелАЗ-549. На этом автомобиле используется гидравлический опрокидывающий механизм с электрогидравлическим управлением,

которым обеспечиваются подъем и опускание кузова с возможностью останова его в любом положении в процессе подъема или опускания.

Опрокидывающий механизм состоит из двух шестеренных насосов НШ-100-2, двух четырехступенчатых телескопических гидроцилиндров, электромагнитного золотникового гидрораспределителя управления, клапана управления, золотникового гидрораспределителя, масляного бака и системы маслопроводов.

Принципиальная гидравлическая схема опрокидывающего механизма кузова автомобилей-самосвалов БелАЗ показана на рис. 5.20.

Опрокидывающий механизм управляется из кабины с помощью выключателя, расположенного на панели приборов. Выключатель имеет три положения: «Подъем», «Нейтраль» и «Опускание».

В нейтральном положении выключателя оба электромагнита распределителя 6 обесточены. Пилоты 8 и 7 управления подъемом и опусканием находятся под действием их пружин в крайнем правом положении (см. рис. 5.20). С помощью пилотов торцевые полости золотников 4 и 5 гидрораспределителя 3 сообщаются со сливной гидролинией. Золотник 5 подъема и золотник 4 опускания гидрораспределителя 3 под действием пружин находятся в крайнем левом положении, и рабочая жидкость, нагнетаемая насосами 1 и 2, подается в гидросистему рулевого управления: от насоса 1 через золотник 3 подъема, а от насоса 2 через золотник 4 опускания и золотник 5 подъема.

Напорные гидролинии гидрораспределителя 3 сообщены дренажными каналами со сливной гидролинией, что исключает самопроизвольный подъем кузова. Обратные клапаны 9 и переливной клапан 12 препятствуют выте-

канию рабочей жидкости из поршневых полостей гидроцилиндров и обеспечивают удерживание кузова в любом промежуточном положении.

Подъем кузова производится установкой выключателя в положение «Подъем», при этом якорь электромагнита подъема втягивается и перемещает пилот 8 гидрораспределителя 6 в крайнее левое положение. Рабочая жидкость при этом от насоса 1 по гидролинии управления через пилот 8 поступает в торцевую полость золотника 5 подъема и перемещает его в крайнее правое положение. Поток рабочей жидкости от обоих насосов поступает через обратные клапаны 9 в поршневые полости гидроцилиндров 10 и в полость клапана 11 управления. Гидроцилиндры 10 раздвигаются и поднимают кузов.

Опускание кузова производится установкой выключателя в положение «Опускание», при этом якорем электромагнита пилот 7 гидрораспределителя 6 управления перемещается в крайнее левое положение. Рабочая жидкость по гидролинии управления насоса 1 через пилот 7 поступает в торцевую полость золотника 4 опускания и в торцевую полость клапана 15 опускания.

Золотник 4 опускания перемещается в крайнее правое положение. Поток рабочей жидкости от насоса 2 подается в штоковые полости гидроцилиндров 10 и через дроссель, выполненный в золотнике 4, в гидросистему рулевого управления. Сопrotивление дросселя обеспечивает в штоковых полостях гидроцилиндров давление 2,5... 3 МПа, достаточное для принудительного опускания кузова. Одновременно открывается клапан 15, и полость за дросселем переливного клапана 12 сообщается со сливной гидролинией. Рабочая жидкость из поршневых полостей вытесняется в масляный бак.

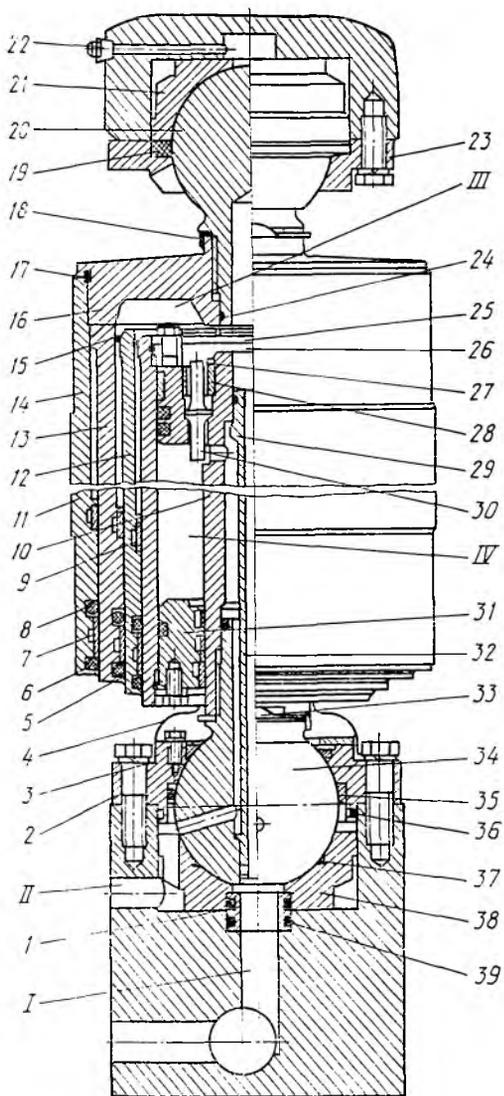


Рис. 5.21. Гидроцилиндр подъемного механизма автомобиля-самосвала особо большой грузоподъемности:

1 — втулка; 2, 23 — крышки верхней и нижней опор; 3, 8, 17, 19, 24, 36, 37, 39 — кольца уплотнительные; 4 — чехол; 5 — кольцо предохранительное; 6, 9 — кольца направляющие; 7 — кольцо защитное; 10 — шток; 11—13 — трубы внутренние; 14 — труба наружная; 15 — кольцо ограничительное; 16 — крышка цилиндра верхняя; 18, 33 — шайбы стопорные; 20 — головка цилиндра верхняя; 21 — подпятник верхней опоры; 22 — пресс-масленка; 25, 26 — кольца упорные; 27 — кольцо стопорное; 28 — гнездо клапана; 29 — трубка внутренняя; 30 — клапан; 31 — втулка; 32 — труба соединительная; 34 — головка цилиндра нижняя; 35 — манжета; 38 — подпятник нижней опоры; I — канал магистрали подъема; II — канал магистрали опускания; III — полость поршневая; IV — полость штоковая

пределитель предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости, подаваемой насосами.

Электромагнитным золотниковым гидрораспределителем управляется золотниковый гидрораспределитель и клапан опускания кузова.

Клапан управления опрокидывающим механизмом предназначен для автоматического управления процессами подъема, опускания кузова и остановки его в любом промежуточном положении.

Гидроцилиндры опрокидывающего механизма (рис. 5.21) телескопического типа, четырехступенчатые, состоят из четырех выдвижных труб 11—14, штока 10 с поршнем, крышки 16, верхней 20 и нижней 34 сферических головок, втулки 31 и внутренней трубки 29. Подвижные соединения выдвижных звеньев уплотняются резиновыми уплотнительными кольцами круглого сечения, фторопластовыми кольцами и грязесъемными резиновыми кольцами специального профиля. Направляющие кольца 6 и 9 для выдвижных звеньев выполнены из бронзы. Сферические шарниры являются опорами гидроцилиндров, они уплотнены резиновыми кольцами и манжетой.

Трубы гидроцилиндров при складывании перемещают кузов до нижнего транспортного положения. Для остановки кузова в любом промежуточном положении достаточно рукоятку выключателя установить в нейтральное положение.

Золотниковый гидрорас-

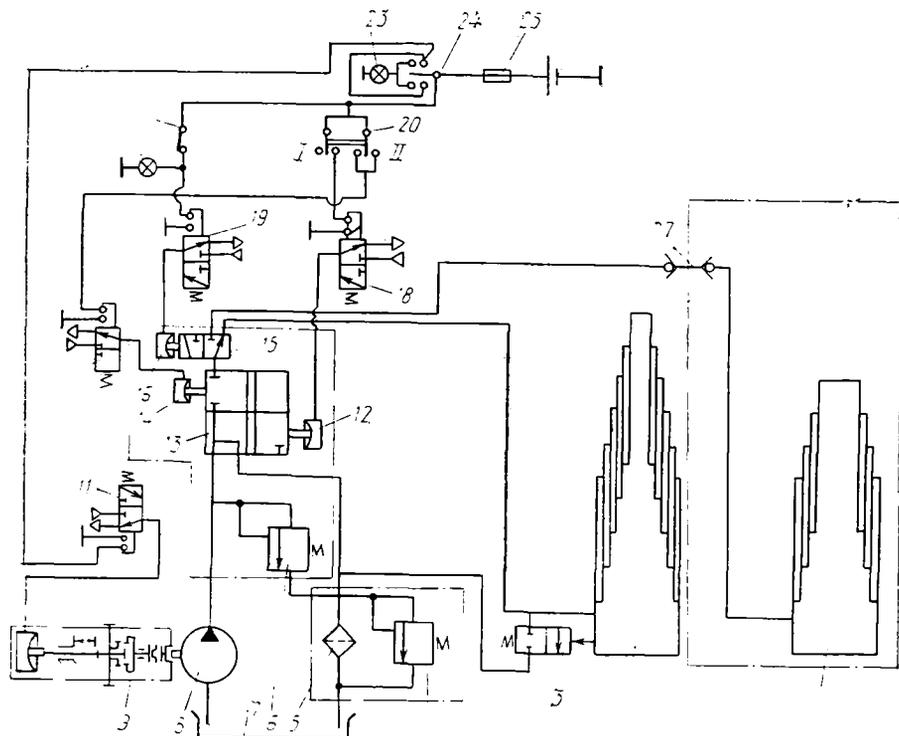


Рис. 5.22. Принципиальная схема опрокидывающего устройства самосвального автопоезда:

1, 2 — гидроцилиндр соответственно прицепа, тягача; 3 — ограничительный клапан; 4, 6 — предохранительный клапан соответственно фильтра, гидросистемы; 5 — фильтр; 7 — масляный бак; 8 — насос; 9 — коробка отбора мощности; 10, 12, 14, 16 — пневмокамеры; 11, 17—19 — электропневмоклапаны; 13 — кран управления; 15 — распределительный кран; 20 — переключатель механизма подъема кузова (I — опускание; II — подъем); 21 — контрольная лампа; 22 — переключатель распределителя гидросистемы на автомобиль или на прицеп; 23 — контрольная лампа включения коробки отбора мощности; 24 — выключатель коробки отбора мощности; 25 — предохранитель; 26 — источник тока напряжением 24 В; 27 — запорное устройство

В процессе подъема кузова выдвижение подвижных звеньев происходит последовательно. Рабочая жидкость через канал I и по внутренней трубке 29 поступает в поршневую полость III гидроцилиндра. Под давлением рабочей жидкости крышка 16 с жестко связанной наружной трубой 14 перемещается вверх и буртиком упирается в буртик трубы 13, которая также начинает выдвигаться. Затем последовательно выдвигаются третья и четвертая трубы. Когда четвертая труба 11 вместе с втулкой 31 полностью выдвигается,

втулка откроет перепускные клапаны 30 и поршневая и штоковая полости будут сообщены между собой. В этом положении рабочая жидкость, нагнетаемая насосами в гидроцилиндр, сливается в масляный бак.

Опускание кузова на первой ступени происходит принудительно. Рабочая жидкость под давлением подается в штоковую полость IV через канал II и каналы в нижней головке и штоке. Под давлением рабочей жидкости труба 11 вместе с втулкой 31 перемещается вниз до упора поршня в ограни-

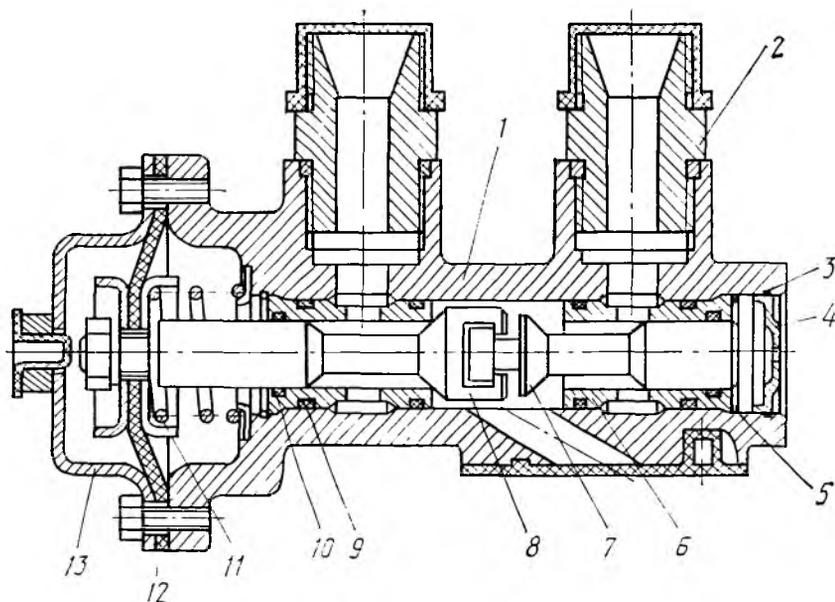


Рис. 5.23. Двухмагистральный гидравлический распределитель опрокидывающего устройства самосвального автопоезда:

1 — корпус; 2 — штуцер; 3, 5 — кольца стопорные; 4 — заглушка; 6 — седло; 7, 8 — клапаны; 9, 10 — к лща уплотнительные; 11 — пружина; 12 — диафрагма; 13 — крышка

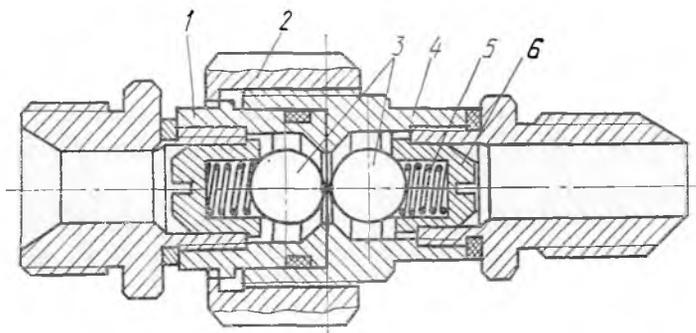


Рис. 5.24. Соединительная муфта:

1, 4 — корпуса; 2 — гайка; 3 — шарики; 5 — пружины; 6 — втулки

тельное кольцо. Дальнейшее складывание гидроцилиндра происходит под действием силы тяжести кузова.

Отличительной особенностью гидравлических опрокидывающих устройств автомобилей-самосвалов,

работающих с самосвальными прицепами, является дополнительное оборудование автомобилей гидравлическими распределителями, соединительными муфтами, нагнетательными и сливными магистралями питания при-

цепов (рис. 5. 22). На таких самосвалах применяются масляные насосы опрокидывающих устройств с повышенной подачей, масляные баки — увеличенной вместимости, распределительные краны — с большим числом управляющих положений. На самосвальных прицепах устанавливаются автономные гидроподъемники, унифицированные с гидроподъемниками автомобилей-самосвалов, питаемые и управляемые от них.

Устройство двухмагистрального гидравлического распределителя показано на рис. 5.23. В корпусе 1 с помощью стопорных колец 5 установлены седла 6, через которые проходят клапаны 7 и 8. Резьбовый конец клапана 8 с диафрагмой 12 входит в полость пневмокамеры, закрытой крышкой 13. Пружиной 11 клапан удерживается в крайнем левом положении. Масло через отверстие в корпусе распределителя проходит под клапаном 7 через седло, штуцер и попадает в магистраль гидроцилиндра самосвала. При подаче сжатого воздуха в полость пневмокамеры над диафрагмой клапан 8 перемещается вправо, магистраль гидроцилиндра автосамосвала перекрывается и масло начинает поступать через штуцер 2 в магистраль гидроцилиндра прицепа.

Соединение гидросистем автомобиля и прицепа производится при помощи запорного устройства, состоящего из двух соединительных муфт, установленных на нагнетательной и сливной магистралях гидросистем автомобиля и прицепа (рис. 5.24). Обе части муфт соединяются с помощью гайки 2. В соединенном положении муфт при наворачивании гайки шарики 3 сближаются, упираются друг в друга и, сжимая пружины 5, отходят от седел корпусов, освобождая проход для масла в обоих направлениях. При разъединении гидросистем каждый из шариков

поджимается усилием пружины 5 к своему седлу. Это позволяет соединить и разъединить гидравлические системы автомобиля самосвала и прицепа-самосвала.

5.8. Расчет опрокидывающих устройств автомобилей-самосвалов

Определение усилий в гидроподъемнике. Схема установки гидроподъемника наиболее распространенного телескопического типа показана на рис. 5.25.

Характерной особенностью установки гидроподъемников на автомобилях-самосвалах является применение шарнирных соединений гидроподъемников как с рамой (или надрамником), так и с кузовом.

Усилия в гидроподъемнике можно определить аналитическим методом. При этом рассчитывается усилие в гидроподъемнике для определенного угла φ подъема кузова (G — сила тяжести груженого кузова; F — усилие гидроподъемника). Для определения усилия в гидроподъемнике используем уравнение моментов всех сил, действующих на кузов, относительно оси вращения кузова точки O :

$$G(a+b)\cos\varphi - G(H+h)\sin\varphi - Fb\omega(\gamma-\varphi) - Fh\sin(\gamma-\varphi). \quad (5.7)$$

В этом уравнении не учтены моменты трения в обоих шарнирах гидроподъемника и в шарнирной опоре кузова на раме, так как трение в шарнирах незначительно, поскольку они смазываются.

Тогда

$$F = \frac{G(a+b)\cos\varphi - (H+h)\sin\varphi}{b\cos(\gamma-\varphi) + h\sin(\gamma-\varphi)}. \quad (5.8)$$

Из приведенного уравнения видно, что усилие на гидроподъемник при прочих равных условиях возрастает с уменьшением b , т. е. с приближением

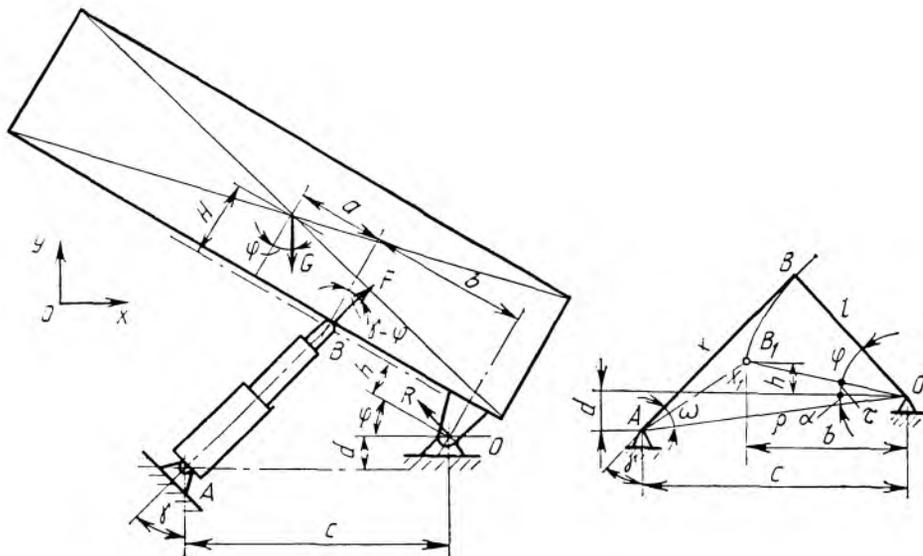


Рис. 5.25. Схема к расчету гидроподъемника телескопического типа автомобиля-самосвала

гидроподъемника к опоре, связывающей кузов с рамой, и с увеличением угла γ , т. е. наклона гидроподъемника (отклонения от вертикального положения).

Реакция опоры в точке O определяется при проецировании всех сил на оси координат X и Y :

$$R_x = -F \sin \gamma; \quad R_y = G - F \cos \gamma; \\ R = (R_x^2 + R_y^2)^{1/2}.$$

Связь между углами наклона гидроподъемника и наклона кузова определяется при исследовании кинематики опрокидывающего устройства.

Из кинематической схемы опрокидывающего устройства следует, что ход штока гидроподъемника

$$S = x - x_1,$$

где x — переменная длина гидроподъемника; x_1 — первоначальная длина гидроподъемника.

При этом шаровая опора связи што-

ка гидроподъемника из первоначального положения B_1 перемещается относительно опоры платформы (точки O) в промежуточное положение B при повороте кузова на угол φ по радиусу l .

Обозначим отрезок $\overline{AO} = \rho$ и $\overline{OB} = l$, тогда $\rho = (c^2 + d^2)^{1/2}$, $\operatorname{tg} \tau = h/b$, $\operatorname{tg} \alpha = d/c$, $l = (b^2 + h^2)^{1/2}$.

Из треугольника OAB следует, что

$$x = [l^2 + \rho^2 - 2l\rho \cos(\varphi + \alpha + \tau)]^{1/2},$$

а из треугольника OAB_1

$$x_1 = [l^2 + \rho^2 - 2l\rho \cos(\alpha + \tau)]^{1/2}$$

Таким образом,

$$S = [l^2 + \rho^2 - 2l\rho \cos(\varphi + \alpha + \tau) - 2l\rho \cos(\alpha + \tau)]^{1/2}. \quad (5.9)$$

Угол наклона гидроподъемника $\gamma = 90 - (\omega + \alpha)$, где $\cos \omega = (x^2 + \rho^2 - l^2) / (2x\rho)$.

Используя уравнения (5.8) и (5.9), можно графически представить зави-

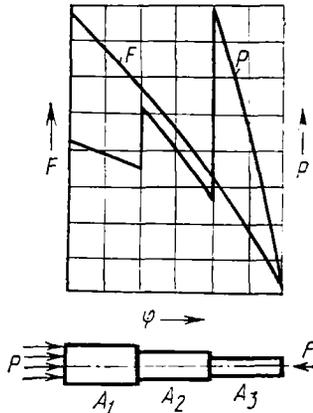


Рис. 5.26. Зависимость силы F , приложенной к штоку гидроподъемника телескопического типа, и давления масла p в цилиндре от угла β наклона кузова при разгрузке автомобиля-самосвала:

A_1, A_2, A_3 — площади выдвиг

симость усилия F и хода поршня S от угла наклона кузова φ . Обычно при расчете принимается условие подъема кузова с равномерно распределенным нессыпавшимся грузом.

Приведенный метод определения усилий гидроцилиндра и хода штока в зависимости от угла наклона кузова пригоден как для задней, так и боковой разгрузки кузова.

На рис. 5.26 показаны зависимость усилия F на телескопический гидроподъемник, давления масла в цилиндре p , хода штока гидроподъемника S от угла наклона кузова φ автомобиля-самосвала. Давление масла в поршневом цилиндре $p = F/A_{ц}$ ($A_{ц}$ — площадь сечения цилиндра). Изменение давления в таких цилиндрах происходит аналогично изменению усилия F . При подъеме кузова выдвигание звеньев телескопических цилиндров производится последовательно, начиная с труб большего диаметра до труб меньшего диаметра. Поэтому при каждом положении кузова давление масла в телескопическом гидроцилиндре $p_i = F/A_i$

(A_i — активная площадь i -го звена гидроподъемника). Таким образом, происходит скачкообразное изменение давления масла в цилиндрах гидроподъемника по мере вступления в работу каждого нового звена. Для предохранения гидроподъемника от перегрузки его расположение и размеры цилиндров рекомендуется подбирать таким образом, чтобы максимальные давления в гидроцилиндрах при выдвигании звеньев (пики давления) находились примерно на одном уровне.

Для подъемных устройств с простыми механизмами, действующими на кузов через рычажно-балансирный механизм, усилие на штоке и давление рабочей жидкости в цилиндре в зависимости от угла наклона кузова определяют из уравнения моментов относительно точки вращения кузова O_2 и точки вращения балансиров O_3 (рис. 5.27), пренебрегая трением в шарнирах и цилиндрах.

В рассматриваемом случае усилие на штоке F передается через рычаги балансира. Воздействующее на кузов усилие

$$F_1 = F(l_4/l_3). \quad (5.10)$$

Уравнение моментов относительно точки вращения кузова O_2 имеет вид

$$F_1 l_2 - G l_1 = 0.$$

Заменяя силу F_1 ее значением из выражения (5.10), получаем

$$F = G \frac{l_1 l_3}{l_2 l_4}. \quad (5.11)$$

Давление в цилиндрах $p = F/A$.

При определении усилий в гидросистемах опрокидывающих механизмов полуприцепов-самосвалов расчет производится для каждого положения кузова полуприцепа, соответствующего выдвинутому звеньям телескопического гидроцилиндра, в предположении, что груз не ссыпается при любом угле

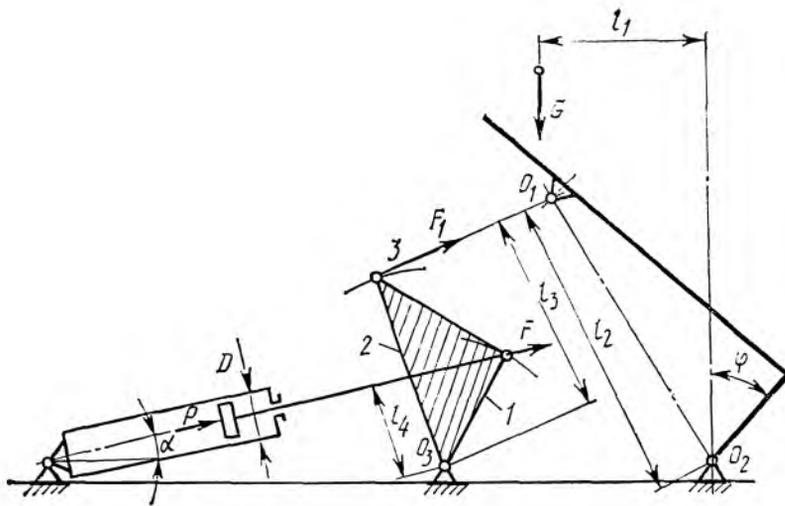


Рис. 5.27. Схема к расчету гидроподъемника с рычажно-баланси́рным механизмом автомобиля-самосвала:

1 — автомобиль; 2 — гидроцилиндр; 3 — рычаги баланси́ра

подъема кузова. Следует учитывать, что при подъеме кузова происходит сближение полуприцепа с тягачом за счет передвижения полуприцепа к неподвижно стоящему тягачу или тягача к неподвижно стоящему полуприцепу.

Расчетные схемы приведены на рис. 5.28 (положение I, II): F_x — усилие, с которым гидроподъемник действует на кузов; F_p — усилие, с которым автомобиль удерживает полуприцеп при подъеме кузова, действующее на тяговую рамку; G — сила тяжести груженого кузова; G_o — сила тяжести оси и колес полуприцепа; $F_f = fR_a$ — сила сопротивления перекачиванию полуприцепа; f — коэффициент сопротивления качению (принимают $f=0,2$ при качении по песчаной дороге); R_a — реакция дороги от нагрузки, передаваемой через колеса полуприцепа; a, b, c, h — плечи соответственно сил F_x, G_o, G, F_f относительно точки O ; γ — угол между силой F_x и вертикалью; β — угол между силой F_p и горизонталью.

Давление в гидросистеме $p = F_x/A_i$ (A_i — площадь поперечного сечения соответствующей выдвижной трубы гидроцилиндра).

Для определения F_x, F_p и R_a составляют систему уравнений, которая для положения I полуприцепа с поднятым кузовом будет иметь следующий вид:

$$\sum X = -F_x \sin \gamma + F_p \cos \beta + F_f = 0;$$

$$\sum Y = F_x \cos \gamma - F_p \sin \beta - G - G_o + R_a = 0;$$

$$\sum M_O = -F_x a - Gc - G_o b + F_f h + R_a b = 0.$$

Данная система уравнений решается с помощью определителей 3-го порядка:

$$F_x = D_{F_x}/D; \quad (5.12)$$

$$F_p = D_{F_p}/D; \quad (5.13)$$

$$R_a = D_{R_a}/D. \quad (5.14)$$

Аналогичные уравнения составля-

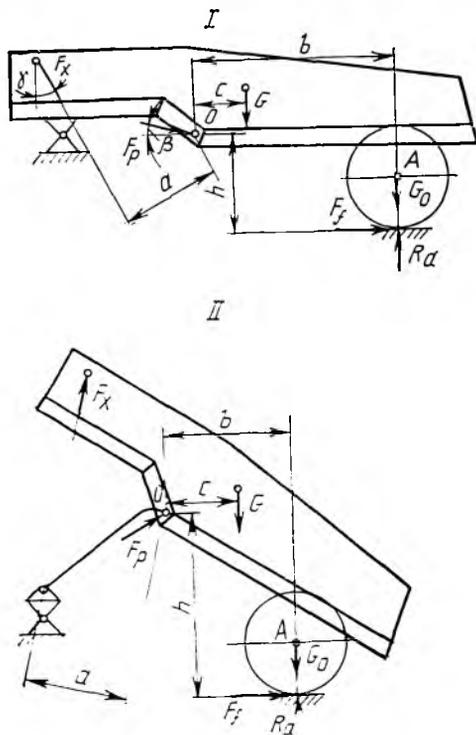


Рис. 5.28. Схема к расчету гидроподъемника телескопического типа полуприцепа-самосвала: I — положение при опущенном кузове; II — при поднятом

ются и решаются для других положений кузова полуприцепа-самосвала с подкатывающейся осью, соответствующих выдвинутым звеньям гидроподъемника.

Определение диаметров гидроцилиндров опрокидывающих устройств. Диаметры гидроцилиндров подъемных устройств с простыми механизмами при известных усилиях, действующих на шток, и давлениях рабочей жидкости в гидросистеме (см. рис. 5.27) находятся из выражения

$$A = \pi D^2 / 4 = F / p,$$

откуда

$$D = [4F / (\pi p)]^{1/2}, \quad (5.15)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра, мм; F — усилие, действующее на шток в начале подъема кузова, Н; p — максимальное давление рабочей жидкости в гидросистеме, МПа.

Толщина стенки гидроцилиндра

$$t = pD / (2[\sigma]), \quad (5.16)$$

где t — толщина стенки гидроцилиндра, мм; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в стенках гидроцилиндра, МПа; $[\sigma] = \sigma_n / n$.

Для цилиндра из стали 45 $\sigma_n = 360$ МПа. Коэффициент запаса прочности принимают $n = 2$.

Размеры диаметров выдвигных звеньев телескопических гидроцилиндров определяют, преобразуя известные выражения с учетом схемы гидроцилиндра (рис. 5.29) и принятых обозначений: e — межтрубный радиальный зазор, мм; t_i — толщина стенки i -го звена, мм; d_i — внутренний диаметр i -го звена, мм; D_i — наружный (активный) диаметр i -го звена, мм; A_i — площадь поперочного сечения i -го звена, мм²; A_k — площадь поперочного сечения корпуса гидроцилиндра, мм²; z — число звеньев гидроцилиндра.

Из приведенной схемы видно, что

$$\begin{aligned} d_i &= D_{i-1} + 2e; \\ D_i &= d_i + 2t_i, \end{aligned}$$

откуда

$$D_i = D_{i-1} + 2e + 2t_i.$$

Так как $t_i = pd_i / (2[\sigma])$, то $D_i = D_{i-1} + 2e + p(D_{i-1} + 2e) / [\sigma]$; $D_i = (D_{i-1} + 2e)(1 + p / [\sigma])$.

Примем $1 + p / [\sigma] = k$, тогда $D_i = (D_{i-1} + 2e)k$.

Следовательно,

$$\begin{aligned} D_2 &= (D_1 + 2e)k = D_1k + 2ek; \\ D_3 &= (D_2 + 2e)k = [(D_1 + 2e)k + 2e]k = \\ &= D_1k^2 + 2ek^2 + 2ek = D_1k^2 + 2e(k^2 + k), \end{aligned}$$

где D_1 — диаметр наименьшего (вы-

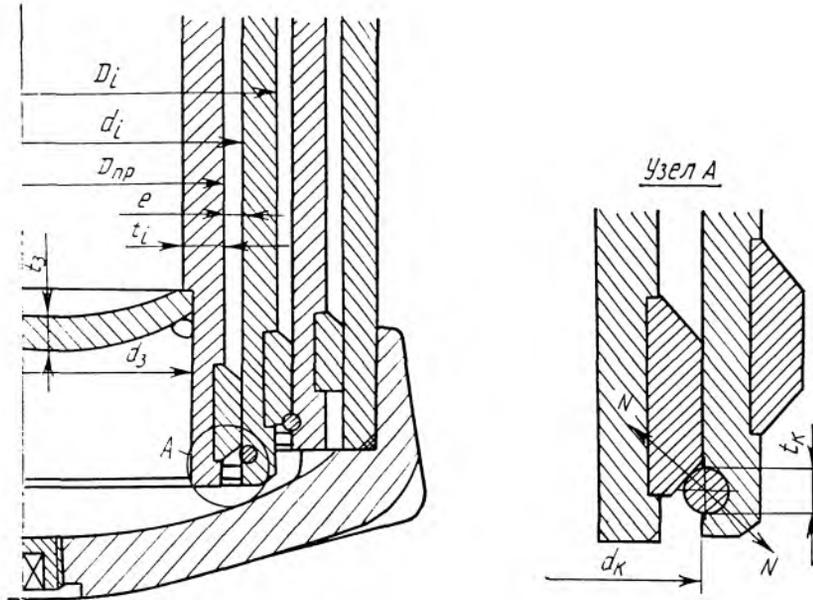


Рис. 5.29. Схема к расчету основных размеров деталей гидроподъемника телескопического типа

движного) звена, который находится из выражения $A = F/p$:

$$D_1 = [4F/(\pi p)]^{1/2} = 1,128 (F/p)^{1/2}.$$

Аналогично

$$D_3 = 1,128 (F/p)^{1/2} k^2 + 2e(k^2 + k);$$

$$D_4 = 1,128 (F/p)^{1/2} k^3 + 2e(k^3 + k^2 + k).$$

Таким образом,

$$D = 1,128 (F/p)^{1/2} k^{z-1} + 2e \sum_{a=i-1}^{a=1} k^{i-a}. \quad (5.17)$$

Полученное выражение позволяет определять диаметр любого выдвижного звена телескопического гидроцилиндра в зависимости от необходимого усилия при выдвижении звена наименьшего диаметра, реализуемого давления в гидросистеме и материала гидроцилиндра.

При проектировании телескопических гидроцилиндров рекомендуется принимать межтрубный радиальный зазор $e \approx 3,5$ мм.

После определения диаметров звеньев гидроцилиндров каждой ступени по приведенной методике их значения рекомендуется принимать из рядов диаметров, предусмотренных стандартами.

Рекомендуемые размеры гидроцилиндров для автомобилей-самосвалов, подсчитанные по указанной методике, приведены в табл. 5.2.

Для гидроподъемников большой длины, например, при их переднем расположении, или у сверхтяжелых автомобилей-самосвалов целесообразно рассчитывать деформацию стенок цилиндров в радиальном направлении, возникающую от давления рабочей

Табл 5.2. Рекомендуемые размеры цилиндров

Номинальное давление в гидросистеме, МПа	Наружный диаметр выдвижных звеньев D , мм, гидроцилиндров						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
10,0	80	94	109	126	144	164	185
12,5	71	86	103	122	142	165	190
14,0	67	83	101	120	142	167	194
16,0	63	80	98	119	142	169	199
20,0	56	74	95	119	147	179	217

жидкости. Эту деформацию определяют по формуле

$$\Delta d = d_{\text{вн}} \sigma_T / E,$$

где E — модуль упругости, принимаемый для стали равным $2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Допустимая деформация Δd стенок в радиальном направлении назначается по выбранной посадке сопрягаемых цилиндров из условия предотвращения их заклинивания: $\Delta d \leq \Delta d_{\text{мин}}$, где $\Delta d_{\text{мин}}$ — минимальный зазор в сопряжении.

Выдвижение всех ступеней гидроподъемника должно быть примерно одинаковым, поскольку такой гидроподъемник будет наиболее компактен.

Определение подачи масляного насоса опрокидывающего механизма. Исходными данными для этого являются наибольший рабочий объем гидроподъемника, соответствующий максимальному углу наклона поднятого кузова и заданное время его подъема. Для упрощения расчета принимается условие равномерной работы насоса (с постоянной частотой вращения вала).

Максимальный рабочий объем гидроподъемника

$$V_{\text{max}} = \sum_{i=1}^z A_i S_i, \quad (5.18)$$

где z — число звеньев гидроподъемника; A_i — рабочая площадь i -го цилиндра, м^2 ; S_i — рабочий ход i -го цилиндра, м.

Теоретическая объемная подача насоса

$$Q_T = V_{\text{max}} / (\eta_n t), \quad (5.19)$$

где η_n — объемный КПД масляного насоса (для шестеренных насосов $\eta_n = 0,9$); t — продолжительность подъема кузова (обычно принимается 15...20 с).

Масляный насос выбирается с несколько большей (на 5...10 %) подачей в связи с неравномерностью частоты вращения его вала. Используя формулу (5.19), можно определить и скорость выдвижения отдельных звеньев цилиндров гидроподъемника, принимая подачу масляного насоса постоянной и подставляя в указанную формулу рабочий объем цилиндра выдвигаемого звена.

Мощность, потребляемая масляным насосом,

$$P = Q_T p / \eta_m, \quad (5.20)$$

где p — давление масла при выходе из масляного насоса, КПа; η_m — механический КПД коробки отбора мощности и масляного насоса.

Определение вместимости масляного бака гидросистемы и сечений трубопроводов. Необходимая вместимость масляного бака гидросистемы

$$V_B = 1,5 (V_{\text{max}} + V_T), \quad (5.21)$$

где V_T — вместимость трубопроводов, шлангов, насоса и вспомогательных агрегатов гидросистемы.

Вместимость масляного бака должна превышать полную вместимость гидросистемы не менее чем в полтора раза для компенсации утечек рабочей жидкости и сохранения в баке определенного уровня жидкости над отверстиями подводящих и отводящих трубопроводов, исключения возможности вспенивания масла и смешения его с воздухом. Внутренний диаметр трубопроводов гидросистемы опрокидывающего механизма определяют из условий того, чтобы движение рабочей

жидкости было ламинарным. Такое условие обеспечивается при числе Рейнольдса (Re), не превышающем 2200...2300, а при большем числе Рейнольдса происходит турбулентное движение жидкости.

Для жидкости, движущейся в металлических трубопроводах круглого сечения,

$$Re = du/\nu,$$

где d — внутренний диаметр трубопровода, м; u — средняя скорость движения жидкости, м/с; ν — кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

Металлические нагнетательные трубопроводы высокого давления рассчитывают по формуле

$$pR/\delta \leq [\sigma],$$

где p — максимальное давление в трубопроводе (соответствует давлению, на которое отрегулирован предохранительный клапан гидроподъемника), МПа; R — средний радиус трубы; δ — толщина стенки трубы.

Обычно для трубопроводов из стали принимают допустимое напряжение не более 40...60 МПа, а из латуни — не более 25 МПа.

Шланги высокого давления изготавливаются с использованием резиновых рукавов высокого давления с металлическими оплетками.

Проверочный расчет на прочность деталей цилиндров гидроподъемника опрокидывающего механизма автомобиля-самосвала (см. рис. 27). Прочность труб цилиндров гидроподъемника проверяют по напряжению в его стенках от сил внутреннего давления жидкости по формуле

$$\sigma = (D^2 + d^2) \cdot p / (D^2 - d^2), \quad (5.22)$$

где D , d — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы.

Проверка напряжений производится во всех выдвинутых и неподвижных трубах гидроподъемника.

В качестве материала трубы применяют стали марок сталь 35 или сталь 45 с пределом текучести соответственно $\sigma_T = 320$ МПа и 360 МПа, коэффициент запаса прочности $n = 2$. Условием достаточной прочности трубы является обеспечение условия $\sigma \leq [\sigma] = \sigma_T/n$.

Для сферической заглушки первой трубы выполняется проверка напряжений, возникающих под действием давления рабочей жидкости, по формуле

$$\sigma = pd_3 / (4h_3), \quad (5.23)$$

где d_3 — диаметр заглушки; h_3 — толщина заглушки.

Упорные кольца проверяются на срез при наибольших нагрузках, соответствующих максимальному давлению рабочей жидкости:

$$\tau_{ср} = \frac{p(A - A_{пр})}{(\pi d_k - \omega) h_k}, \quad (5.24)$$

где A — активная площадь соответствующего выдвинутого звена: $A = \pi D^2/4$; D — диаметр трубы, в которой установлено кольцо; $A_{пр}$ — активная площадь сечения предыдущего выдвинутого звена: $A_{пр} = \pi D_{пр}^2/4$; $D_{пр}$ — диаметр предыдущей трубы; d_k — диаметр окружности проверяемого упорного кольца; h_k — толщина кольца (диаметр ее проволоки); ω — размер замка (просвета) в упорном кольце.

В качестве материала упорного кольца применяется сталь 65Г, термообработанная до твердости 42...46 НRC₃; $[\tau_{ср}] = 0,6[\sigma_p]$, где временное сопротивление на растяжение для материала упорных колец $[\sigma_p] = 1400...1650$ МПа. Коэффициент запаса прочности $n = 2$.

Условием достаточной прочности является обеспечение соотношения $\tau_{ср} \leq [\tau_{ср}] = 0,6[\sigma_p]/n$.

Канавки под упорные кольца (см. рис. 5.28) проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = N/A_{см},$$

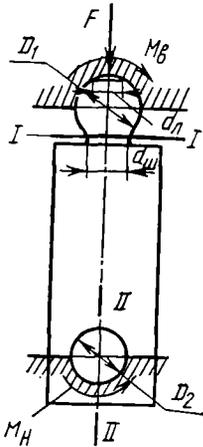


Рис. 5.30. Схема к расчету опор гидropодъемника телескопического типа

где N — сила, нормальная к поверхности смятия; $A_{см}$ — приближенная площадь смятия (по хорде).

Наибольшая нагрузка, действующая на упорное кольцо при давлении в гидроцилиндре p_{max} , определяется из выражения $F = p_{max}(A - A_1)$, где $A - A_1 = \pi(D^2 - D_{пр}^2)/4$ — разность площадей сечений трубы, в которую установлено кольцо, и предыдущий.

Тогда

$$N = F \cos 45^\circ = p_{max}(A - A_1) \cos 45^\circ = p_{max} \frac{\pi}{4} (D^2 - D_{пр}^2) \cos 45^\circ$$

Площадь смятия

$$A_{см} = (\pi d_k - w) h_k \cos 45^\circ.$$

Таким образом,

$$\sigma_{см} = p_{max} \frac{\pi}{4} \frac{D^2 - D_{пр}^2}{(\pi d_k - w) h_k}. \quad (5.25)$$

Условие прочности $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$.

При расчете верхней опоры шейки верхней шаровой опоры (рис. 5.30) проверяют на изгиб и сжатие, а рабочую поверхность — на смятие.

Момент в сечении I—II шейки в результате трения в верхней M_b и ниж-

ней M_n опорах (на двух цапфах):

$$M_{изг} = M_b + 2M_n = FfD_1/2 + FfD_2/2 = Ff(D_1 + D_2)/2,$$

где F — наибольшая нагрузка на гидropодъемник; f — коэффициент трения (для закаленных стальных деталей при периодическом смазывании принимается 0,05); D_1, D_2 — диаметры соответственно верхней и нижней опор.

Наибольшее напряжение в сечении I—I (диаметр шейки обозначен $d_{ш}$):

$$\sigma_{изг} = M_{изг}/W = M_{изг}/(0,1d_{ш}^3).$$

Напряжение сжатия в сечении I—I

$$\sigma_{сж} = F/A_{ш} = 4F/(\pi d_{ш}^2).$$

Суммарное напряжение в сечении I—I от изгиба и сжатия

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{5Ff(D_1 + D_2)}{d_{ш}^3} + \frac{4F}{\pi d_{ш}^2}.$$

Для обеспечения прочности опор:

$$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma] = \sigma_r/n.$$

Для стали марки сталь 45, из которой изготовлены опоры, $\sigma_r = 360$ МПа, запас прочности n принимают около 2.

Рабочая поверхность шаровой опоры проверяется на смятие по формуле

$$q = F/A_1,$$

где A_1 — площадь, равная проекции поверхности шаровой опоры на плоскость, перпендикулярную к действию нагрузки. Обозначим

$$A_1 = \frac{\pi(D_1^2 - d_{л}^2)}{4}; \quad q = \frac{4F}{\pi(D_1^2 - d_{л}^2)},$$

где D_1 — диаметр сферы, а $d_{л}$ — диаметр лыски.

Нижние опоры (цапфы) гидроцилиндра проверяются на смятие по формуле $q = F/(2D_2l)$, где l — длина цапфы нижней опоры.

Напряжение смятия верхней и нижних опор не должно превышать 50 МПа.

6 АВТОПОЕЗДА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ДЛИННОМЕРНЫХ, ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ГРУЗОВ И СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

6.1. Классификация

Потребности народного хозяйства в перевозках длинномерных, тяжеловесных грузов и строительных конструкций обусловлены индустриализацией строительства, совершенствованием технологии строительного производства, лесоразработок и сооружения газопроводов с применением крупногабаритных и тяжеловесных конструкций.

В зависимости от назначения различают автопоезда для перевозки лесоматериалов, металлопроката, труб, железобетонных изделий, тяжелых неделимых грузов.

Номенклатура перевозимых ими грузов весьма разнообразна. Так, лесовозные автопоезда некоторых типов предназначены для транспортировки леса в хлыстах по лесовозным дорогам и дорогам общей сети с так называемых «верхних» складов на «нижние». На вывозке леса автопоезда эксплуатируются также на зимниках и лежневых дорогах. Длина перевозимых хлыстов достигает 30...32 м. Лесовозные автопоезда других типов используются для перевозки пиломатериалов в сортаментах длиной 2...6 м от «нижних» складов или лесоскладов к потребителям пиломатериалов, а щеповозы доставляют щепу с мест переработки древесины к предприятиям деревообрабатывающей и мебельной промышленности. Автопоезда для перевозки металла

приспособлены для транспортировки различных видов длинномерного сортового металлопроката от крупных металлбаз до складов потребителей — промышленных предприятий, строительных и других организаций.

Автопоезда для перевозки труб делаются на трубовозы (для перевозки труб длиной до 12 м) и трубплетевозы (для перевозки труб и их секций, сваренных из двух или трех труб, длиной до 36 м). Такие автопоезда используются главным образом в местах сооружений магистральных газо- и нефтепроводов в различных регионах страны как на дорогах общей сети, так и вне дорог вдоль сооружаемых трасс, и как и лесовозные автопоезда, зачастую эксплуатируются на зимниках и лежневых дорогах.

Автопоезда для перевозки железобетонных изделий используются для транспортировки различных строительных конструкций (готовых стеновых и перегородочных панелей, плит перекрытий, ферм и др.) с заводов железобетонных изделий на строительные площадки. В зависимости от типа перевозимых строительных конструкций применяются различные панеле- и фермовозы.

Автопоезда для перевозки тяжелых неделимых грузов приспособлены для перевозки крупногабаритных и тяжелых машин, станков, энергетического оборудования, больших емкостей и

других грузов, транспортировка которых не может осуществляться автотранспортными средствами общего назначения. В состав таких автопоездов входят как тягачи с прицепами, так и седельные тягачи с полуприцепами.

Характерной особенностью большинства видов рассматриваемых автотранспортных средств является опирание перевозимого груза на коники, расположенные на тяговом автомобиле и прицепе, а в ряде типов таких автопоездов перевозимый груз является связующим звеном автопоезда.

Условия эксплуатации автопоездов для перевозки длинномерных тяжеловесных грузов требуют обеспечения их хорошей проходимости и маневренности, высоких тягово-динамических качеств, приспособленности к использованию в различных климатических условиях.

Указанные требования в свою очередь обеспечиваются созданием полноприводных автомобилей, использованием широкопрофильных и арочных шин, прицепов с активными осями, специальных устройств для управления колесами прицепов-ропусков или многосных полуприцепов, эффективных подогревателей двигателей и отопителей кабин.

6.2. Автопоезда для перевозки лесоматериалов

Схемы и технические характеристики лесовозных поездов. Более 40 % всех лесных угодий в СССР и свыше 70 % лесов Сибири и Дальнего Востока находятся в горной местности. В Европейской части страны лесоразработки ведутся главным образом на равнинной местности с низкой несущей способностью лесовозных дорог, за исключением лесоразработок в Карпатах, на Кавказе и Урале.

Около 80 % общего объема заго-

товляемой древесины вывозится с лесосек автомобильными автопоездами.

Наиболее распространенными автотранспортными средствами, используемыми в лесозаготовительной промышленности, являются специализированные лесовозные автомобили повышенной проходимости Минского и Кременчугского автозавода, а также автомобиля Уральского автозавода и Московского автозавода имени И. А. Лихачева с соответствующими по грузоподъемности прицепами-ропусками (табл. 6.1).

В зависимости от объема вывозки леса и типа лесовозных дорог в нашей стране применяются лесовозные автопоезда различных типов. Например, автопоезда на базе автомобилей ЗИЛ и Урал используются там, где заготовка ведется в небольших объемах, а вывозка леса нередко осуществляется с выходом на дороги общей сети.

Автопоезда на базе автомобилей МАЗ используются в лесозаготовительных районах Европейской части страны, Урала и частично Сибири.

Автопоезда на базе автомобилей КраЗ используются в лесозаготовительных районах Сибири, Дальнего Востока и частично Урала.

Лесовозные автопоезда состоят из автомобиля-тягача, имеющего поворотный коник, на который опирается передний конец пакета бревен или хлыстов, и прицепа-ропуски, на поворотный коник которого опирается задний конец пакета леса.

Возможные схемы лесовозных автопоездов приведены на рис. 6.1, основными из которых являются показанные на рис. 6.1, а, б, д.

Если позволяют дорожные условия (хорошее качество дорожного покрытия и небольшие уклоны), могут быть использованы автопоезда в составе седельного тягача, полуприцепа и ропуска (рис. 6.1, в, г, е). Такие автопо-

Табл. 6.1. Технические характеристики лесовозных автопоездов

Характеристика	ЗИЛ-131+ ТМЗ-802	МАЗ-509А+ ТМЗ-803	МАЗ-5434+ ГКБ-9383	Урал-4320+ ТМЗ-9851	КРАЗ-260Л+ 2Р-20	КРАЗ-6437+ ГКБ-9871	КНВФ-12Т*+ 2Р-20
Мощность двигателя, кВт	110,4	132,5	176,6	154,6	220,6	235,0	220,8
Грузоподъемность, т автопоезда	10,5	17,0	20,9	15,0	29,0	30,5	27,0
автомобиля	3,5	5,5	6,9	6,5	9,2	14,5	12,0
прицепа-ропуски	7,0	11,5	14,0	8,5	19,8	16,0	15,0
Полная масса автопоезда с грузом, т	19,665	29,95	34,0	25,93	47,4	47,0	42,39
Удельная мощность, кВт/т	5,61	4,42	5,19	5,96	4,66	5,0	5,21
Коэффициент сцепного веса	0,53	0,484	0,47	0,578	0,478	0,57	0,554
Коэффициент снаряженной массы	0,85	0,748	0,612	0,73	0,628	0,542	0,563
Нагрузка от груженого автопоезда, кН, передаваемая на дорогу через:							
шины передних колес автомобиля	33,6	49,5	60,0	43,0	64,0	67,5	54,9
шины задних колес (тележки) автомобиля	70,65	95,0	100,0	106,3	162,0	202,5	179,0
шины тележки прицепа-ропуски	92,4	155,0	180,0	110,0	248,0	200,0	190,0
* Производство Японии.							

езда имеют максимальную грузоподъемность, но требуют применения двигателя большой мощности. Недостатком указанных автопоездов является их склонность к «складыванию» в связи с наличием на продольной оси двух шарниров, что ухудшает маневренность таких автопоездов.

Схемы лесовозных автопоездов, показанные на рис. 6.1, *е, ж*, могут использоваться при перевозке сортиментов, а также при двухкомплектной вывозке хлыстов. Эти автопоезда состоят из автомобиля с ропуском, к которому присоединен отдельный прицеп.

При проектировании лесовозных автопоездов в связи с тяжелыми дорожными условиями их эксплуатации

и повышенной проходимостью применяющихся в составе автопоездов автомобилей-тягачей полная масса автопоездов определяется из необходимости обеспечения коэффициента сцепного веса не ниже 0,45.

Поскольку возможность реализации высоких скоростей движения лесовозных автопоездов ограничена тяжелыми дорожными условиями, максимальная скорость их составляет от 60 до 70 км/ч. В связи с этим удовлетворительные тягово-динамические свойства лесовозных автопоездов обеспечиваются при относительно небольшой удельной мощности автопоезда (4,5... 5,5 кВт/т).

Реализация более высокой удель-

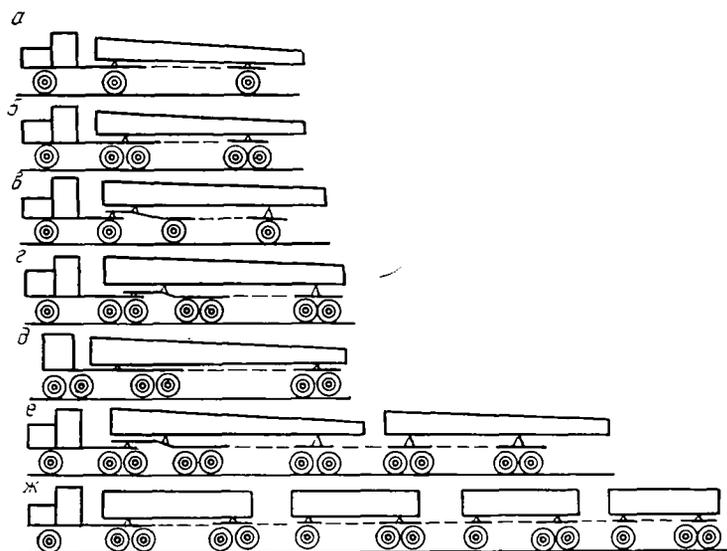


Рис. 6.1. Схемы лесовозных автопоездов

ной мощности автопоездов на лесовозных дорогах затруднена вследствие интенсивных их колебаний из-за наличия неровностей дороги. Эффективным в этих условиях направлением является совершенствование системы подрессоривания подвижного состава.

Минимальная скорость движения лесовозных автопоездов также должна быть меньше, чем автопоездов общетранспортного назначения, для обеспечения преодоления тяжелых участков дороги и маневрирования в этих условиях. С учетом этого минимальную устойчивую скорость движения лесовозных автопоездов, соответствующую средней частоте вращения вала двигателя (примерно при максимальном крутящем моменте), устанавливают равной 3...5 км/ч.

Указанные пределы максимальной и минимальной скоростей движения автопоездов учитывают при определении диапазона передаточных чисел трансмиссий.

Улучшение проходимости лесовозных автопоездов достигается в результате более полного использования крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим мостам тягача. Для этого в конструкции раздаточной коробки на ряде моделей тягачей применяются межосевые несимметричные дифференциалы, распределяющие подводимый к ведущим мостам крутящий момент пропорционально приходящимся на них нагрузкам. Кроме того, для обеспечения проходимости автопоездов на особо трудных участках дороги предусматривается при необходимости возможность блокировки дифференциала.

При компоновке полноприводного лесовозного тягача большое внимание уделяют выбору размеров колес и оптимального количества мостов. Нагрузки на мосты и геометрические размеры колес зависят от количества мостов (осей), существенно влияющего на проходимость и тягово-сцепные свой-

ства автомобиля, особенно при движении по грунтам с низкой несущей способностью.

Наиболее значительно уменьшается сопротивление качению и увеличивается тяговое усилие на крюке тягача при движении на деформируемых уплотняемых грунтах, что свойственно для ряда лесовозных дорог. С увеличением числа мостов (осей) степень его влияния на удельные показатели, характеризующие проходимость автопоезда, снижается. При компоновке лесовозного тягача его колесную формулу (4×4 или 6×6) следует принимать с учетом конкретных условий эксплуатации.

При лесовывозке применяются автомобили-тягачи с колесами задних ведущих мостов на двухскатных нормальных или односкатных широкопрофильных шинах.

Лесовозные автопоезда с двухскатными шинами колес задних мостов тягача и осей прицепо-роспусков имеют определенные преимущества перед автопоездами на широкопрофильных шинах, так как при этом более равномерно загружаются мосты автопоезда, их колеса в меньшей степени воздействуют на дорогу. При этом возможно увеличение полной массы автопоездов, а следовательно, и повышение производительности транспортной работы. Их движение на ветках и магистралях лесовозных дорог более устойчиво. Поэтому наиболее широко используются лесовозные автомобили-тягачи с колесами задних мостов на двухскатных шинах.

Полноприводные лесовозные автомобили имеют механические трансмиссии, максимально унифицированные с трансмиссиями базовых автомобилей общего назначения.

Крутящий момент между мостами распределяется раздаточной коробкой, от которой он может подводиться к мостам двумя способами: с централь-

ным распределением и непосредственным (на лесовозных автомобилях практически не применяется).

В трансмиссии с центральным распределением крутящего момента он может передаваться или к каждому мосту или к двум мостам сразу. По первой схеме распределение крутящего момента осуществляется на большинстве двухосных автомобилей, а также на трехосных автомобилях новых моделей (она получила название схемы с проходными валами). Схема с проходными валами, хотя и имеет меньшую степень унификации мостов, чем схема трансмиссии с распределением крутящего момента к каждому мосту, обеспечивает упрощение трансмиссии, улучшение эксплуатационной технологичности автомобиля вследствие меньшего объема работ по техническому обслуживанию трансмиссии, так как уменьшается число карданных шарниров.

Передние ведущие управляемые мосты максимально унифицированы с задними (средними) ведущими мостами. Прежде всего унифицированы их главные передачи, хотя у некоторых автомобилей конструкция главных передач передних мостов и заимствована у автомобилей других моделей.

Привод ведущих управляемых колес имеет поворотное устройство, при помощи которого обеспечивается не только поворот колес, но и передача крутящего момента на управляемые колеса. В приводе управляемых ведущих мостов применяют карданные шарниры, имеющие постоянную угловую скорость. Принципиальное и конструктивное различие между разными такими шарнирами состоит в способе выравнивания скорости и установки их в шкворневом устройстве.

На лесовозных автомобилях средней грузоподъемности (ЗИЛ) в приводе ведущих управляемых колес применяют

шариковые шарниры с делительными канавками, на лесовозных автомобилях большой грузоподъемности — сдвоенные карданные шарниры (МАЗ) или кулачковые шарниры (КрАЗ). В отличие от других сдвоенные карданные шарниры не требуют уплотнения шкворневых устройств для защиты карданного вала от пыли и грязи.

Размеры рассматриваемых карданных шарниров зависят от типа привода колес. Применение колесных редукторов позволяет уменьшить размеры карданных шарниров.

К тягачам лесовозных автопоездов так же, как и к автомобилям других типов, большую часть времени эксплуатирующимся в холодных климатических зонах, предъявляются дополнительные требования. Двигатель этих тягачей оборудуют системой предпускового разогрева и средствами облегчения пуска двигателя. Система предпускового разогрева обеспечивает не только предпусковой разогрев двигателя, но и разогрев кабины, а также поддержание заданного теплового режима двигателя и кабины при неработающем двигателе.

Систему охлаждения двигателей оборудуют вентилятором с муфтой автоматического управления. Вывод отработавших газов двигателя и подогревателя направляют в правую сторону, что исключает ухудшение обзорности дороги для встречных и обгоняющих автотранспортных средств. Топливная система тягача с дизельным двигателем имеет устройства для подогрева дизельного топлива до температуры, обеспечивающей прокачиваемость зимних сортов топлива при пуске двигателя, а в теплое время года эти устройства отключаются. Места установки аккумуляторных батарей тягачей с системой подогрева должны иметь термоизоляцию, предохраняющую электродит от интенсивного остывания. Тягачи

оборудуют противотуманными фарами и прожекторами, управляемыми из кабины с места водителя.

Кабину делают с усиленной термоизоляцией. Система отопления должна обеспечивать при температуре окружающей среды до -60°C и движении автопоезда со скоростью 40 км/ч температуру воздуха внутри кабины не ниже $+10^{\circ}\text{C}$.

Специальное оборудование лесовозных автомобилей. Для размещения и удержания перевозимого лесоматериала, погрузки роспуска на шасси и перевозки его при порожнем пробеге лесовозные автомобили оснащаются специальным оборудованием, в состав которого входят коник, подконниковая рама, тягово-цепное устройство, ограждение кабины, запорное устройство дышла, коробка отбора мощности и лебедки.

Коник представляет собой поворотное устройство, через которое нагрузка от размещаемого на нем леса передается на подконниковую раму и раму автомобиля.

Конструкция коника обеспечивает размещение и удержание бревен при транспортировке, а также облегчает их разгрузку. Коник (рис. 6.2) состоит из основания 8, двух откидных стоек 3 с наконечниками 4, шарнирно установленных на осях, стяжных 2 и страховочного 5 канатов с запорами.

Основание коника сварное, на концах его имеются отверстия для шарнирного соединения со стойками. В верхней части основания коника приварены уголки, ребра которых направлены вверх, что препятствует самопроизвольному продольному смещению лесоматериала при транспортировке. К нижней части основания приваривают опорный лист для уменьшения удельной нагрузки на подконниковую раму.

В основание коника встроены меха-

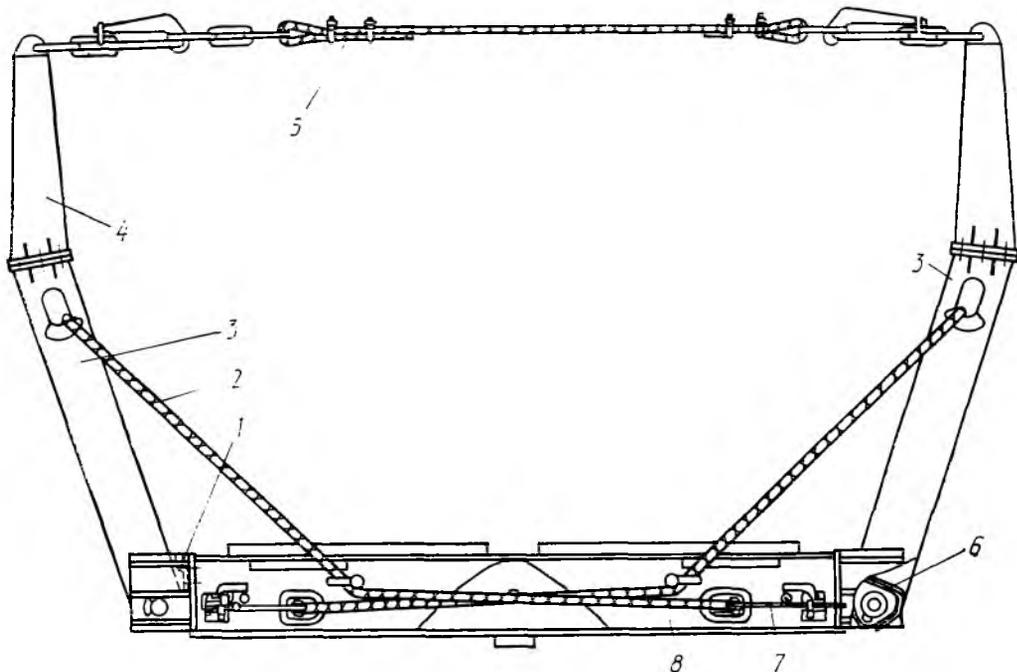


Рис. 6.2. Коник автомобиля:

1 — упор стойки; 2 — канат стойки; 3 — стойки; 4 — наконечник стойки; 5 — канат страховочный; 6 — канат механизма облегчения подъема стоек; 7 — запор каната стойки; 8 — основание коника

лизмы для облегчения подъема стоек.

Стойки коника сварные, коробчатого сечения. Каждая из стоек удерживается в вертикальном (или наклонном) положении канатами 2, продетыми через окна в стойках и закрепленными с одного конца неподвижно осью в кронштейне. Другой конец каната связан со специальным натяжным запором 7, который при разгрузке лесоматериалов откидывается, освобождая затяжку каната.

Соединение коника с подкониковой рамой обычно выполняют с помощью шкворня или бесшкворневым. Шкворень проходит через отверстия в основании коника и в подкониковой раме. При бесшкворневом соединении связь коника с подкониковой рамой осуществляется с помощью центрирующей

вертикальной трубчатой оси и нескольких кронштейнов, прикрепленных к подкониковой раме и расположенных по диаметру опорного листа основания коника.

Конструкция коника позволяет разгружать лесоматериалы в обе стороны, для чего натяжные канаты и замки располагают так, чтобы замок открывался со стороны, противоположной той, на которую производится выгрузка.

Размеры коника определяют из условия, что предельное соотношение между нагрузкой на коник автомобиля и коник прицепа-ропуски должно составлять 1:2 (при дальнейшем увеличении нагрузки на коник прицепа-ропуски вершины хлыстов входят в контакт с дорогой и разрушают покры-

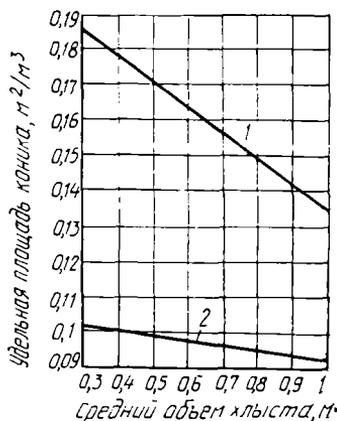


Рис. 6.3. Зависимость удельной площади коника от среднего объема хлыста (по данным ЦНИИМЭ):

1 — для коника тягача; 2 — для коника прицепа-ропуска

тие). Необходимое распределение нагрузки между кониками автопоезда достигается за счет изменения расстояния между ними путем регулировки длины дышла и тросов сцепки.

Расстояние между кониками при заданном распределении нагрузки на них определяется по формуле

$$l = \frac{m_r}{m_p^p} (c - k),$$

где m_r — грузоподъемность автопоезда; m_p^p — грузоподъемность коника прицепа-ропуска; c — расстояние от комля до центра тяжести хлыстов (для деревьев в среднем составляет $0,37L$, для хлыстов $0,33L$ и для сортиментов $0,5L$; здесь L — длина груза); k — средняя длина свеса хлыстов перед коником автомобиля (1 м).

Оптимальное отношение грузоподъемностей ропуска и тягача составляет $1,7...2,1$. Нижний предел соответствует границе управляемости ими, верхний — контакту хлыстов с дорогой.

Для размещения хлыстов на автопоезде должны быть предусмотрены

определенные площади в пределах внутренних габаритов стоек коника.

Как видно из графика на рис. 6.3, удельные площади по внутренним габаритам коника тягача в $1,5...2$ раза больше соответствующих площадей для прицепа-ропуска. Длина коника определяется предельным габаритом по ширине, который для дорог общего пользования равен 2500 мм, а для лесовозных дорог — до 3000..3200 мм. При определении предельной высоты стоек следует учитывать, что угол поперечной статической устойчивости тягача должен быть не менее 25° .

Подкониковая рама с накатными площадками с помощью кронштейнов крепится к раме автомобиля. В средней части подкониковой рамы расположена опорная плита коника. Накатные площадки располагают наклонно относительно горизонтальной плоскости, на конце их делают закругления для обеспечения свободного вкатывания тележки ропуска на шасси автомобиля и ее скатывания. Одновременно накатные площадки служат опорой для колес прицепа-ропуска во время транспортировки его на шасси автомобиля.

В задней части рамы установлена буксирная вилка для крепления дышла прицепа-ропуска и тяговая балка, к которой крепятся тросы крестообразной сцепки прицепа-ропуска.

Для правильного направления троса лебедки под опорной плитой коника устанавливают направляющий ролик, а на поперечные рамы и в замке дышла — направляющие блоки.

Ограждение кабины выполняют на передней части подкониковой рамы для предохранения кабины от повреждения лесоматериалами при их погрузке и транспортировке. Для повышения устойчивости ограждение укрепляется укосинами.

В средней части ограждения сдела-

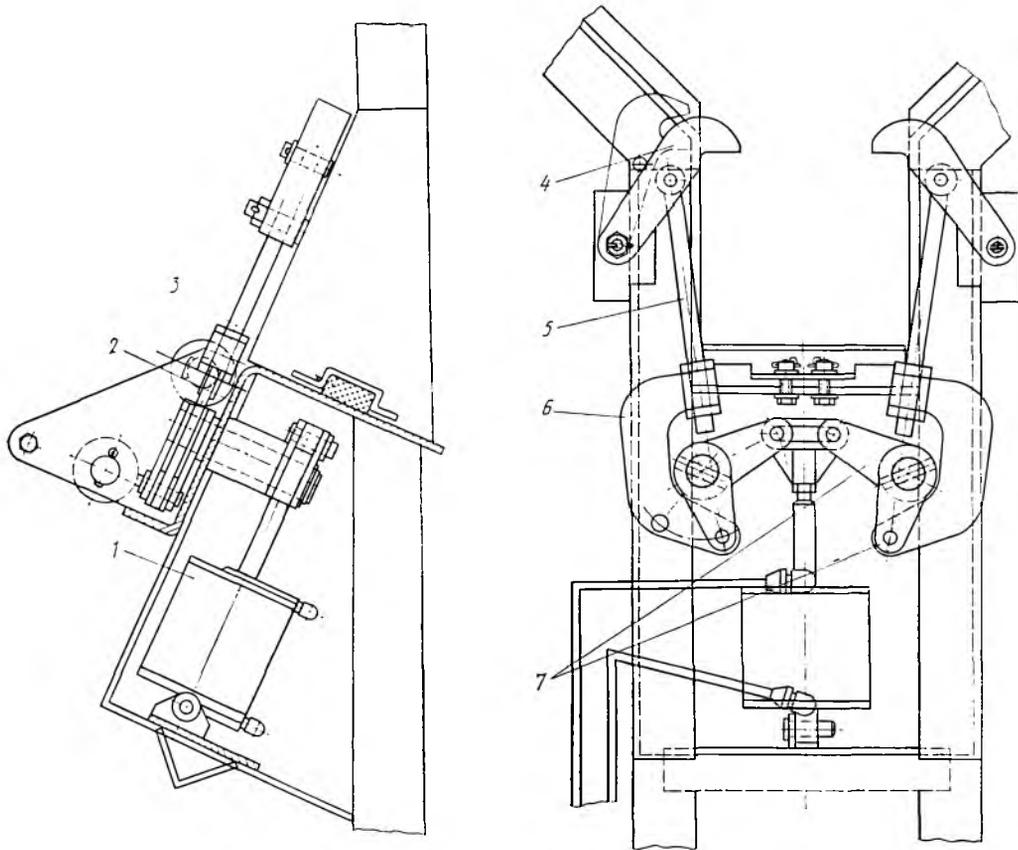


Рис. 6.4. Запорное устройство дышла:

1 — цилиндр; 2 — шток цилиндра; 3 — ограждение кабины; 4 — захват; 5 — тяга; 6 — наконечник тяги; 7 — рычаги

на седловина, в которую укладывается дышло прицепа-ропуска при перевозке его на шасси тягача. Здесь же расположено запорное устройство, удерживающее дышло в транспортном положении. Запорное устройство дышла состоит из пневмоцилиндра и запорного механизма (рис. 6.4). Захваты запорного механизма закрываются при подаче воздуха со стороны нижней крышки цилиндра, в результате чего шток цилиндра воздействует на систему рычагов и тяг, связанных с захва-

тами. При разгрузке ропуска воздух подается с противоположной стороны цилиндра.

В запорном устройстве другого типа применены пневмокамеры. При погрузке ропуска дышло нажимает на фиксаторы запорного устройства, сдвигает их, отжимая пружины пневмокамер, устанавливается в специальный ложемент с подушками и фиксаторы (под воздействием пружин пневмокамер) автоматически запирают дышло. При разгрузке ропуска под воздейст-

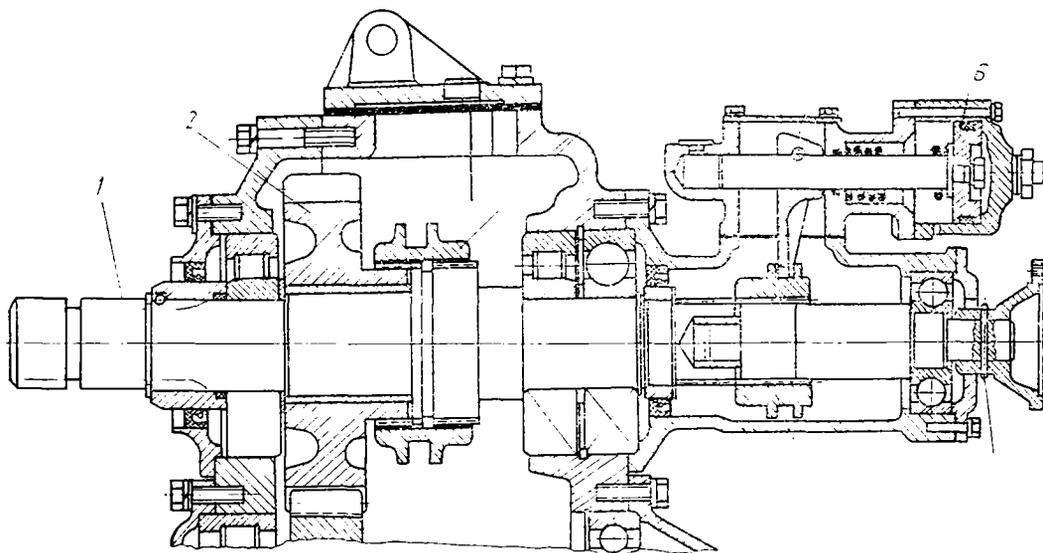


Рис. 6.5. Коробка отбора мощности привода лебедки:

1 — первичный вал раздаточной коробки; 11 — крышка первичного вала; 3 — муфта включения раздаточной коробки; 4 — вилка включения коробки отбора мощности; 5 — пружина; 6 — поршень; 7 — штифт; 8 — вал коробки отбора мощности; 9 — муфта включения коробки отбора мощности; 10 — втулка

внем воздуха, поступающего в пневмокамеры запорного устройства и отжимающего диафрагму, фиксаторы выводятся из зацепления с дышлом.

Управление запорными устройствами производится из кабины водителя.

Коробка отбора мощности предназначена для отбора мощности на привод лебедки. Отбор мощности в лесовозных тягачах, как правило, производится от раздаточной коробки. Конструкция коробки отбора мощности лесовозного тягача МАЗ-5434 показана на рис. 6.5.

В корпусе, прикрепленном к раздаточной коробке, расположен вал 8 отбора мощности, на шлицевом конце которого установлена муфта 9. Привод вала осуществляется с помощью вилки 4, которая перемещает муфту и соединяет первичный вал 1 раздаточной коробки с валом 8 отбора мощности.

Второй конец вала отбора мощности соединен с фланцем посредством штифта 7. При перегрузке с целью предохранения от поломок деталей лебедки и трособлочной системы штифт срывается.

Отключение вала отбора мощности производится за счет выпуска сжатого воздуха из пневмоцилиндра с помощью выключателя на щитке приборов в кабине. При этом с помощью вилки 4 муфта 9 выводится из зацепления со шлицевым концом первичного вала 1 раздаточной коробки.

Лебедка (рис. 6.6) предназначена для загрузки и разгрузки прицепа-распуска. Она приводится в действие от коробки отбора мощности с помощью карданного вала. Лебедка состоит из редуктора и барабана с намотанным на него тросом. Редуктор лебедки червячного типа состоит из

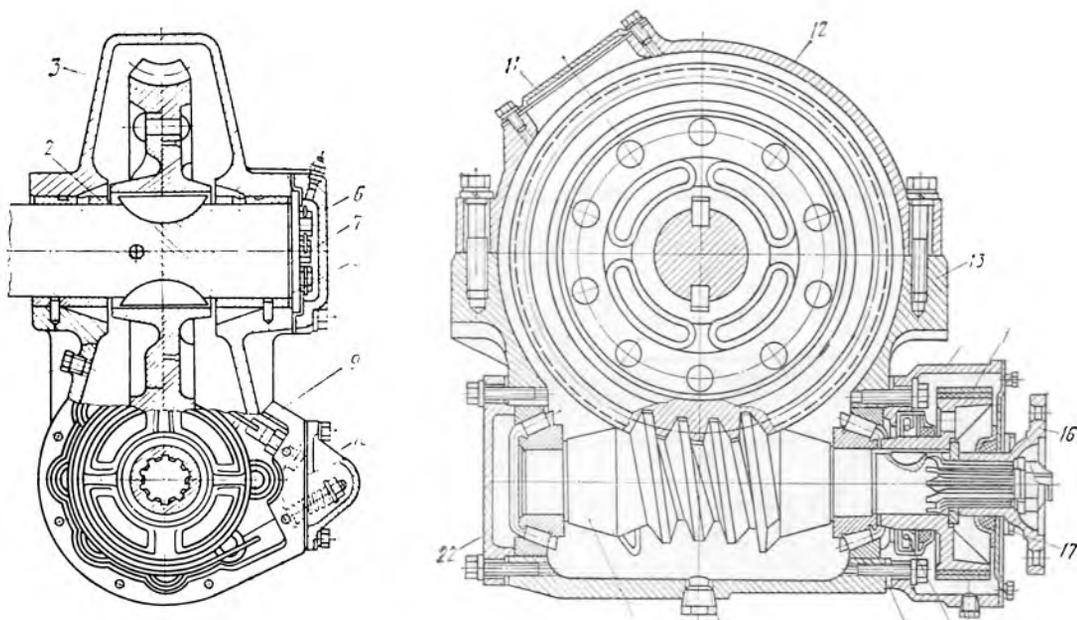


Рис. 6.6. Редуктор лебедки:

1 — пробка контрольная; 2 — подшипник (втулка) вала барабана; 3 — колесо червячное; 4 — шайба установочная; 5 — масленка; 6 — крышка упорная; 7 — вал барабана; 8 — прокладки регулировочные; 9 — лента тормоза; 10 — крышка пружины тормоза; 11 — крышка смотрового люка; 12 — крышка картера; 13 — картер редуктора; 14, 22 — крышки подшипников; 15 — барабан тормоза; 16 — фланец; 17 — сальник крышки тормоза редуктора; 18 — сальник ступицы тормоза редуктора; 19 — прокладки регулировочные; 20 — пробка спускная; 21 — червяк

однозаходного стального червяка и червячного колеса с бронзовым венцом. Максимальное тяговое усилие применяемых на лесовозных тягачах лебедок 40..80 кН. Торможение барабана лебедки осуществляется лентой тормоза с фрикционной накладкой. Натяжение ленты тормоза может быть изменено регулировкой.

В состав лесовозных автопоездов, кроме тягачей автомобилей-лесовозов, входят прицепы-ропуски соответствующей грузоподъемности. Автомобили-лесовозы большой грузоподъемности эксплуатируются с прицепами-ропусками 2Р-15Т (ГКБ-9383) Тавдинского механического завода.

Лесовозный прицеп-ропуск ГКБ-

9383 представляет собой двухосную тележку с поворотным коником. Управление роспуском осуществляется крестообразной тросовой сцепкой. Роспуск состоит из ходовой части, рамы, подвески, коника с откидными стойками, тормозной системы и складывающегося металлического дышла.

Ходовая часть роспуска включает две оси, на которых в роликовых подшипниках установлены ступицы колес. Оси колес закреплены на концах балансиров в специальных гнездах с резиновыми амортизаторами.

Рама роспуска — сварная (цельнометаллическая), из листового проката и гнутых профилей, соединенных между собой поперечинами. Верхняя

Технические характеристики роспуска

Грузоподъемность, кг	15 000
Полная масса буксируемого роспуска (со складывающимся дышлом), кг	19 150
Собственная масса роспуска, кг	4150
Масса складывающего дышла, кг	820
Габаритные размеры роспуска, мм:	
длина без дышла	2500
длина со складывающимся дышлом	10 400 и 11 400
высота (без груза)	2945
погрузочная высота (без груза)	1670
ширина	2600
высота стоек коника	1200
расстояние между стойками	2278
Колея, мм	1900
Дорожный просвет, мм	380

часть рамы по бокам закрыта листами и приваренными к ним швеллерами, которые образуют две консоли тяговой балки. Средняя поперечина рамы в верхней части имеет опорный лист с отверстием для установки шкворня коника. Две боковые опорные стенки рамы и поперечины образуют окно, в которое входит конец дышла. Крепление дышла в раме роспуска осуществляется шарнирно через шкворень коника.

Для обеспечения погрузки и перевозки роспуска на шасси автомобиля на раме роспуска имеются специальные упоры для ограничения колебаний балансира.

Подвеска роспуска состоит из двух балансиров, посаженных на общую ось вращения, и двух реактивных штанг. Балансиры своими концами опираются на оси колес и удерживаются на них при помощи съемных крышек и болтовых соединений.

Коник роспуска — металлический, поворотный. Он устанавливается на раме роспуска и соединяется с ней при помощи шкворня. Шкворень коника проходит через три опоры в раме и за-

крепляет одновременно дышло в гнезде роспуска. Коник состоит из основной балки (основания) и двух откидывающихся стоек, шарнирно закрепленных в отверстиях основания при помощи пальцев. Стойки удерживаются в вертикальном положении стяжными тросами, запорные устройства которых расположены на противоположных концах основания (по аналогии с расположением на автомобиле).

Тормозная система роспуска состоит из колесных тормозов колодочного типа, тормозных камер, двух воздушных баллонов, крана ручного торможения роспуска и воздухораспределительного клапана. Привод тормозов — пневматический. Воздушный трубопровод по дышлу (внутри его) и поэтому защищен от повреждений.

Дышло роспуска (рис. 6.7) — складывающееся металлическое, сварной конструкции, состоит из передней и задней балок, наконечника, фиксатора, пневмопровода и электропровода. В средней части дышло имеет шарнир с горизонтальной осью, обеспечивающий возможность его складывания. Шарнир оборудован фиксатором, открытие которого зависит от натяжения троса лебедки автомобиля.

Для изменения расстояния между кониками автомобиля и роспуска передняя часть дышла удлиняется за счет выдвижения наконечника, а задняя — за счет перестановки шкворня роспуска в другое отверстие в дышле.

В передней балке дышла имеются посадочные места для установки наконечника дышла, а в средней — гнезда для крепления троса лебедки. Задняя часть балки сужена, здесь устанавливаются фиксатор дышла и резиновые амортизаторы, которые предохраняют дышло от резких ударов в момент разгрузки роспуска.

Передняя часть задней балки имеет проушину для шарнирного соединения

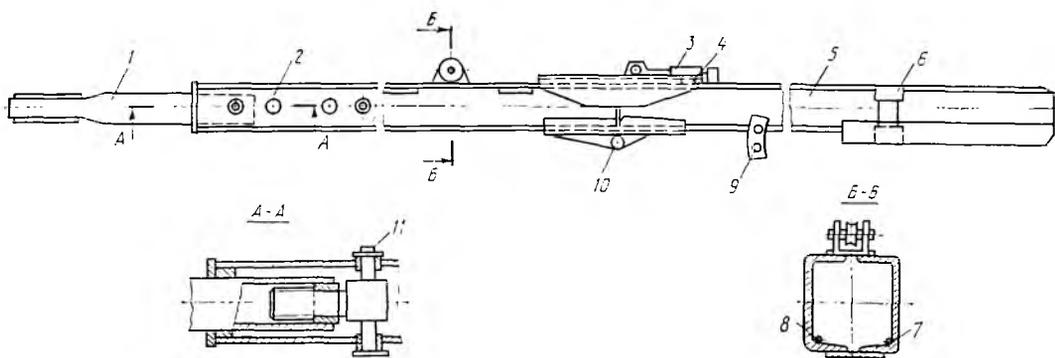


Рис. 6.7. Дышло складывающееся:

1 — наконечник дышла для тягача КрАЗ; 2 — наконечник дышла для тягача МАЗ; 3 — балка передняя; 4 — замок; 5 — балка задняя; 6 — гнезда; 7 — пневмопривод; 8 — электропровод; 9 — кронштейн; 10 — ось шарнира; 11 — палец

с передней балкой при помощи пальца. В задней части балки имеются отверстия для установки шкворня и изменения длины дышла.

Наконечник дышла — сварной из трубы. В передней части наконечника имеется фиксатор, приваренный к трубе для фиксации дышла в продольном направлении при его складывании, а в средней части — отверстие для установки шкворня буксирной рамки автомобиля. Наконечник дышла оканчивается проушиной с трапецидальной резьбой для точной регулировки длины дышла при его установке. Для крепления наконечника в передней балке имеется отверстие. Фиксатор дышла включает шток, систему регулирования затяжки пружины и привода автоматического открывания. Привод фиксатора посредством троса соединен с тросом лебедки автомобиля и срабатывает до начала складывания дышла.

Использование прицепа-ропуски при работе в составе автопоезда. Прицеп-ропуск лесовозного автопоезда может иметь дышло различной длины. Дышло меньшей длины предназначено для перевозки хлыстов длиной до 22 м, раздвинутое дышло — для вывозки хлыстов длиной более 22 м. Необходи-

мая длина дышла обеспечивается путем выдвигания его переднего конца и смещения ропуска назад, для чего на дышле имеются дополнительные отверстия крепления его к ропуску. Недопустимо выдвигание переднего конца без смещения ропуска назад или наоборот, так как в противном случае нарушится нормальный режим загрузки ропуска на шасси тягача и могут иметь место поломки оборудования.

Ропуск со складывающимся дышлом перевозят на шасси тягача на пути движения от «нижнего» склада на «верхний». На дышле имеются два места крепления тягового каната лебедки. При минимальном расстоянии между кониками канат лебедки зацепляют за второе отверстие от буксирной рамки, при максимальном расстоянии между кониками — за первое отверстие.

Погрузку ропуска со складывающимся дышлом на шасси лесовоза производят после установки тягача и ропуска строго на одной линии, включения коробки отбора мощности и заднего хода в коробке передач при «нейтрали» в раздаточной коробке. После плавного отпуска педали сцепления лебедка начинает наматывать канат, при натяжении которого замок

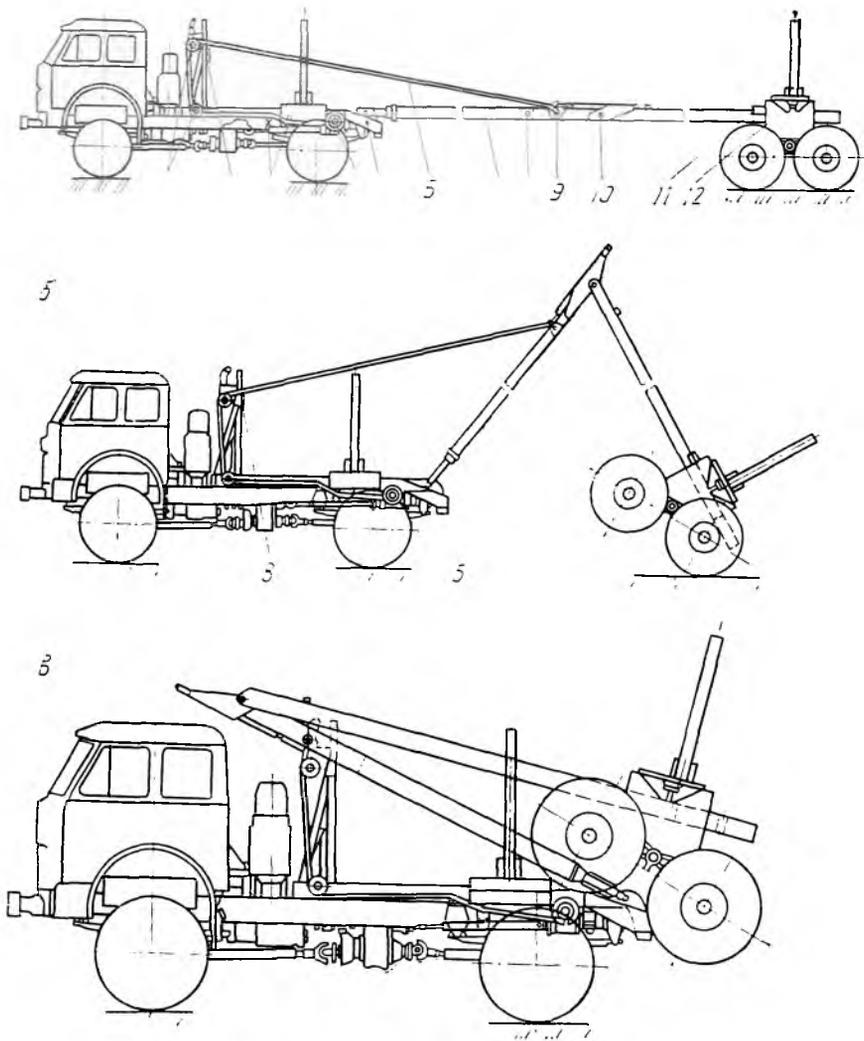


Рис. 6.8. Схема погрузки роспуска на шасси тягача:

a — общий вид автопоезда перед началом погрузки; *б* — процесс погрузки прицепа-роспуска на шасси тягача; 1 — направляющие блоки; 2 — замок, удерживающий дышло в гнезде ограждения; 3 — обводные ролики; 4 — погрузочная лебедка; 5 — накатные плоскости тягача; 6 — тяговый трос; 7 — дышло; 8 — гнездо крепления троса; 9 — шкворень крепления тягового троса к дышлу; 10 — фиксирующий шкворень шарнира дышла; 11 — фиксирующее замковое устройство роспуска; 12 — роспуск

шарнира дышла открывается, дышло складывается и плавно поднимается вверх. Колеса роспуска при этом дол-

жны попадать на накатные плоскости, а дышло — в вырез в ограждении кабины. В этом положении его стопорят

с помощью рычага замка дышла. Разгрузка роспуска производится в обратной последовательности при включенной первой передаче коробки передач.

Для перевозки на шасси автомобиля прицепа-роспуска в средней части дышла имеется шарнирное соединение. Трос лебедки может присоединяться либо к передней части, либо к средней шарнирно соединенной части дышла.

На рис. 6.8 показана схема погрузки прицепа-роспуска на автомобиль МАЗ-509А.

Перевозка прицепов-роспусков на шасси автомобиля-тягача позволяет при увеличении средней скорости движения улучшить плавность хода автомобиля без груза, его маневренность, а также уменьшить скорость изнашивания шин роспуска.

6.3. Автопоезда для перевозки металлопроката

Автомобильной промышленностью специализированный подвижной состав для перевозки металлопроката не изготавливается, хотя такие перевозки и являются достаточно массовыми. Поэтому для перевозки металлопроката многими автотранспортными предприятиями широко используются бортовые автомобили с прицепами-роспусками и седельные тягачи с полуприцепами.

В зависимости от партионности и ассортимента металла используются автомобили и прицепы различных моделей соответствующей грузоподъемности. Наибольшее применение для этих целей имеют автомобили и автопоезда Московского автозавода имени И. А. Лихачева ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130В1 с полуприцепами ОдАЗ-885 и Минского автозавода МАЗ-5335, МАЗ-5429, МАЗ-504В с прицепами МАЗ-8926 и

полуприцепами МАЗ-9380, МАЗ-9397. При выборе транспортного средства нужно учитывать длину перевозимого металлопроката, так как при значительном свесе груза за пределы бортовой платформы может иметь место недопустимая перегрузка заднего моста.

При перевозке металлопроката необходимо предусматривать его крепление (увязку) в целях исключения перемещения груза при транспортировке и перегрузки колес с одной стороны автопоезда.

На раме автомобиля и прицепа саморазгружающегося металловоза устанавливаются неподвижно закрепленные на ней надрамники, между которыми располагаются опрокидывающиеся коники.

Погруженный на металловоз груз распирает стойки коника, натягивает тяги, связывающие стойки с основанием, стремясь повернуть вокруг осей двуплечие рычаги, которые удерживаются от поворота штырями. При опрокидывании коника относительно оси стоек двуплечий рычаг, расположенный со стороны выгрузки, сходит со штыря, в который он упирался, поворачивается, и кольцо цепи соскальзывает с него. В результате стойка, находящаяся на стороне выгрузки, откидывается вниз, а противоположная ей откидная стойка удерживается в вертикальном положении штырем. Для опрокидывания коника в противоположную сторону необходимо штырь переставить в симметричное положение.

Автопоезда-металловозы с гидравлическим опрокидывающим оборудованием выполняются по аналогии с подобными автопоездами-лесовозами. Они также состоят из автомобиля, платформа которого заменяется коником, и прицепа-роспуска с коником. Коники устанавливаются на подъемных рамах, под рамами устанавливаются

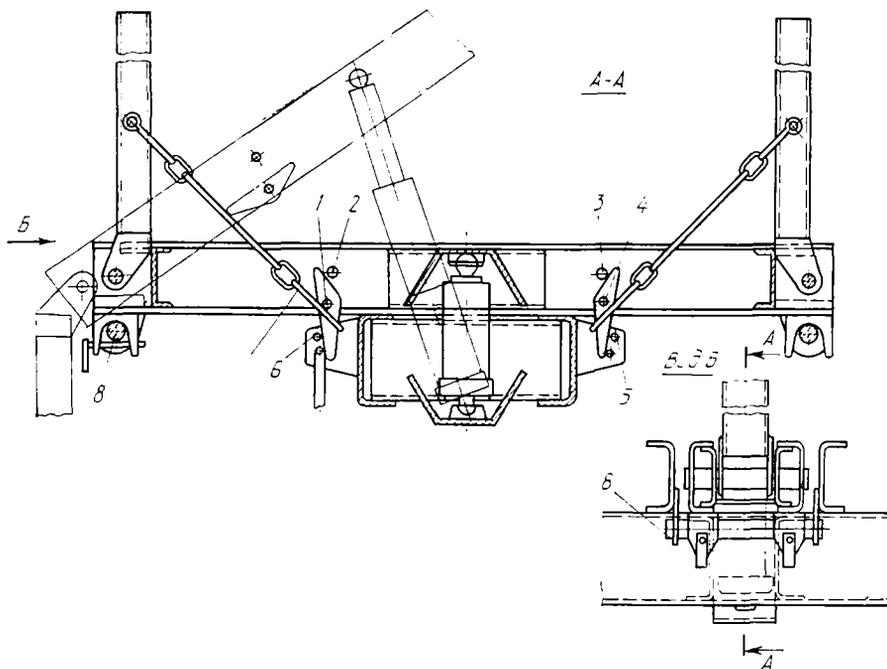


Рис. 6.9. Самосвальный коник металловоза:
1, 2, 8 — оси; 3, 6 — штыри; 4 — двуплечий рычаг; 5 — гнездо штыря; 7 — кольцо

ся связанные с ними телескопические гидроподъемники (рис. 6.9). Для синхронной работы гидроподъемников тягача и прицепа-ропуска в системе опрокидывающего оборудования автопоезда устанавливается гидравлический уравниватель (порционер).

В ряде конструкций прицепов-ропусков применяются дышла большой длины, что позволяет изменять расстояние между кониками тягача и прицепа-ропуска и перевозить металлопрокат различной длины. Кроме того, на кониках прицепов-ропусков делают удлинитель — опору для поддержки свисающего за пределы коника прицепа-ропуска металлопроката.

Длинномерные грузы перевозят так-

же на полуприцепах-ропусках с различными механическими разгрузочными устройствами (сбрасывателями). Такие самосвальные устройства работают по принципу использования силы тяжести груза.

Сбрасыватель представляет собой балку, на концах которой имеются башмаки. Он может наклоняться в сторону относительно центральной оси поперечной балки, а в транспортном положении фиксируется специальными рычагами. При удалении рычага из-под башмака сбрасыватель опрокидывается в ту же сторону.

Техническая характеристика автопоездов металловозов Главмосавтотранса приведена в табл. 6.2.

Табл. 6.2. Технические характеристики автопоездов-металловозов

Характеристика	Автопоезд Т-268А	Полуприцеп У-85	Полуприцеп Т-38	Полуприцеп У-86
Автомобиль-тягач	ЗИЛ-130	ЗИЛ-130В1	ЗИЛ-130В1	ЗИЛ-130В1
Грузоподъемность, кг	9500	8200	8000	8000
Собственная масса, кг	6700	4000	2735	4500
Габаритные размеры, мм:				
длина	13 225...13 625	7715...10 615	8345	8924...11 914
ширина	2400	2500	2400	2400
высота	2480	2490	2450	2340
База, мм	4720...7395	4200...8500	—	5515...8765
Длина перевозимого метал- лопроката, м	6...12	6...12	3...10	До 12
Погрузочная высота, мм	1660	1565	1660	1600
Количество коников	2	2 сбрасывателя, 2 пары стоек	4	2 сбрасывателя 4 пары стоек
Полезная ширина коников, мм	2100	2280	2100	2228
Высота стоек коников, мм	820	600	600	740
Максимальный угол подъема коников (сбрасывателей), град	40	27	25	27
Привод механизма разгрузки	Гидравлический		Механический ручной	Гидравличе- ский
Коэффициент снаряженной массы	0,7	0,49	0,34	0,56

6.4. Автопоезда для перевозки труб

Трубовозы используются для перевозки одной или нескольких отдельных труб и преимущественно эксплуатируются в составе прицепных автопоездов, состоящих из автомобиля-тягача и прицепа-ропуски, или седельных автопоездов.

Трубоплетевозы предназначены для перевозки плетей, образованных из нескольких сваренных труб. Эксплуатируются они только в составе автопоездов, включающих: 1) автомобиль-тягач и прицеп-ропуск (тяговое усилие от тягача к роспуску передается через перевозимые трубы и соединительный тягово-страховочный канат); 2) автомобиль-тягач и прицеп (тяговое усилие от тягача к прицепу передается грузонесущей платформой, опирающейся на седельные устройства тягача и прицепа). Аналогичным образом образуются

автопоезда в составе седельного автомобиля-тягача и полуприцепа.

Трубоплетевозы бывают с ведомыми осями прицепных средств или ведущими мостами, активный привод которых осуществляется от тягача.

Перевозимые трубы закрепляются на кониках трубоплетевозов. Некоторые модели трубоплетевозов саморазгружающиеся за счет оборудования их опрокидывающими устройствами (как в саморазгружающихся металловозах).

На рис. 6.10 показан трубовоз с колесной формулой 8×8 грузоподъемностью 15 т для перевозки труб длиной до 12 м. На раме 4 автомобиля установлен надрамник 3 и предохранительный щит 1. На надрамнике закреплены два коника 2 с винтовыми механизмами и канатно-блочной системой для крепления (увязки) труб, которые укладываются на кониках трубовоза до упора в предохранительный щит.

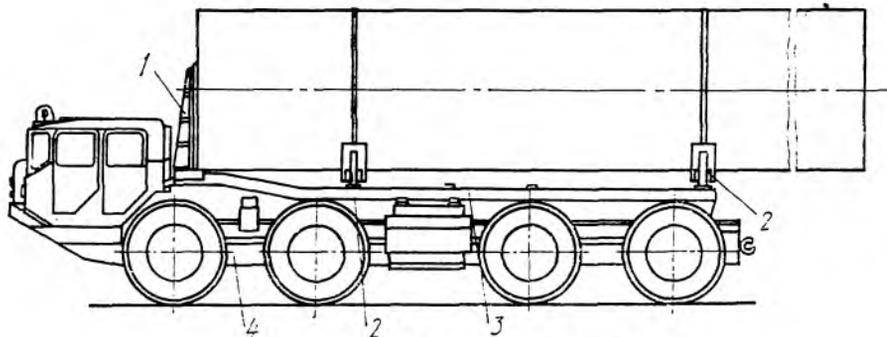


Рис. 6.10. Трубовоз МАЗ-7910

Полуприцепы, используемые для перевозки труб в составе автопоездов-трубовозов, те же, что и для перевозки металлопроката.

Промышленно серийно выпускаются трубоплетевозы (табл. 6.3) на базе полноприводных автомобилей с двухосными прицепами-ропусками. Для трубоплетевозов грузоподъемностью от 8 до 25 т в качестве автомобилей-тягачей используются трехосные автомобили, а при большей грузоподъемности — четырехосные.

Навесное оборудование тягача 1 ЗИЛ-131 трубоплетевоза ПВ-94 (рис. 6.11) состоит из надрамника 3 с предохранительным щитом 2. Надрамник впереди крепится к раме автомобиля с помощью подрессоренных стремянок для снижения динамических нагрузок на раму автомобиля. В средней части надрамника установлен поворотный коник со шкворневым устройством. В передней части балки коника имеются три канатных стопорных устройства со струбинами 4, закрепляемыми на трубах. К задней стенке балки коника 5 приварен кронштейн тягово-страховочного каната 6, на котором подвешены электрокабель и тормозной шланг.

Прицепы-ропуски 8 трубоплетевозов имеют рессорно-балансирующие под-

вески и сварные рамы. На раме ропуска приварены две поворотные балки коника 7, снабженные боковыми стойками. Высота коников на тягаче и прицепе-ропуске одинаковая. На раме прицепа-ропуски установлены барабан и кронштейн для крепления (увязки) труб. От смещения назад трубы удерживает задний стопорный канат 10. По всей длине прицепа-ропуски проходит дышло, на переднем конце которого приварена сцепная петля с кронштейном для крепления тягово-страховочного каната.

Прицеп-ропуск при холостых рейсах может быть погружен на надрамник тягача, для чего в верхней части рамы прицепа имеется захватное кольцо 9. Это позволяет увеличивать скорость движения, обеспечивать плавность хода тягача, уменьшать скорость изнашивания шин на прицепе-ропуске. Автомобиль-тягач имеет две поворотные фары для освещения места погрузки и выгрузки труб. Конструкция специального оборудования трубоплетевоза ПВ-93 на базе автомобиля-тягача Урал-375Е аналогична описанной для ПВ-94.

Трубоплетевоз ПВ-204 состоит из автомобиля-тягача КраЗ-255Б и двухосного прицепа-ропуски. Этот авто-

Табл. 6.3. Технические характеристики трубоплетевозов

Характеристика	ПВ-93	ПВ-94	ПВ-204	ПВ-301А	ПВ-361	ПВ-481
Автомобиль-тягач	Урал-375Е	ЗИЛ-131	КрАЗ-255Б	МАЗ-543, МАЗ-7310	МАЗ-7310	МАЗ-537
Грузоподъемность, т	9	8	19	30	36	50
Погрузочная высота, мм	1840	1780	2000	2100	2100	2100
Колея колес трубоплетевоза, мм	2000	1820	2160	2375	2375	2200
Шины автомобиля	14.00-20	12.00-20	1300×530-533	1500×60-635		18.00-24
прицепа-ропуска	14.00-20	12.00-20	1300×530-533	1500×600-635		18.00-24
Двигатель автомобиля-тягача	ЗИЛ-375	ЗИЛ-131	ЯМЗ-238	Д-12А-525А		
Номинальная мощность двигателя, кВт	132,3	110,3	176,4	385,9		
Дорожный просвет, мм	400	330	360	400		500
Габаритные размеры (без груза), мм						
длина	11 440	11 300	15 000	16 000	16 540	12 768
ширина	2500	2500	2685	3250	3050	3290
высота	2870	2180	3135	3475	3500	3475
Масса, кг	12 400	9700	17 350	30 000	36 410	32 300

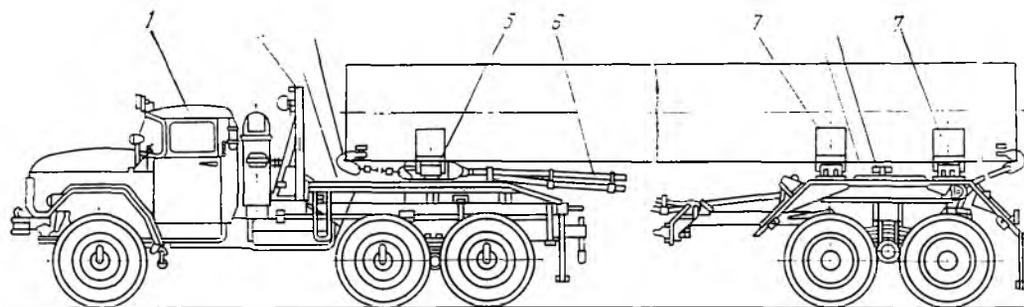


Рис. 6.11. Трубоплетевоз ПВ-94

поезд максимально унифицирован с лесовозным автопоездом.

Механизм крепления (увязки) труб (рис. 6.12) прицепа-ропуска состоит из лебедки 14, каната 1 и механизма предварительного натяжения каната 10. Лебедка состоит из вала 8, распо-

ложенного в щеках 5 и 7 и барабана 6. На конце вала выполнена головка 4 для ключа. На барабан намотан канат 1, охватывающий груз и связанный с грузовой цепью 9, одно звено которой вкладывается в паз стопора 3 механизма натяжения каната. Выпаде-

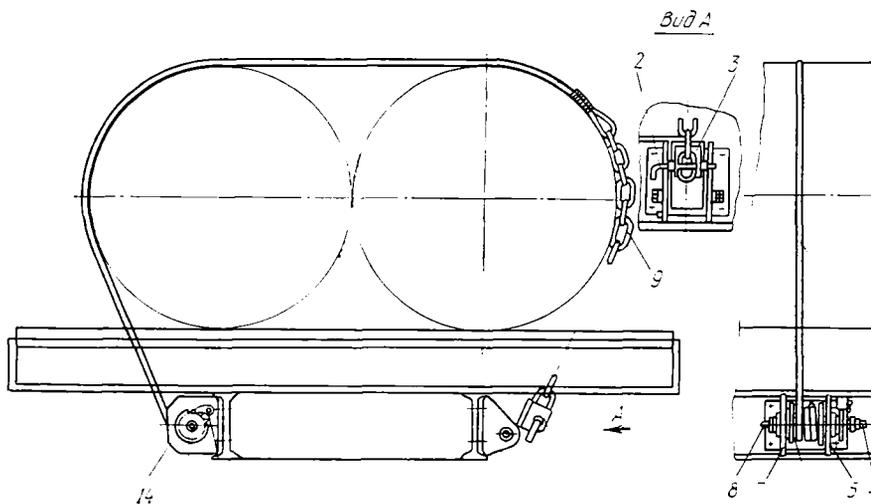


Рис. 6.12. Механизм увязки труб

ние грузовой цепи из паза стопора предотвращается фиксатором 2, расположенным над цепью. Стопор шарнирно закреплен на кронштейне 11, приваренном к правому лонжерону прицепа-ропуски. Предварительное натяжение каната осуществляют путем установки одного из звеньев грузовой цепи в пазу стопора. Окончательно канат натягивают ключом с рукояткой, вращая вал барабана лебедки. Чтобы исключить ослабление каната, лебедка снабжена храповиком 13 с подпружиненной собачкой 12.

Трубоплетевозы ПВ-301А, ПВ-361 и ПВ-481 смонтированы на базе полноприводных автомобилей МАЗ-543, МАЗ-7310 и МАЗ-537. Высокая проходимость этих автопоездов позволяет использовать их для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях (движение по грунту, песку, снежной целине).

У автомобилей МАЗ-543, МАЗ-7310 и МАЗ-537 два передних моста управляемые. Автомобили оснащены V-образными 12-цилиндровыми дизельными двигателями. Трансмиссия автомобиля

включает гидротрансформатор, планетарную трехступенчатую механическую коробку, раздаточную коробку, главные передачи ведущих мостов, межосевые и межколесные дифференциалы и планетарные колесные редукторы. Подвеска всех колес — независимая, рычажно-торсионная. Тормозная система однопроводная, тормоза колодочные, привод механизмов пневмогидравлический.

Полноповоротный коник автомобиля-тягача опирается на основание надрамника, установленного на раму автомобиля. Коник с основанием надрамника соединен с помощью цилиндрического шкворня.

Канатно-блочная система механизма крепления труб приводится в действие вращением натяжного винта. Тягово-страховочный канат трубоплетевоза укладывается в задней части надрамника с помощью скобы. Двухосные прицепы-ропуски с жесткой балансирной подвеской имеют два коника. Колеса прицепа-ропуски дисковые с широкопрофильными шинами низко-

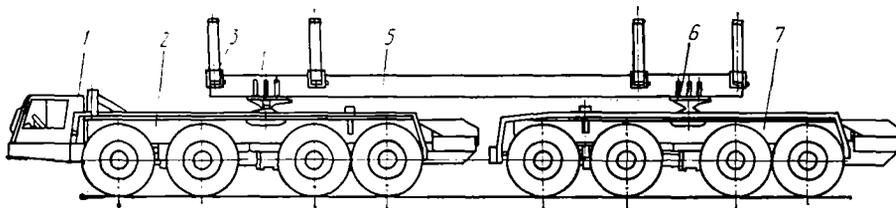


Рис. 6.13. Трубоплетевоз производства ЧССР—ФРГ

го давления аналогичны по размерам колесам базового автомобиля-тягача. С тягачом прицеп-роспуск соединяется с помощью дышла со сцепной петлей. Прицеп-роспуск может перемещаться назад относительно дышла. Для этого к заднему концу дышла приварено сцепное устройство со штырем. В передней части дышла расположено опорное устройство, выполненное в виде винтового домкрата с приводом от рукоятки. В транспортном положении опорное устройство располагается сбоку от дышла. На прицепе-ропуске секции труб закрепляются двумя канатами по аналогии с их креплением на автомобиле-тягаче.

Трубоплетевоз, созданный объединением «Motokov» (ЧССР) и фирмой «Semex» (ФРГ), выполнен на базе двух четырехосных шасси 2 и 7 (рис. 6.13), оборудованных седельными устройствами 4 и 6, на которые опирается единая несущая рама 5. Каждое шасси снабжено двигателями «Tatra 930-31» мощностью 199 кВт, имеет по два передних управляемых моста. Грузоподъемность автопоезда — 44 т, масса в снаряженном состоянии — 28 т, длина его без груза — 18,6 м. Трубы размещаются на кониках 3 рамы и проходят над кабиной 1 водителя.

Повышение грузоподъемности автопоездов-трубоплетевозов обеспечивается увеличением числа мостов (осей). Однако для сохранения маневреннос-

ти возникает необходимость выполнения на прицепах и полуприцепах поворотных устройств при наличии трех и более осей. Одним из таких решений является применение самоустанавливающихся задних поворотных осей.

Способы разгрузки трубоплетевозов разнообразны. Некоторые из них приведены на рис. 6.14. Наиболее распространенными являются конструктивные решения с использованием способа боковой разгрузки. Кроме известных решений с использованием гидравлических опрокидывающих устройств, для перевода коника в наклонное положение применяется боковая разгрузка трубоплетевозов при помощи механических лебедок с канатами, расположенными в стыках коников автомобиля-тягача и прицепа-ропуска.

В некоторых трубоплетевозах верхняя опорная поверхность коников выполнена наклонной, что обеспечивает самовыгрузку труб при откинутой стойке коников после освобождения стопорного устройства.

Недостатком автопоездов с боковой выгрузкой труб больших длины и массы является затруднение обеспечения достаточной их устойчивости при разгрузке. Поэтому и появились конструктивные решения, предусматривающие перевозку труб с разгрузкой их способом опускания вниз на поверхность места доставки груза. Такой трубоплетевоз состоит из автомобиля-тягача и двух арочных прицепов. Арочный при-

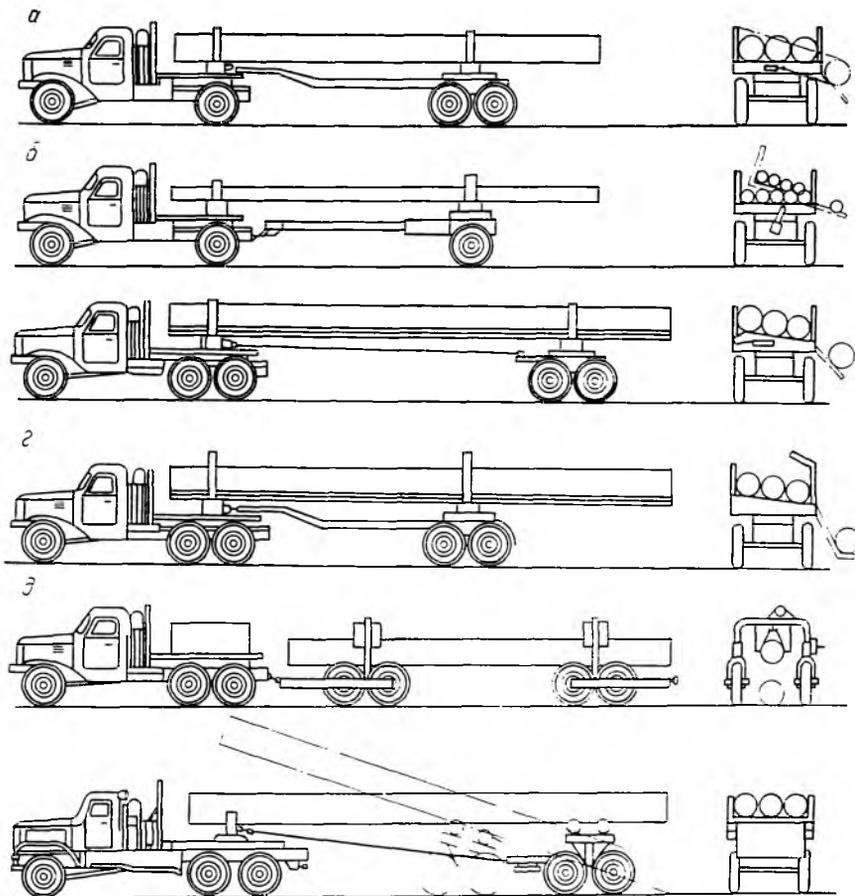


Рис. 6.14. Способы разгрузки саморазгружающихся трубоплетевозов:
 а — г — на боковую сторону; д — методом опускания; е — назад (за прицеп-ропуск)

цеп снабжен ручной лебедкой и специальной опорой, к которой прикрепляется перевозимая труба после ее подъема лебедкой. При разгрузке труба захватывается крюками за торцы и опускается вниз при помощи лебедки. Недостатком конструкции арочного трубоплетевоза является ручной привод лебедки при погрузке и выгрузке труб. Кроме того, в силу недостаточной надежности крепления труб сни-

жается скорость движения трубоплетевоза.

Оригинальное решение найдено для перевозки и разгрузки секций труб массой до 18 т, длиной до 36 м на трубоплетевозе СПЛ-20, состоящем из шасси КрАЗ-255Б и двухосного прицепа-ропуска. Рама этого роспуска (рис. 6.15) имеет возможность раздвигаться в продольном направлении в результате перемещения верхней полу-

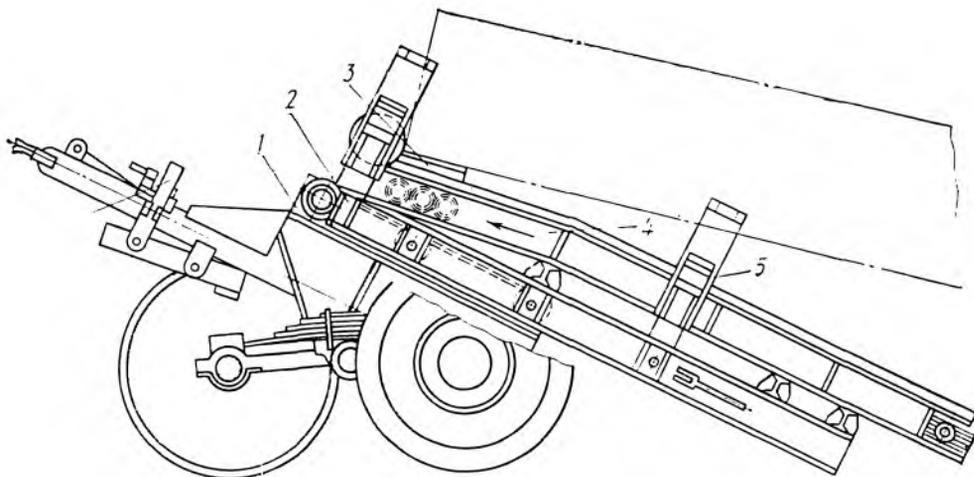


Рис. 6.15. Прицеп-ропуск трубоплетевоза

рамы 2 по роликам, установленным на нижней полураме 1.

На верхней полураме смонтированы два неповоротных коника 5 и направляющие балки 4 для качения по ним предохранительной тележки 3, которая фиксируется замком в транспортном положении.

Для саморазгрузки трубоплетевоза производится сближение автомобиля-тягача и прицепа-ропуска. Это сопровождается вначале перемещением полурамы 3 относительно прицепа-ропуска до опускания ее задним концом на грунт. В результате секции трубы перекатываются по роликам и задний конец их также опускается на грунт. После этого автомобиль-тягач вместе с прицепом-ропуском отъезжает вперед и освобождает прицеп из-под секции трубы, при этом передний конец секции отпускается с роликовой опоры, укладывается на предохранительную тележку и вместе с ней перемещается вниз по направляющим и затем разгружается на грунт.

Возвращение прицепа-ропуска в

транспортное положение производится с помощью троса автомобиля-тягача за счет перевода верхней полурамы из наклонного положения в горизонтальное. При этом предохранительная тележка автоматически возвращается и фиксируется в исходном положении. На дышле прицепа-ропуска смонтирован гидродомкрат 6 для изменения наклона дышла при сцепке.

6.5. Автопоезда для перевозки железобетонных изделий

Наиболее массовыми элементами жилых зданий и промышленных сооружений, изготавливаемыми заводами железобетонных изделий, являются готовые стеновые и перегородочные панели, плиты перекрытий, фундаментные блоки, фермы и другие крупноразмерные строительные детали.

Типоразмерный ряд специализированных автотранспортных средств для перевозки сборных железобетонных изделий (табл. 6.4) регламентирует основные габариты, материалоемкость

Табл. 6.4. Типоразмеры специализированных автотранспортных средств для перевозки железобетонных изделий

Характеристика типоразмеров	Тип													
					фермовозов						блоковозов		сантехкабиновозов	
	1	2	3	4	1	2	1	2	3	4	1	2	1	2
Грузоподъемность, т	11,5	15,5	20,0	26,0	15,5	26,0	15,5	20,0	26,0	31,0	20,0	26,0	11,5	15,5
Полная масса полуприцепа, т	14,5	19,3	25,0	33,3	19,3	33,3	19,3	25,0	33,3	39,3	25,0	33,0	14,5	19,3

и конструктивные схемы машин. Типоразмерным рядом установлены пять типов специализированных автотранспортных средств, обеспечивающих транспортировку существующих и перспективных железобетонных изделий: панелевозы, фермовозы, плитовозы, блоковозы, сантехкабиновозы.

По каждому из указанных типов специализированных автотранспортных средств в качестве основных исходных параметров принимались габариты и масса железобетонных изделий, объемы их производства, тяговые возможности существующих и перспективных автомобильных тягачей и перспективы их промышленного производства, требования стандартов.

Конструктивные схемы для каждого типоразмера учитывают возможность наиболее полного использования номинальной грузоподъемности транспортного средства; возможность его использования для перевозки нескольких видов железобетонных конструкций; обеспечение безопасности и сохранности железобетонных изделий при их транспортировании. Такими конструктивными схемами специализированных автотранспортных средств для транспортировки железобетонных изделий являются схемы кассетного (для панелевозов, фермовозов и сантехкабиновозов), хребтового (для панелевозов)

и платформенного типов (для плитовозов и блоковозов).

С учетом специфических свойств указанных строительных грузов к автомобильному подвижному составу, предназначенному для их перевозки, предъявляются особые технико-эксплуатационные требования.

Так, на панелевозах стеновые панели должны перевозиться в вертикальном положении или с наклоном к вертикали под углом не более 8°, так как они могут нести только вертикальные нагрузки, и при перевозке должны быть разгружены от скручивающих усилий. В связи с этим возникает необходимость понижения центра тяжести перевозимого груза и обеспечения его перевозки при транспортном габарите по высоте не более 3,8 м, чему в наибольшей степени удовлетворяет низкорамная схема панелевоза. Панелевозы должны укомплектовываться оборудованием для защиты перевозимых изделий от механических повреждений и загрязнения. Для удобства проведения погрузочно-разгрузочных работ на панелевозах устраиваются мостики, ограждения, лестницы.

Полуприцепы-панелевозы имеют поворотную систему задней тележки от автомобиля-тягача при большой базе автопоезда. Каждый полуприцеп-панелевоз должен быть оборудован

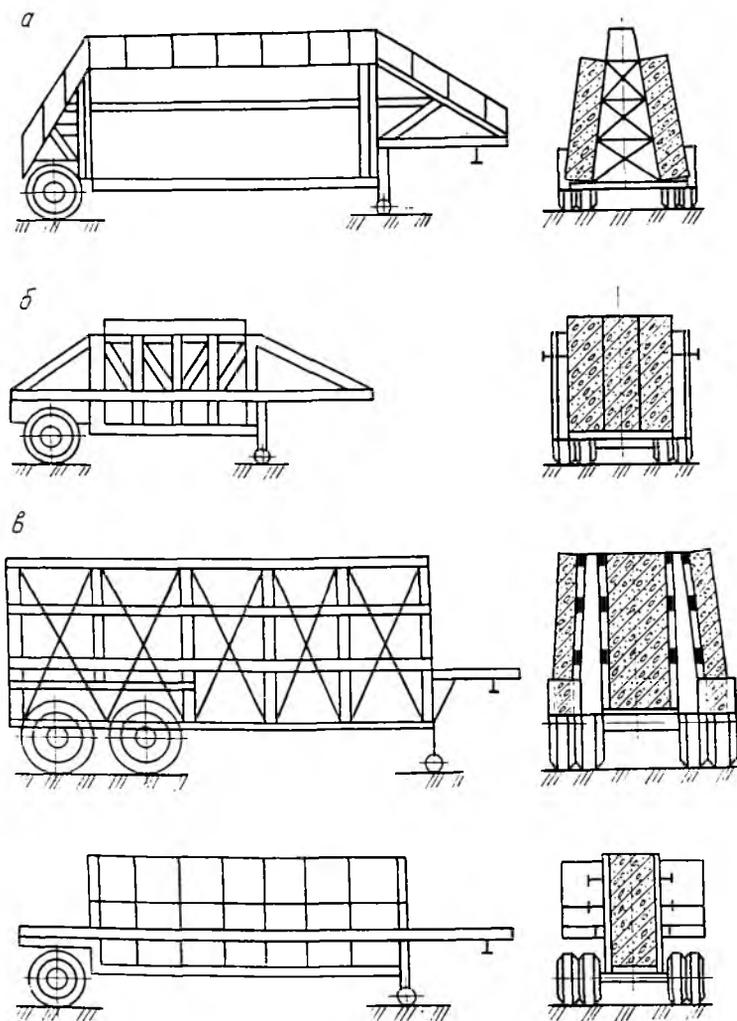


Рис. 6.16. Конструктивные схемы панелевозов:
 а — ферменного хребтового; б — ферменного с центральной кассетой; в — ферменного с центральной и боковой кассетами; г — рамного

гидравлическими опорными устройствами одно- или двухстороннего действия, управляемыми из кабины водителя автомобиля-тягача. Опорные устройства снабжаются механическими фиксаторами, используемыми при отсоединении тягача от полуприцепа.

Все полуприцепы-панелевозы по типу несущих конструкций можно разделить на ферменные и рамные (рис. 6.16), а по способу загрузки различают полуприцепы с центральной, с боковой и одновременно с центральной и боковой разгрузкой.

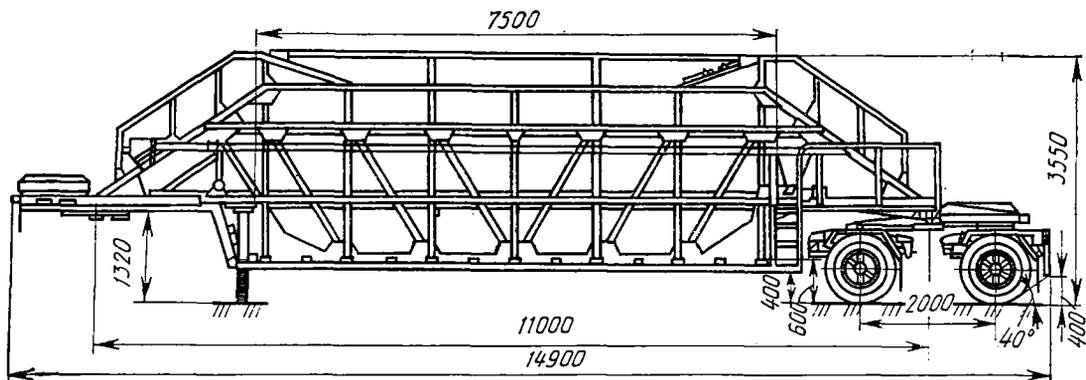


Рис. 6.17. Полуприцеп-панелевоз ферменно-хребтового типа

Хребтовые ферменные полуприцепы-панелевозы могут быть выполнены в виде центральной пространственной несущей фермы прямоугольного или трапециевидного сечения или с боковыми плоскими продольными несущими фермами (кассетные).

Достоинства хребтового полуприцепа-панелевоза — сравнительно низкий коэффициент снаряженной массы при достаточно жесткой конструкции, удобство погрузочно-разгрузочных работ и простота крепления при этом панелей. Основной недостаток такого полуприцепа-панелевоза — его узкая специализация и трудность защиты панелей от загрязнения при транспортировке.

Достоинствами кассетного полуприцепа-панелевоза являются его универсальность при перевозке панелей различного типа, удобство их защиты от загрязнения при транспортировке, а недостатками — повышенная материалоемкость, худшая приспособленность к погрузочно-разгрузочным операциям, сложность закрепления панелей с кремнийорганическими покрытиями в вертикальном положении.

Типажом предусмотрено четыре типоразмера полуприцепов-панелевозов

грузоподъемностью от 11,5 до 26,0 т для транспортировки стеновых панелей длиной от 6,5 до 12 м. Полуприцепы-панелевозы первых двух типоразмеров грузоподъемностью 11,5 и 15,5 т — одноосные, низкорамные, кассетного или хребтового типа. Полуприцепы-панелевозы третьего и четвертого типоразмеров грузоподъемностью 20 и 26 т для транспортировки стеновых панелей длиной соответственно 8,1 и 12 м — двухосные, с управляемыми тележками, низкорамные, кассетного или хребтового типа.

Конструкции основных узлов полуприцепов для перевозки железобетонных изделий в основном имеют подобные схемы.

На двухосном низкорамном полуприцепе-панелевозе ферменно-хребтового типа (рис. 6.17) панели устанавливаются под углом $7,5^\circ$ к вертикали. Полуприцеп состоит из рамы, поворотной тележки, механизма поворота, опорного устройства, систем электро- и пневмооборудования, механизма подъема колеса и механизма крепления панелей. Несущая конструкция полуприцепа — сварной каркас хребтоферменного типа, выполненный из гнутых и прокатных профилей и листовой

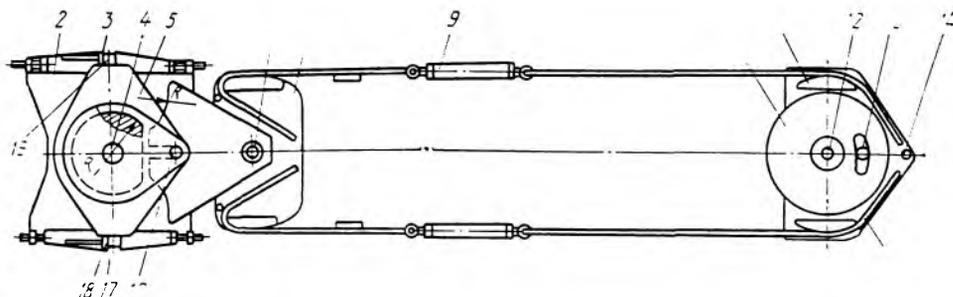


Рис. 6.18. Поворотное устройство полуприцепа-панелевоза:

1 — винт; 2 — основание упоров; 3, 18 — упоры; 4 — шкворень поводка; 5 — поводок; 6 — шкворень среднего блока; 7 — средний блок; 8, 15 — тросы; 9 — стяжка; 10 — задний блок; 11 — сектор; 12 — шкворень заднего блока; 13 — упор ограничителя поворота; 14 — стопор; 16 — палец поводка; 17, 19 — ролики поводка

стали. Опорное устройство выполняется с гидравлическим приводом от тягача или ручным приводом насоса, установленного на полуприцепе. Тележка — двухосная, с поворотными колесами осей, подвеска — зависимая, рессорная. Рабочая тормозная система имеет пневматический привод, вспомогательная тормозная система — пневматический привод с электромагнитным клапаном. Она срабатывает при включении вспомогательной тормозной системы тягача. Стояночная тормозная система — с ручным механическим (винтовым) приводом. Электрооборудование одноприводное.

Для управления поворотной тележкой в зависимости от угла складывания автопоезда служит механизм поворота (рис. 6.18) — механический, тросовый. Он состоит из механизма захватов, смонтированного на тягаче; водила и поводка, закрепленных на раме полуприцепа; поворотного блока и фиксатора, установленных на тележке; направляющих роликов канатов и винтов натяжения канатов. При включении механизма поворота или в случае обрыва каната тележка блокируется с рамой полуприцепа.

На тягаче устанавливается рамка-основание, а к ней с двух сторон крепятся кронштейны с осями, на которых

находятся захваты. В вильчатую часть захватов входят ролики поводка, а рычажные части являются местами фиксации захватов стопорами.

Для удержания полуприцепа в горизонтальном положении без тягача, а также для осуществления сцепки и расцепки полуприцепа с тягачом служат опорные гидравлические устройства.

Конструкция кассеты полуприцепа-панелевоза другого типа (рис. 6.19) представляет собой в поперечном разрезе трапецию с малым основанием внизу. Кассета состоит из двух боковых ферм, связанных между собой поперечинами. Внутренние стойки кассеты имеют наклон 8° . В задней части кассеты поперечины выполнены откидными, что обеспечивает возможность погрузки и выгрузки стеновых панелей через заднюю часть кассеты.

Кроме рассмотренных полуприцепов-панелевозов, транспортирующих панели в вертикальном положении, применяются различные полуприцепы для перевозки крупногабаритных железобетонных изделий в горизонтальном положении.

Полуприцепы-фермовозы предназначены для перевозки железобетонных ферм длиной от 12 до 24 м. Типажом предусмотрено два типоразмера

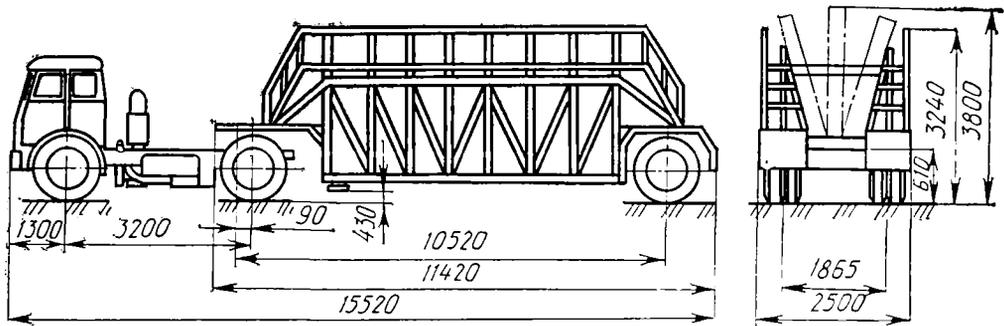


Рис. 6.19. Автопоезд-панелевоз ферменно-кассетного типа

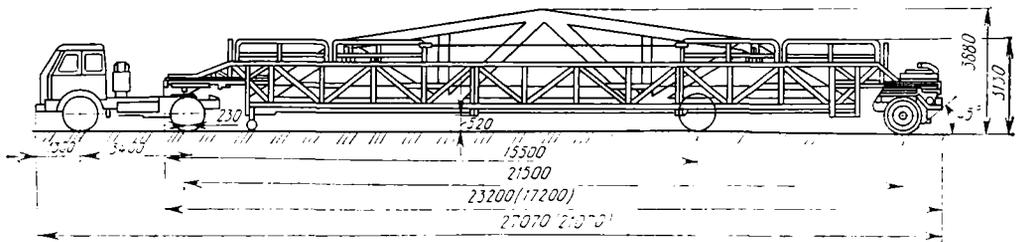


Рис. 6.20. Автопоезд фермовоз

полуприцепов-фермовозов: одноосный для ферм длиной 12 и 18 м и двухосный для ферм длиной 18 и 24 м. Полуприцепы обоих типов низкорамные, кассетные. Они состоят из тех же основных узлов, что и рассмотренные полуприцепы-панелевозы. Отличительной особенностью этих полуприцепов является конструкция рамы.

Рама полуприцепа-фермовоза (рис. 6.20) представляет собой сварную конструкцию, состоящую из трех отдельных секций. В зависимости от длины перевозимых ферм рама собирается из двух (передней и задней) секций или из соединяемых вместе трех секций.

Передняя и задняя секции рамы — это две балки-фермы с параллельными поясами треугольного сечения, соединяющие передние и задние опорные площадки. Средняя секция состоит из

двух балок-ферм, соединенных снизу рамками. В передней и задней секциях рамы имеются грузовые площадки, на которые устанавливаются концы железобетонных ферм.

Полуприцепы-плитовозы предназначены для транспортировки железобетонных плит покрытий и перекрытий, а также колонн, балок, свай и других строительных конструкций. Типажом предусмотрено четыре типоразмера полуприцепов-плитовозов: одноосный для плит длиной до 6 м, два двухосных с управляемой тележкой для плит, балок и колонн длиной 12 и 18 м и трехосный с управляемой тележкой для плит, балок и колонн длиной до 24 м. Такие полуприцепы должны иметь специальную оснастку для перевозки плит шириной до 3 м, позволяющую уменьшить габаритную ширину транспорт-

ного средства до 2,5 м при движении без груза, а также специальные коники и приспособления для крепления при перевозке свай, колонн, балок. Настил рамы полуприцепа-плитовоза платформенного типа.

Отличительной особенностью полуприцепов, предназначенных для перевозки балок, является раздвижная телескопическая рама, которая состоит из подвижно соединенных между собой передней и задней полурам и снабжена полуавтоматическим механизмом блокировки полурам с пневмоприводом.

Рама такого полуприцепа представляет собой сварную конструкцию, несущими элементами которой являются два параллельных лонжерона плоскоферменного типа, которые посредством поперечин соединены в пространственную ферму. Двухосная поворотная задняя тележка управляется принудительно. Система управления тележкой полуприцепа — механическая, тросовая, не требующая дополнительного дооборудования на тягаче.

Полуприцепы-блоковозы предназначены для транспортировки железобетонных объемных блоков (блоков-комнат). В типаже предусмотрено два типоразмера полуприцепов. Первый — двухосный низкорамный полуприцеп для перевозки тяжелых объемных блоков длиной до 6,0 м, грузоподъемностью 20 т. Второй — также двухосный высокорамный для перевозки тяжелых блоков длиной 7,5 м, грузоподъемностью 26 т.

Полуприцепы сантехкабинов о з ы предназначены для транспортировки асбоцементных и железобетонных санитарно-технических кабин и железобетонных элементов шахт лифтов. В типаже предусмотрено два типоразмера низкорамных, одноосных, кассетного типа полуприцепов-сантехкабиновозов: грузоподъемностью 11,5 т для

перевозки асбоцементных и железобетонных санитарно-технических кабин и элементов шахт лифтов грузоподъемностью 15,5 т с управляемой тележкой. Рама полуприцепа состоит из двух плоских ферм, образующих каркас-кассету, в котором размещаются перевозимые изделия.

6.6. Автопоезда для перевозки тяжелых неделимых грузов

Автопоезда для перевозки тяжелых неделимых грузов различаются по грузоподъемности (от 25 до 300 т и более), по составу (прицепные и седельные), по назначению (универсальные, узкоспециализированные, для технических операций) и по условиям эксплуатации (для дорог общей сети и для внутрихозяйственных дорог). Такие автопоезда приспособлены для перевозки грузов со значительными габаритами (высотой 4...6 м, шириной 5...7 м и длиной 40...50 м).

К тяжелым неделимым грузам, транспортировка которых от предприятия-изготовителя к потребителю в разобранном виде невозможна или нецелесообразна, относятся, например, реакторы, трансформаторы, станки, вагоны, корпуса судов и др.

Автопоезда для перевозки неделимых грузов состоят из тягового автомобиля и прицепа или полуприцепа (табл. 6.5). Одним из важнейших требований, предъявляемых к прицепам и полуприцепам для перевозки тяжелых неделимых грузов, является минимальная погрузочная высота. Это требование вызвано не столько габаритными ограничениями по высоте перевозимого груза, сколько необходимостью обеспечения достаточной устойчивости движения автопоезда с грузами, имеющими высоко расположенный центр тяжести.

В некоторых конструкциях высота

Табл. 6.5. Технические характеристики прицепов и полуприцепов-тяжеловозов Челябинского машиностроительного завода автомобильных и тракторных прицепов

Характеристика	Модель прицепа					Модель полуприцепа		
	ЧМЗАП-8386	ЧМЗАП-5208	ЧМЗАП-5212А	ЧМЗАП-5530	ЧМЗАП-8389	ЧМЗАП-5523А	ЧМЗАП-9399	ЧМЗАП-9990
Грузоподъемность, кг	40 000	40 000	60 000	120 000	300 000	25 000	25 000	52 000
Снаряженная масса, кг	13 170	10 900	13 900	46 350	53 069	6750	8800	18 000
Нагрузка от снаряженного прицепа (полуприцепа), кН, передаваемая на дорогу через шины передней оси (тележку)	41,60	38,40	69,80	231,75	44,22*	20,0	21,80	45,0
шины колес задней тележки	90,10	70,60	69,20	231,75	44,22*	47,50	66,80	135,0
Полная масса, кг	53 170	50 900	73 900	166 350	353 069	31 750	33 800	70 000
Нагрузка от груженого прицепа (полуприцепа), кН, передаваемая на дорогу через шины колес передней оси (тележки)	171,7	169,65	369,8	831,75	294,22*	119,0	120,0	190,0
шины колес задней тележки	360,0	339,35	369,2	831,75	294,22*	198,5	218,0	510,0
Колея колес (по серединам сдвоенных колес), мм:								
внутренних	730		790	680	1430	—	—	—
наружных	1780	2410	2470	3215	3350	1860	1860	1780
Число колес	12	24	32	24	96	8	8	12
Шины	1025 × 420 - 457	240 - 508	2240 - 508	370 - 508	240 - 508	300 - 508	300 - 508	1025 × 420 - 457
Число осей	3	3	4	6	12	2	2	3

* На каждую ось

платформы изменяется в определенных пределах при помощи механических домкратов или гидравлических подъемных механизмов, установленных между платформой и тележками осей прицепов или полуприцепов. Так, например, у прицепа-тяжеловоза ЧМЗАП-5530 (рис. 6.21) для погрузки тяжелого неделимого груза платформа может быть опущена при помощи гидросистемы в течение 2...5 мин, а тележки отсоединены от платформы. Рама те-

лежки имеет полости для установки гидравлических подъемных механизмов двойного действия с приводом от насоса, создающего давление рабочей жидкости 30 МПа. Погрузочная высота при опущенной платформе составляет 500 мм, при поднятой платформе без нагрузки — 900 мм, под нагрузкой — 850 мм.

Для облегчения погрузочно-разгрузочных работ задние колеса некоторых прицепов и полуприцепов с по-

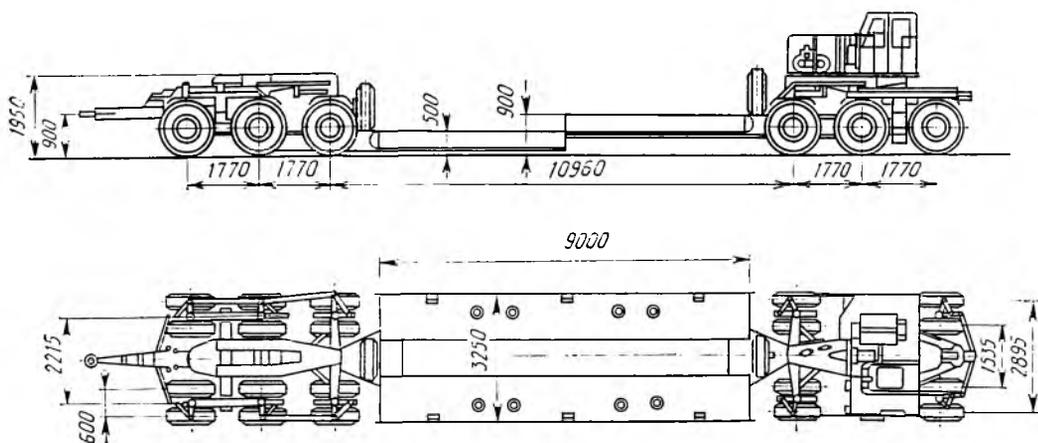


Рис. 6.21. Прицеп-тяжеловоз ЧМЗАП-5530

мощью специальных механизмов разводятся в стороны, что проще и удобнее в эксплуатации, чем применение откатной задней тележки (можно погрузить негабаритный груз шириной, равной ширине платформы, без предварительного его подъема). Для обеспечения небольшой погрузочной высоты для прицепов и полуприцепов-тяжеловозов применяются шины малой размерности, а для обеспечения заданной грузоподъемности принимается соответствующее количество осей и колес.

Большинство прицепов-тяжеловозов выполняются с подкатными тележками. В ряде конструкций без передней подкатной тележки прицеп превращается в полуприцеп, и он тогда буксируется седельным тягачом. По такой схеме выполнены прицепы-тяжеловозы ЧМЗАП-5208 и ЧМЗАП-5212А, причем передняя подкатная тележка первого прицепа одноосная, а второго — двухосная. У прицепа ЧМЗАП-5530 как передняя, так и задняя подкатные тележки трехосные, их колеса управляемые. На задней подкатной тележке установлена кабина оператора. Прицеп-тяжеловоз ЧМЗАП-

8389 состоит из двух унифицированных шестиосных тележек, которые могут состыковываться в продольном или поперечном направлении с образованием единой платформы. Колеса двух передних и двух задних осей каждой тележки управляются от дышла с электрогидравлическим приводом. На торцовой части каждой тележки установлен пульт ручного управления ее колесами. Аналогичным образом оборудован полуприцеп-тяжеловоз ЧМЗАП-5523А передней подкатной тележкой превращает его в прицеп.

Для размещения подкатной тележки в передней части рамы делается выгиб, разность уровней между полками рамы составляет 350...550 мм. Подкатная тележка снабжается типовым опорно-сцепным устройством, а связь ее с прицепным звеном осуществляется шкворнем.

Рамы прицепов и полуприцепов-тяжеловозов выполняются из низколегированной стали. Обычно рама состоит из двух внутренних и двух наружных продольных лонжеронов, связанных поперечинами. Так, например, у прицепа ЧМЗАП-5212А внутренние

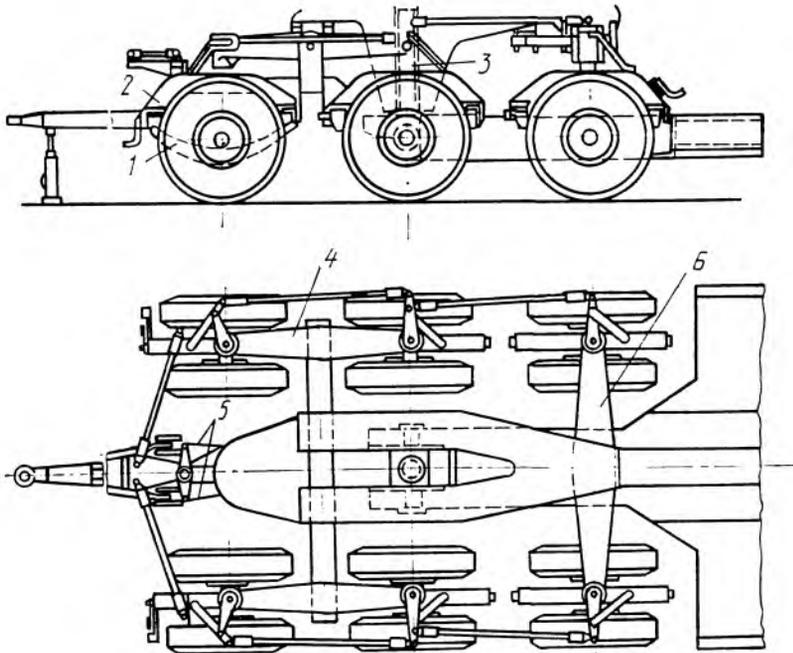


Рис. 6.22. Подкатная тележка прицепа ЧМЗАП-5530:

1 — рессора; 2 — опора; 3 — гидравлический подъемный механизм; 4 — продольный балансир; 5 — тяги; 6 — поперечный балансир

лонжероны изготовлены из двутавровых балок № 45, наружные — из швеллера № 33.

К нижним полкам лонжеронов в передней (гнутой) части рамы приваривается стальная опорная плита, несущая сцепной шкворень.

Пол платформы прицепов и полуприцепов-тяжеловозов настилается из досок толщиной 60...100 мм или из стальных листов толщиной 5...10 мм с более тонким деревянным настилом.

Подвеска колес прицепов (полуприцепов) грузоподъемностью 10...25 т выполняется рессорной, рессоры обычно унифицированы с рессорами серийных автомобилей.

Прицепы грузоподъемностью свыше 20 до 40 т (ЧМЗАП-5208) имеют полужесткую подвеску подкатных те-

лежек и балансирную жесткую подвеску остальных осей. Балансирные подвески обеспечивают хорошую приспособляемость колес к неровностям дороги и равномерное распределение нагрузки по осям и колесам.

Прицепы грузоподъемностью более 40 т имеют балансирную подвеску всех колес, а сверхтяжелые прицепы (например, ЧМЗАП-8389 грузоподъемностью 300 т) — гидробалансирную свечную.

Трехосная подкатная тележка прицепа ЧМЗАП-5530 (рис. 6.22) состоит как бы из одной двухосной тележки, а в качестве третьей оси используется «половина» двухосной тележки. Подвеска трехосной подкатной тележки рессорно-балансирная. Полуэллиптическая рессора 1 при помощи крон-

штейнов присоединена к опоре 2, шарнирно связанной с продольным балансиrom 4. Это обеспечивает возможность поворота колес вокруг оси и управления ими. Крепление третьей оси к раме также шарнирное, что позволяет ей перемещаться относительно рамы тележки в поперечной плоскости. Каждая пара колес этой оси также управляемая.

Управление движением и поворотом прицепа осуществляется при помощи тягового дышла и связанных с ним шести рулевых тяг передней тележки, расположенных симметрично (по три с каждой стороны). Рулевые тяги при помощи кронштейнов связаны с поворотными головками, поэтому все колеса передней тележки могут поворачиваться в ту или другую сторону. Привод управления задней тележкой производится от вала управления передней тележкой при помощи диагонально расположенных тяг прицепа. Конструкция передней и задней тележек обеспечивает возможность буксировки прицепа в прямом и обратном направлениях.

Платформа прицепа крепится к раме передней и задней тележек снизу.

Подъем и опускание обоих концов платформы осуществляются гидравлическими подъемными механизмами двойного действия, укрепленными на рамах тележек.

Рабочие тормозные системы прицепов и полуприцепов-тяжеловозов — колодочные, барабанного типа, с пневматическим приводом, который может работать как по однопроводной, так и по двухпроводной схемам.

Колесные прицепы особо большой грузоподъемности (500...700 т) для перевозки тяжелых и неделимых грузов образуются в результате соединения нескольких самоходных платформ. Для такого самоходного транспортного средства шириной до 9 м и длиной до 20 м используется дизельный двигатель мощностью 500 кВт. По концам платформы устанавливаются две кабины. Погрузочная высота такой платформы может изменяться в пределах до 700 мм. Колеса этого самоходного транспортного средства управляемые и поворачиваются на 90°, поэтому платформа может перемещаться в продольном и в поперечном направлениях.

7 АВТОМОБИЛИ- И АВТОПОЕЗДА-ЦИСТЕРНЫ

7.1. Назначение, классификация и общие требования

Автомобильные цистерны (автоцистерны) предназначены для безстарной перевозки нефтепродуктов (бензина, дизельного топлива, битума), химических веществ (кислот, синтетических продуктов), твердых веществ в расплавленном состоянии (серы, нафталина), сжиженных и сжатых газов (бутана, пропана, аммиака, хлора, хладона, азота), порошкообразных и зернистых материалов (цемента, извести, гипса, минеральных удобрений, комбикормов), полужидких материалов (товарного бетона).

Специализированный подвижной состав, предназначенный для перевозки вышеперечисленных грузов, классифицируется по следующим признакам:

по типу базового шасси, на котором смонтировано технологическое оборудование (автомобиль-цистерна, прицеп-цистерна, полуприцеп-цистерна), и по его проходимости (обычной или повышенной проходимости);

по назначению — для транспортировки (автомобиль-цистерна) или транспортировки и заправки (автомобиль-цистерна-заправщик);

по вместимости (грузоподъемности) цистерны;

по виду транспортируемого (заправляемого) продукта;

по типу несущего шасси — рамные или несущие (рис. 7.1);

по типу технологического оборудования для выгрузки — с выгрузкой продукта под действием гравитационных сил; с механической выгрузкой; пневмовыгрузкой; выгрузкой с помощью насосов, расположенных на цистерне или автономно; с самосвальной разгрузкой.

По конструктивным признакам резервуары цистерн разделяются:

по форме поперечного сечения — на круглые, эллиптические, прямоугольные; по форме продольного сечения — постоянного или переменного сечения (уменьшенного в передней части, в передней и задней части); цилиндрическо-конические (рис. 7.1); хопперного типа (рис. 7.2);

по наличию отсеков и волнорезов — с одним отсеком, с дополнительным отсеком, с несколькими отсеками (секциями), без волнорезов, с одним или несколькими волнорезами;

по теплоизоляционным характеристикам — без теплоизоляции, с термоизоляцией, с дополнительным подогревом или самообогревом;

по виду материала — из обычной стали, высокопрочной стали без покрытия или со специальным покрытием внутренних поверхностей (эмалью, свинцом, эпоксидной пленкой), нержа-

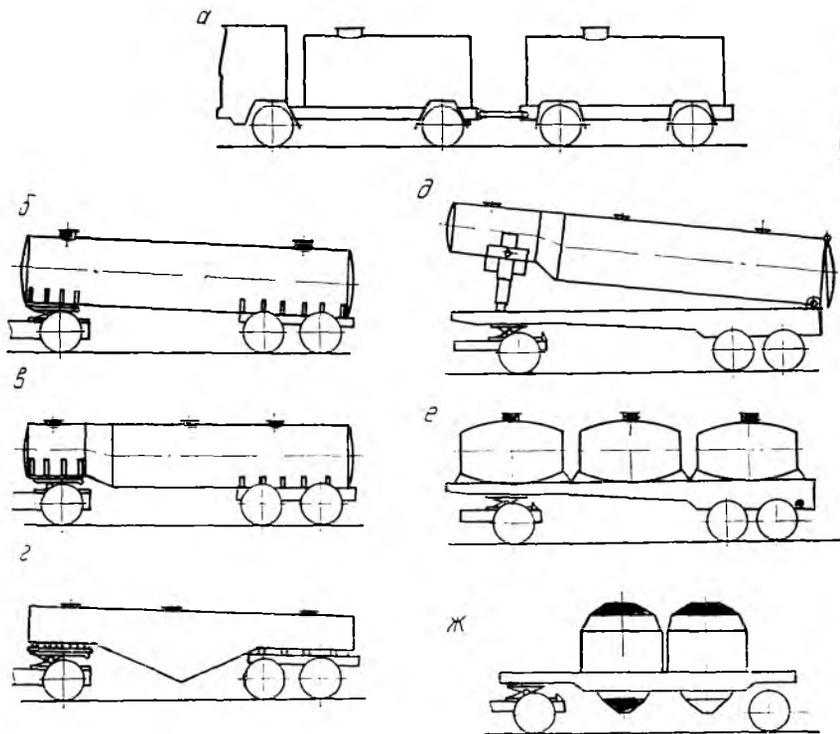


Рис. 7.1. Схемы автомобильных цистерн:

а — автопоезд в составе автомобиль-цистерна и прицеп-цистерна; *б* — *в* — полуприцепы-цистерны: *б* — *в* — песущие конструкции (*б* — обычные; *в*, *г* — с пониженным центром масс); *д* — *ж* — рамной конструкции (*д* — с самосвальной разгрузкой; *е* — с поперечным расположением цистерн; *ж* — с вертикальным расположением цистерн)

вующей стали; из пластмассы, армированной стекловолокном, и т. д.

При проектировании автоцистерн необходимо учитывать физико-химические свойства транспортируемых грузов. Так, их плотность определяет нагрузку на шасси и элементы цистерны при заданной вместимости; плотность, вязкость и электризуемость — характеристики насоса и скорость перекачивания продуктов; давление насыщенных паров — требования к прочности цистерны, характеристики дыхательных клапанов и насосов; коррозионность — выбор материала и антикоррозионных покрытий для цистерны и других агрегатов технологического

оборудования; содержание воды и механических примесей — выбор вида средств очистки и периодичности их обслуживания; температура застывания — необходимость в системе подогрева и теплоизоляции технологического оборудования.

Требования к цистернам многих типов изложены в стандартах. Кроме того, при проектировании автоцистерн должна учитываться инструкция МВД СССР о порядке перевозки опасных грузов автомобильным транспортом, в которой оговорены требования к оборудованию и оснащению транспортных средств, используемых для перевозки грузов 1—4-го классов (в соответствии

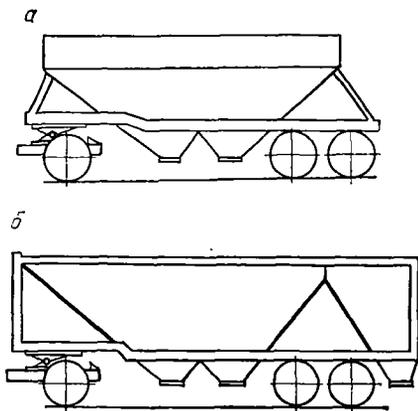


Рис. 7.2. Цистерны-полуприцепы с хопперной разгрузкой:

a — обычной конструкции; *b* — с использованием резиновых воздушных мешков (на схеме выделены)

с ГОСТ 19433—74 «Грузы опасные. Классификация. Знаки опасности» к 1-му классу относятся взрывчатые вещества, 2-му — газы сжатые, сжиженные и растворенные под давлением; 3-му — легковоспламеняющиеся жидкости, 4-му — легковоспламеняющиеся вещества и материалы). В частности, к автотранспортным средствам предъявляются следующие дополнительные требования:

выпускная труба с глушителем должна быть вынесена в сторону радиатора с наклоном выпускного отверстия вниз. Если расположение двигателя не позволяет устанавливать выпускную трубу перед радиатором, допускается выводить ее в правую сторону вне зоны цистерны и зоны топливных коммуникаций;

топливный бак должен размещаться на наибольшем удалении от двигателя, выпускной трубы и электрических проводов, защищаться со стороны передней и задней стенок металлическими щитками, а со стороны днища — металлической сеткой с размерами ячейки 10×10 мм; при этом расстояние

от щитков и сетки должно быть не менее 20 мм;

в электросети обязательно наличие плавких предохранителей или автоматических выключателей, а также приспособлений для отключения аккумулятора из кабины водителя. Электролампы, находящиеся внутри кузова, должны быть защищены сеткой или решеткой. Электропроводка монтируется в металлических трубах или рукавах, а разводка осуществляется с помощью пыленепроницаемых распределительных коробок;

транспортное средство заземляется металлической цепью и должно иметь два огнетушителя, устанавливаемых вне кабины водителя;

транспортное средство должно быть снабжено системой информации об опасности (СИО). В состав элементов СИО входят: информационная таблица для обозначения транспортного средства, аварийная карточка для определения мероприятий по ликвидации последствий инцидента; специальная окраска и надписи на транспортном средстве. На информационной таблице указывается знак опасности, код экстренных мер и номер перевозимого вещества по списку ООН.

В настоящее время не существует единой системы обозначения автоцистерн и поэтому различные министерства, которым принадлежат заводы-изготовители, вводят различные их обозначения.

Полная индексация автоцистерн, выпускаемых Минавтопромом, состоит из двух-трех букв, обозначающих тип базового шасси (А — автомобиль, П — прицеп, ПП — полуприцеп) и назначение цистерны (Ц — цистерна транспортная, ТЗ — топливозаправочная цистерна), одной-двух цифр, соединенных дефисом и обозначающих номинальную вместимость цистерны в кубических метрах и марку базового

шасси. Например, АЦ-4,2-53А — автомобиль-цистерна транспортная, номинальной вместимостью 4,2 м³, на шасси автомобиля ГАЗ-53А. Наряду с буквами Ц и ТЗ применяются обозначения: ЦЗ — цистерна-заправщик. МЗ — маслозаправщик. Специальные обозначения типа перевозимых грузов: М — масло, В — вода, С — спирт, СЖ — специальные жидкости. Например, ЗСЖ-66 — заправщик специальными жидкостями на шасси автомобиля ГАЗ-66.

Обозначения автоцистерн, выпускаемых другими министерствами, имеют более сложную структуру. Подробная индексация специализированного подвижного состава приводится в соответствующих ведомственных документах.

7.2. Автомобили-цистерны для перевозки нефтепродуктов

Степень специализации. В настоящее время от нефтебаз до потребителя нефтепродукты перевозятся в основном в автомобильных цистернах, которые, как правило, имеют целевое назначение и используются постоянно для перевозки нефтепродукта одного и того же вида (автомобильных бензинов, дизельных топлив, масел, битумов). Это позволяет механизировать процесс налива и слива нефтепродуктов, а также сохранять их качество. В то же время для механизированной заправки гусеничных и колесных машин в полевых условиях применяются автоцистерны, позволяющие перевозить несколько видов нефтепродуктов (автомобильный бензин и дизельное топливо, автомобильный бензин и масло и т. п.).

Автоцистерны для перевозки топлива. Несмотря на различные вместимость и тип базового шасси, они имеют много общего в конструктивных реше-

ниях. Поэтому рассмотрим только несколько типов таких автоцистерн.

Автомобиль-цистерна АЦ-4,2-53А (рис. 7.3) предназначен для перевозки топлива плотностью не более 860 кг/м³ с нефтебаз на склады автотранспортных предприятий, колхозов, совхозов и других хозяйств и кратковременного его хранения. Технологическое оборудование смонтировано на шасси автомобиля ГАЗ-53А. Цистерна калиброванная (является мерой вместимости) с сечением эллиптической формы. Она имеет горловину с крышкой, отстойник и задний отсек, закрываемый дверками. На крышке горловины расположен наливной люк, два дыхательных клапана, патрубок со штуцером для рукава «газовой обвязки» и указателя уровня реечного типа. Наливной люк в транспортном положении закрывается герметично крышкой. Его размеры обеспечивают подключение наливных устройств автоматических систем налива на нефтебазах. Автоцистерна оборудована двумя пеналами для хранения и транспортирования напорно-всасывающих рукавов ДУ-65 длиной 3 м, противопожарными и заземляющими средствами, креплениями в заднем отсеке цистерны для шанцевого инструмента и принадлежностей, металлической площадкой и лестницей.

Привод насоса СЦЛ-00 осуществляется от коробки отбора мощности через карданный вал. Рычаг управления коробкой отбора мощности расположен в кабине водителя.

Провода электрооборудования уложены в металлических трубах, что способствует предохранению их от механических повреждений и повышению безопасности эксплуатации автоцистерны.

Патрубки насоса соединены со всасывающим и нагнетательным патрубками гибкими резиновыми шлангами, закрепленными ленточными хомутами.

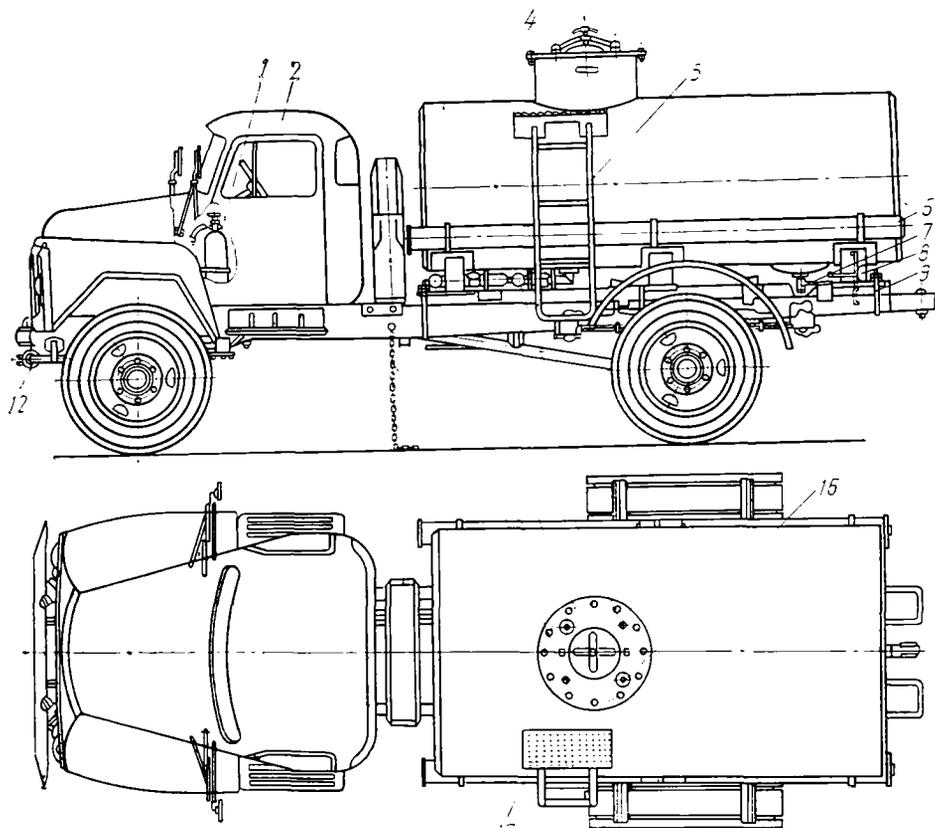


Рис. 7.3. Автомобиль-цистерна АЦ-4, 2-53А:

1 — огнетушитель; 2 — шасси автомобиля; 3 — цистерна; 4 — крышка горловины; 5 — лестница; 6 — пеналы для рукавов; 7 — отстойник с трубопроводом; 8 — электрооборудование; 9 — элементы крепления цистерны; 10 — трубопроводы гидравлической системы; 11 — цепь заземления; 12 — глушитель; 13 — штуцер «газовой обвязки»; 14 — пломба; 15 — реечный указатель уровня; 16 — дыхательный клапан; 17 — площадка

Всасывающий и нагнетательный патрубки имеют штуцера для присоединения напорно-всасывающих рукавов. Штуцера всасывающего и напорного рукавов в транспортном положении автомобиля закрыты заглушками, прикрепленными к трубам цепочками. Во всасывающем патрубке установлена сетка-фильтр, препятствующая попаданию в насос посторонних предметов при его работе. Разъемные соединения уплотнены прокладками из мас-

ло-бензостойкой резины. Прокладки и резиновые шланги уплотнены герметиком. Штуцера всасывающего и напорного патрубков выведены на левую сторону автомобиля, что позволяет водителю-оператору выполнять монтажные работы по присоединению напорно-всасывающих рукавов и управлять задвижками с одного рабочего места. Для удобства управления на маховиках задвижек выполнены надписи «в цистерну» и «из цистерны».

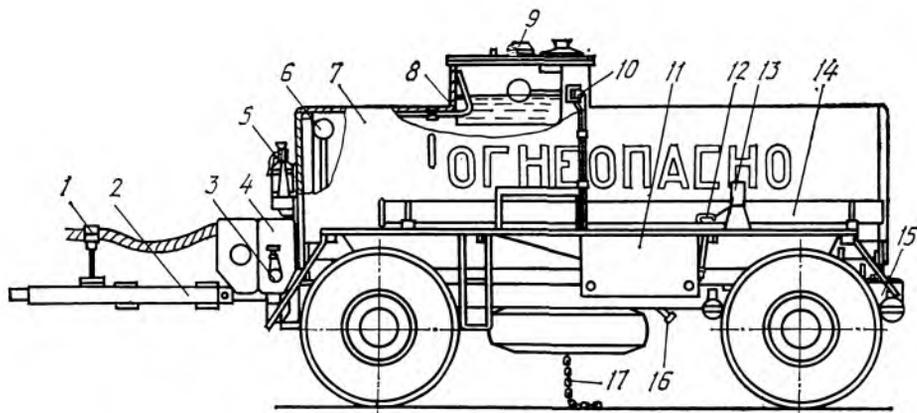


Рис. 7.4. Прицеп-цистерна ПЦ-6,7-8925:

1 — опора крепления рукава; 2 — дышло прицепа; 3 — трубопровод для приема и выдачи нефтепродукта; 4 — ящик задвижки Ду-70; 5 — огнетушитель; 6 — поплавковый указатель уровня; 7 — цистерна; 8 — горловина; 9 — дыхательный клапан; 10 — ограничитель наполнения; 11 — боковой ящик; 12 — клин заземления; 13 — заземляющее устройство; 14 — пенал для рукава; 15 — шасси; 16 — трубопровод слива отстоя; 17 — цепь заземления

Прицеп-цистерна ПЦ-6,7-8925 (рис. 7.4) предназначен для перевозки топлива плотностью не более 860 кг/м^3 и кратковременного его хранения. Прицеп-цистерна буксируется автомобилями-цистернами АЦ-8,5-255Б, АЦ-8-500А и автомобилем-топливозаправщиком ТЗ-8-255Б.

Технологическое оборудование, смонтированное на шасси прицепа МАЗ-8925, состоит из цистерны, трубопроводов с арматурой, трубопроводов пневмосистемы, электрического и противопожарного оборудования. Цистерна выполнена из листовой стали, калиброванная, внутренняя поверхность ее оцинкована. В цистерне установлен волнорез, поплавковый указатель уровня топлива, ограничитель наполнения. В верхней части цистерны расположена горловина, в нижней — отстойник. В крышке горловины размещены смотровой и наливной люки. Управление запорной арматурой осуществляется из шкафа, расположенного в задней части цистерны.

Технологическое оборудование авто-

цистерн. Оно в общем случае включает цистерну с заливной горловиной, дыхательный клапан, насос, гидравлическую систему трубопроводов, напорно-всасывающие рукава, систему управления, контрольно-измерительные приборы, электрическое и противопожарное оборудование. Автомобили-топливозаправщики в качестве обязательного оборудования имеют также фильтры тонкой очистки и счетчики расхода топлива, самонаматывающиеся барабаны для раздаточных рукавов с наконечниками и кранами. Автомобили-заправщики маслами могут иметь подогреватели.

В общем случае технологическое оборудование автоцистерн позволяет выполнять следующие операции: наполнять цистерну нефтепродуктами (в том числе с помощью насоса, не входящего в оборудование цистерны); выдавать нефтепродукты из цистерны с помощью насоса или самотеком; перемешивать нефтепродукт в цистерне; производить откачку нефтепродукта из раздаточных и приемного рука-

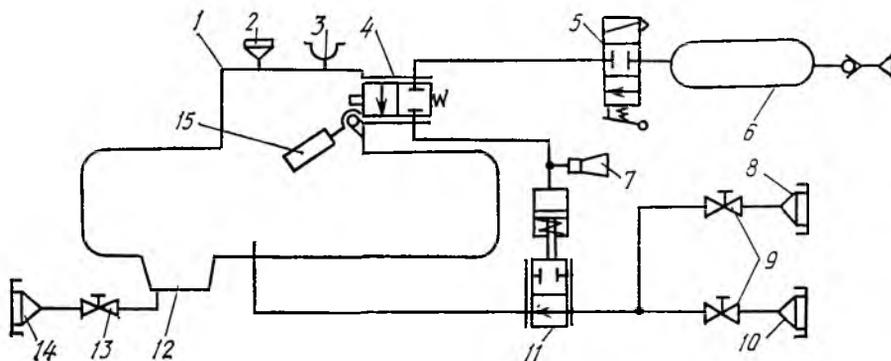


Рис. 7.5. Схема технологического оборудования прицепа-цистерны ПЦ-6,7-8925:

1 — цистерна; 2 — наливная горловина; 3 — дыхательный клапан; 4 — клапан ограничения налива; 5 — кран ручного управления; 6 — ресивер для сжатого воздуха; 7 — звуковой сигнал; 8 — штуцер постоянной пристыковки; 9, 13 — вентили; 10 — штуцер налива; 11 — пневмогидроклапан; 12 — отстойник; 14 — штуцер сливного патрубку; 15 — поплавек

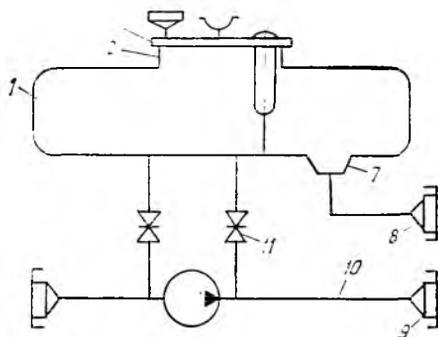


Рис. 7.6. Схема технологического оборудования автомобилей-цистерн АЦ-4,2-53А и АЦ-4,2-130:

1 — цистерна; 2 — горловина; 3 — крышка горловины; 4 — наливная горловина; 5 — дыхательный клапан; 6 — уровнемер; 7 — отстойник; 8 — сливной штуцер; 9 — штуцер напорного патрубку; 10 — напорный патрубку; 11, 13 — задвижки; 12 — насос; 14 — всасывающий патрубку; 15 — штуцер всасывающего патрубку

вов в цистерну; перекачивать нефтепродукты из одного резервуара в другой, минуя цистерну. Технологическое оборудование цистерн выбирается в зависимости от операций, которые должны выполняться, особенностей шасси автомобиля, на котором монти-

руется оборудование, и отличается большим разнообразием.

Оборудование полуприцепа-цистерны ПЦ-6,7-8925 (рис. 7.5) позволяет откачивать топливо через штуцер налива 10 или штуцер постоянной пристыковки 8 с помощью насоса автомобиля-цистерны или другого перекачивающего средства. Объем топлива в цистерне также контролируется по уровнемеру, а ограничение наполнения осуществляется автоматически. С этой целью технологическое оборудование полуприцепа дополнено ресивером, краном ручного управления, клапаном ограничителя налива и пневмогидроклапаном. Воздух в ресивер подается из пневматической системы прицепа через обратный клапан, что обеспечивает работу ограничителя налива и при отсоединенном тягаче. Перед наполнением цистерны воздух из ресивера через ручной кран 5 подается к клапану ограничителя налива 4. При достижении заданного уровня жидкости поплавок воздействует на клапан ограничителя налива и переводит его в положение, при котором воздух поступает в пневмогидроклапан, который отсоединяет цистерну от напорной

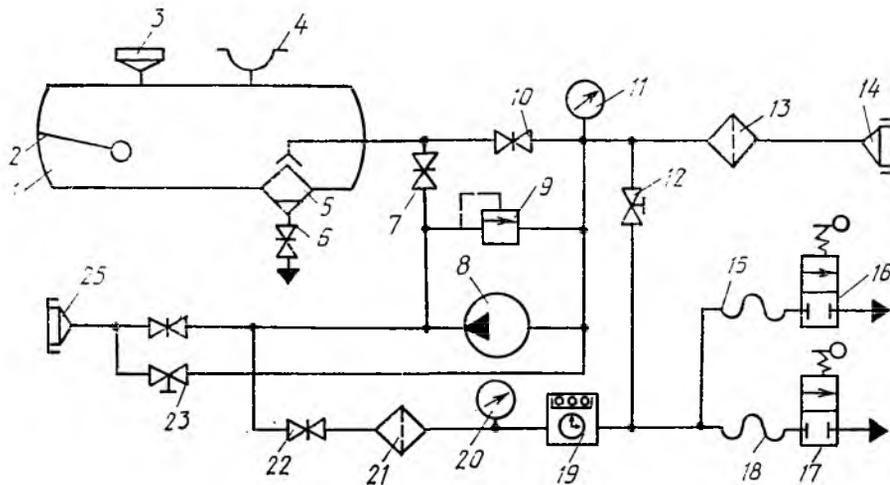


Рис. 7.7. Схема технологического оборудования автомобиля-цистерны АЦЗ-4,4-131:

1 — цистерна; 2 — уровнемер; 3 — наливная горловина; 4 — дыхательный клапан; 5 — водоотделитель; 6, 7, 10, 22, 24 — задвижки; 8 — насос; 9 — предохранительный клапан; 11 — мановакуумметр; 12, 23 — вентили; 13 — фильтр грубой очистки; 14 — штуцер приемного патрубка; 15, 18 — раздаточные рукава; 16, 17 — раздаточные краны; 19 — счетчик жидкости; 20 — манометр; 21 — фильтр тонкой очистки; 25 — штуцер напорного патрубка

магистрالی. Одновременно включается звуковой сигнал. В транспортном положении кран 5 устанавливается в положение «закрыто» после предварительного выпуска воздуха через клапан ограничителя налива и пневмогидроклапан в атмосферу.

В качестве обязательного оборудования автомобиля-цистерны (рис. 7.6) имеют насос. С его помощью выполняются следующие операции: наполнение цистерны топливом через штуцер 15 при открытой задвижке 11; выдача топлива через штуцер 9 при открытой задвижке 13; перемешивание топлива в цистерне при открытых задвижках 11 и 13; перекачивание топлива из одного резервуара в другой при закрытых задвижках 11 и 13, минуя цистерну. Слив топлива из цистерны осуществляется самотеком.

Состав оборудования автомобилей-топливозаправщиков (рис. 7.7) и автомобилей-цистерн с устройствами для

заправки топливом практически одинаков. Оно позволяет наполнять цистерну с помощью насоса при открытой задвижке 7; выдавать фильтрованное топливо из цистерны с помощью насоса через раздаточные краны 16 и 17 в топливные баки заправляемых машин с фиксацией объема топлива по счетчику его расхода; перекачивать топливо из одного резервуара в другой при закрытых задвижках 11 и 13, минуя цистерну; откачивать топливо из раздаточных и приемных рукавов при открытых вентилях 12, 23 и задвижке 7; сливать топливо самотеком через задвижку 6. Контроль давления в линии всасывания осуществляется по мановакуумметру, а линии нагнетания — по манометру.

Рассмотрим устройство основных элементов технологического оборудования автоцистерн.

Главным его элементом является цистерна. При перевозке нефте-

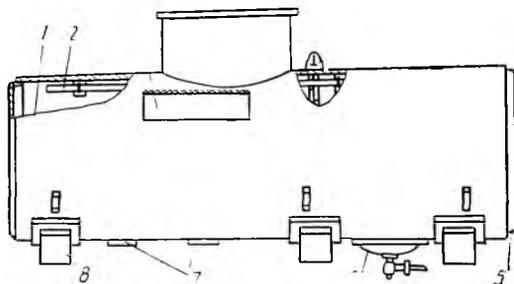


Рис. 7.8. Цистерна автомобиля-цистерны АЦ-4,2-53А:

1 — обечайка; 2 — воздухоотводная трубка; 3 — площадка; 4 — указатель уровня; 5 — днище; 6 — отстойник; 7 — нагрузки; 8 — опора

продуктов наиболее часто используются цистерны эллиптической формы.

На автомобиль-цистерну АЦ-4,2-53А устанавливают цистерну (рис. 7.8) номинальной вместимостью 4200 л (полная вместимость — 4320 л), изготовленную из листовой стали толщиной 3 мм (обечайка) и 4 мм (днища). Листы обечайки свариваются и усиливаются кольцами жесткости, которые воспринимают часть действующей на нее нагрузки. Штампованные эллиптические днища с отбортованными краями привариваются к обечайке цистерны внахлестку. В верхней части к цистерне приварена горловина с мерным угольником. В нижней ее части предусмотрены отстойник со сливным трубопроводом для удаления отстоявшейся воды и механических примесей, фланцы для присоединения всасывающего и напорного трубопроводов. Внутри цистерны на кронштейнах закреплены воздухоотводящие трубки. К обечайке задней ее части приварен инструментальный отсек с двумя дверцами (на рисунке не показан). Цистерна присоединяется к шасси шестью опорами.

На автоцистернах применяются самовсасывающие центробежные, вихревые и центробежно-вихревые насосы,

обеспечивающие подачу 25...60 м³/ч (СЦЛ-20-24а, СВН-80А, СЦЛ-00, СЦН-60М и др.). Для цистерн вместимостью более 10 м³ применяются насосы, обеспечивающие подачу до 150 м³/ч. Выбор насоса определяется продолжительностью наполнения цистерны (у современных цистерн 10...30 мин) при глубине всасывания 4...4,5 м.

Ручные поршневые насосы с небольшой подачей применяются главным образом для выдачи нефтепродуктов в мелкую тару и очистки цистерн.

Шестеренные насосы с подачей до 5 м³/ч используются на топливо-маслозаправщиках для перекачки масла.

Самовсасывающий центробежно-вихревой насос СЦЛ-20-24а (рис. 7.9) предназначен для перекачки бензина, керосина и воды.

Корпус насоса 3 имеет осевой подвод к центробежному колесу, который заканчивается патрубком 2 с фланцем для присоединения всасывающего трубопровода. К верхней части корпуса болтами прикреплен колпак 13, обеспечивающий самовсасывание в начальный период работы насоса. Колпак имеет фланец для подсоединения напорного трубопровода.

Для отделения воздуха от перекачиваемой жидкости в период всасывания под колпаком на вступях промежуточной крышки 1 и внешней крышке корпуса насоса 11 установлен воздухоотделитель 12. Промежуточная крышка отделяет центробежную ступень от лопастной и крепится болтами к фланцу корпуса насоса. Внешняя крышка совместно с корпусом образует камеру лопастного насоса.

Ротор насоса вращается в двух подшипниках 4 и 10 и состоит из вала 6, центробежного 7 и лопастного 8 колес. Центробежное колесо закреплено на валу при помощи шпонки, пружинное кольцо препятствует его осевому

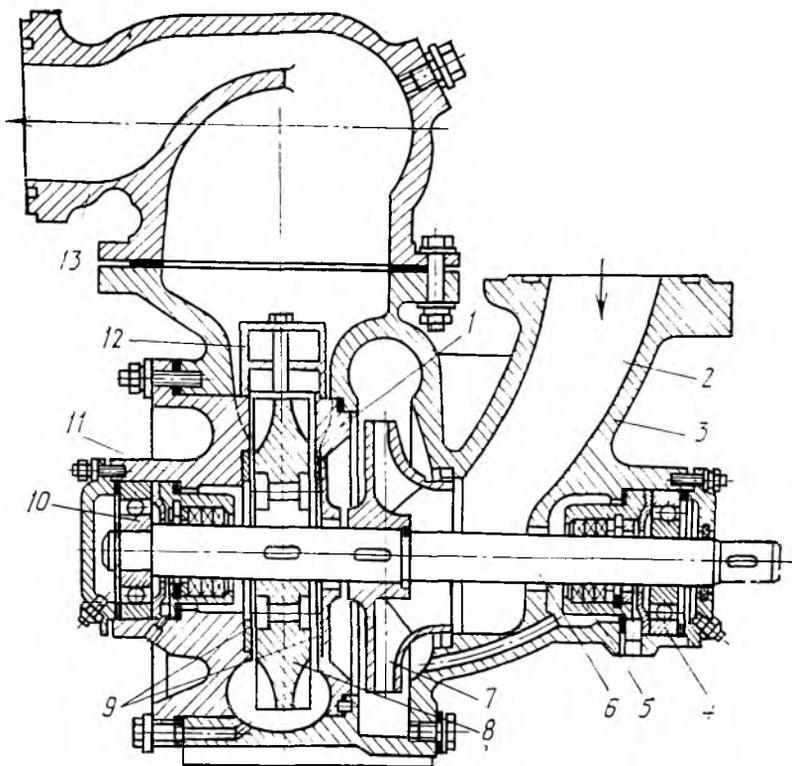


Рис. 7.9. Насос СЦЛ-20-24а

перемещению. Разделение всасывающей и напорной полостей центробежной ступени осуществляется лабиринтным уплотнением, образованным бронзовой втулкой и ступицей рабочего колеса. Лопастное колесо также закреплено на валу с помощью шпонки и вращается между двумя стальными кольцами 9, установленными на торцах внешней и промежуточной крышек. Для исключения попадания перекачиваемой жидкости в подшипники установлены кольца-отражатели и обоймы 5 с резиновыми манжетами (две манжеты рабочими кромками в сторону рабочих колес, а одна — в сторону подшипника). Этим достигается более

плотное прилегание рабочих кромок манжет к валу и устраняется подсос воздуха при работе насоса в режиме всасывания. Просочившееся топливо отводится через отверстия в обоймах для резиновых манжет в крышке корпуса и в корпусе насоса.

При вращении ротора перекачиваемая жидкость, предварительно залитая в насос, захватывается центробежным колесом и по переводному каналу отбрасывается в левую полость корпуса насоса к лопастному колесу вихревой ступени. Лопастное колесо, захватывая жидкость, вытесняет ее в воздухоотделитель. Освободившееся межлопастное пространство заполня-

ется воздухом из всасывающего трубопровода.

При прохождении образовавшейся эмульсии через воздухоотделитель перекачиваемая жидкость отводится по боковым каналам в колпак, а воздух выходит через боковые отверстия в стенках и направляющие каналы в верхнюю часть колпака. Из колпака жидкость вновь поступает в лопастное колесо. Процесс повторяется до тех пор, пока из всасывающей линии не будет откачан воздух и она не заполнится полностью перекачиваемой жидкостью.

Принцип действия самовсасывающего центробежно-вихревого насоса СЦЛ-00 такой же, как и насоса СЦЛ-20-24а. Центробежно-вихревые насосы СЦН-60 и СЦН-60М отличаются от СЦЛ-20-24а тем, что основным их рабочим органом является центробежная ступень, а вихревая ступень предназначена для обеспечения ее бесперебойной работы. В процессе откачки воздуха из всасывающей магистрали центробежная ступень обеспечивает необходимый подпор жидкости, снижая возможность возникновения кавитации в ней на входе вихревой ступени.

Цистерны, предназначенные для перевозки нефтепродуктов или специальных смесей, имеют в зависимости от размеров до трех дыхательных устройств, предназначенных для сообщения внутренней полости цистерны с атмосферой.

Дыхательные устройства — это предохранительные клапаны (шарикового или тарельчатого типа), установленные на горловине (крышке горловины) или на самой цистерне. Подразделяются они на вдыхательные, выдыхательные и комбинированные.

Вдыхательный клапан предназначен для сообщения внутренней полости цистерны при понижении давления

(разрежении) в ней через воздушный фильтр с атмосферой, за счет чего предупреждается ее смятие при сливе жидкости. Клапан срабатывает при разрежении в цистерне 2...3 кПа. Его устанавливают между фланцем воздушного фильтра и специальным патрубком цистерны. На цистернах в этом случае устанавливаются также и дыхательные клапаны.

Дыхательный клапан предназначен для сообщения внутренней полости цистерны с атмосферой и поддержания в ней давления ($101,3 \pm (5...8)$) кПа. Он вступает в работу при засорении воздушного фильтра и служит для предохранения нефтепродуктов от обводнения, а также уменьшения потерь их при испарении.

Комбинированный клапан (рис. 7.10) предназначен для сообщения внутренней полости цистерны с атмосферой, если давление в полости отличается от допустимого. При избыточном давлении в цистерне 1,5...2,5 кПа выпускной клапан 8 отрывается от седла 9 и избыток воздуха стравливается через окна в корпусе 2 и фильтр 10. Если давление в цистерне ниже допустимого (разрежение 5...10 кПа), воздух поступает через фильтр, окна в корпусе и образующийся зазор между выпускным 8 и впускным 5 клапанами. Давление, при котором открывается впускной клапан, регулируется пружиной 4 и набором шайб 3, а выпускной — пружиной 6 и набором шайб 7. Под клапаном для его защиты от прямого удара волны жидкости (например, при торможении автомобиля) установлен защитный диск 11. Сверху клапан закрыт крышкой 1.

Встроенный фильтр 10 представляет собой каркас, заполненный смоченной в масле проволочной канителью. Использование встроенного фильтра упрощает дыхательные устройства цистерны.

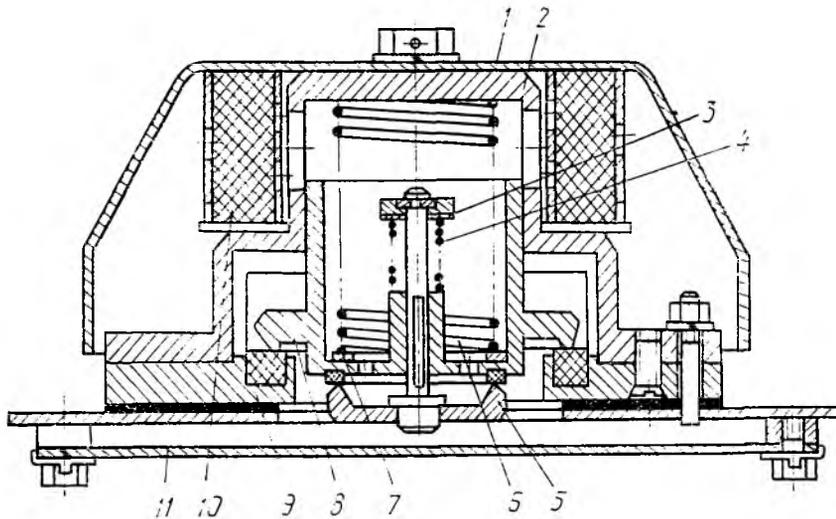


Рис. 7.10. Комбинированный клапан

Контрольно-измерительные приборы предназначены для наблюдения за уровнем налива нефтепродуктов в цистерну (звуковой или световой сигнал), учета времени работы насоса, определения частоты вращения вала насоса, определения давления во всасывающей и нагнетающей магистралях насоса (манометры и мановакуумметры), измерения температуры, расхода нефтепродукта при заправке (счетчики расхода), контроля за работой двигателя (лампы сигнализации падения давления масла и перегрева охлаждающей воды), сигнализации о наличии воды в отстойнике и т. д.

Количество и расположение контрольно-измерительных приборов зависит от назначения автоцистерны, конструкции базового шасси. Эта аппаратура обычно усложняется с увеличением вместимости цистерны.

Противопожарное оборудование автоцистерн при транспортировке нефтепродуктов обязательно. Автоцистерны должны оборудоваться

ручными углекислотно-бромэтиловыми или углекислотными огнетушителями, которые располагаются по обеим сторонам кабины водителя снаружи, а на прицепах-цистернах и полуприцепах-цистернах — на их переднем и заднем днищах.

Для отвода статического электричества при выполнении операций на нефтебазах, имеющих твердое покрытие проезжей части, автоцистерны должны снабжаться шнуром с вилками для подключения к стационарной системе заземления, тросом с клином для заземления цистерны при работе в полевых условиях и цепью, прикрепляемой к отстойнику и соприкасающейся с дорогой на длине не менее 200 мм при движении автомобиля. С этой же целью конструкция напорно-всасывающих рукавов также должна включать систему отвода статического электричества, что достигается использованием рукавов специальной конструкции, имеющих внутреннюю проводочную спираль, соединенную гибким проводником с ершом, служащим для

подключения рукава к патрубкам цистерны.

Автобитумовозы. Они предназначены для транспортировки битумных материалов, имеющих температуру до 200 °С, от нефтеперерабатывающих заводов к притрассовым складам и месту производства работ.

Конструкция битумовоза должна обеспечивать постоянство температуры битума в цистерне при транспортировании его без подогрева; подогрев битума в цистерне до рабочей температуры; забор битума из битумохранилищ и битумоплавильных котлов насосом; перекачивание битума, минуя цистерну.

Промышленностью выпускаются автобитумовоз ДС-41А грузоподъемностью 6850 кг, состоящий из полуприцепа-цистерны безрамной конструкции и седельного тягача ЗИЛ-130В1, и ДС-10А грузоподъемностью 14 500 кг, включающий цистерну, смонтированную на шасси полуприцепа ЧМЗАП-5524П, и седельный тягач КраЗ-258.

В битумовозах используются цистерны сварной конструкции, эллиптической формы и постоянного сечения по длине. Корпус цистерны изготавливается из листовой стали толщиной 4 мм и имеет термоизоляцию из стекловаты толщиной 50 мм. Снаружи термоизоляция защищена облицовкой из листовой стали. Для придания цистерне жесткости и гашения гидравлических ударов установлены две перегородки.

Сверху цистерна имеет заливные горловины, закрываемые откидными крышками. В горловину вставлен фильтр для предупреждения попадания посторонних частиц в цистерну. В задней части цистерна имеет фланец для присоединения сливного трубопровода. Перекрытие этого трубопровода осуществляется заслонкой-шибером, расположенным внутри цистерны. Внутри цистерны установлены также

дыхательная труба, соединяющая внутреннюю полость цистерны с атмосферой, трубопроводы наполнения и опорожнения цистерны с помощью битумного насоса.

Система подогрева битума включает две жаровые трубы, сваренные в днище цистерны и закрепленные хомутами к перегородкам, две стационарные и одну переносную горелки, бак для керосина.

Керосин, вытесняемый из бака давлением воздуха, подаваемого от пневмосистемы тягача, поступает к закрепленным на фланцах жаровых труб стационарным горелкам и, проходя по предварительно разогретому змеевику, испаряется. Пары керосина через наконечник-насадку с отверстием диаметром 1,3 мм выбрасываются в жаровую трубу, где смешиваясь с воздухом, сгорают. Продукты сгорания по жаровым и дымовым трубам выбрасываются в атмосферу.

Привод битумного шестеренного насоса с номинальной подачей 500 л/мин осуществляется от двигателя тягача через коробку отбора мощности и карданный вал. Обогрев битумного насоса производится отработавшими газами двигателя, поступающими в полость между корпусом насоса и закрывающим его кожухом из листовой стали.

Объем битумного материала в цистерне контролируется с помощью указателя уровня поплавкового типа.

7.3. Автомобили-цистерны для перевозки сыпучих и полужидких грузов

Характеристика грузов и специализация подвижного состава. К сыпучим и навалочным грузам, не сохраняющим свои физические свойства и качество при перевозке и, следовательно, требующим для этого особых условий при транспортировании, относятся порош-

кообразные (цемент, гипс, мука, соль), зернистые (сахар, зерновые), полужидкие или вязкие (товарный бетон, асфальтовая масса) и другие материалы.

В зависимости от свойств перевозимых грузов, технологии их изготовления и потребления применяются следующие способы выгрузки грузов: гравитационный (из цистерн и бункеров); самосвальный; механический (шнеки, транспортеры); пневматический и комбинированный.

Для перевозки сыпучих и жидких грузов используются автоцементовозы, авторыкловозы, автобетоновозы, известковозы, автобетоносмесители и другие виды специализированного подвижного состава.

Автоцементовозы. Они предназначены для бестарной перевозки порошкообразных и пылевидных строительных материалов (цемента, известки, сухой золы, минерального порошка) на расстояние до 150 км. Автоцементовозы выпускаются двух типов: с пневматической разгрузкой (ТЦ-4, ТЦ-10); с пневматической самозагрузкой и пневматической выгрузкой (ТЦ-6А, ТЦ-11, ТЦ-2А).

Цементовоз состоит из седельного тягача и цистерны-полуприцепа. В качестве тягача используются автомобили ЗИЛ-130В1, МАЗ-5429, КамАЗ-5410 и др. На тягаче непосредственно за кабиной водителя смонтирован компрессор, который приводится в действие от двигателя автомобиля через коробку отбора мощности, карданную и клиноременную передачи. Компрессор соединяется с цистерной при помощи гибкого шланга с быстроразъемным замком. Несущая цилиндрическая цистерна с эллиптическими днищами расположена с уклоном в сторону разгрузки. Места соединения цистерны с опорными устройствами, опорными стойками и подвеской усилены. Каж-

дая цистерна комплектуется разгрузочными шлангами. В верхней части цистерны имеется один или два разгрузочных люка с резиновыми прокладками, герметически закрываемых крышкой при помощи рычага с винтом и гайкой. Для удобства доступа к разгрузочным люкам цистерна оборудована лестницей и площадкой с перилами.

Принципиальная схема загрузки-выгрузки цистерны показана на рис. 7.11. Загрузка и разгрузка цистерны 1 осуществляется с помощью компрессора 14, оборудованного влагомаслоотделителем 13, масляным фильтром 15 и фильтром 16 второй ступени очистки воздуха, поступающего из цистерны.

При загрузке цистерны цементом шланг 7 подсоединяется к фильтру 4 первичной очистки воздуха, а шланг 9 отсоединяется. Компрессор при закрытой крышке 12 и открытом замке 6 создает в цистерне разрежение до 50...65 кПа, контролируемое по мановакуумметрам 8, установленным на цистерне и фильтре 15. При этом цемент через заборный рукав 21 с наконечником 22 (длиной 8 м), открытый замок 24 и трубу 2 поступает в цистерну. Наконечник 21 позволяет создавать регулируемый подсос атмосферного воздуха в заборный рукав для изменения состава всасываемой цементно-воздушной смеси. Для равномерного распределения цемента по цистерне по всей длине трубы 2 выполнена щель.

Объем цемента, загруженного в цистерну, контролируется с помощью указателя 3, состоящего из корпуса, резиновой диафрагмы и двух контактов, которые замыкаются при надавливании слоя цемента на диафрагму и включают звуковой сигнал автомобиля-тягача. После подачи сигнала наконечник вынимается из цемента и после некоторой выдержки, необходимой для очистки шланга от цемента, вакуум-компрессор отключается.

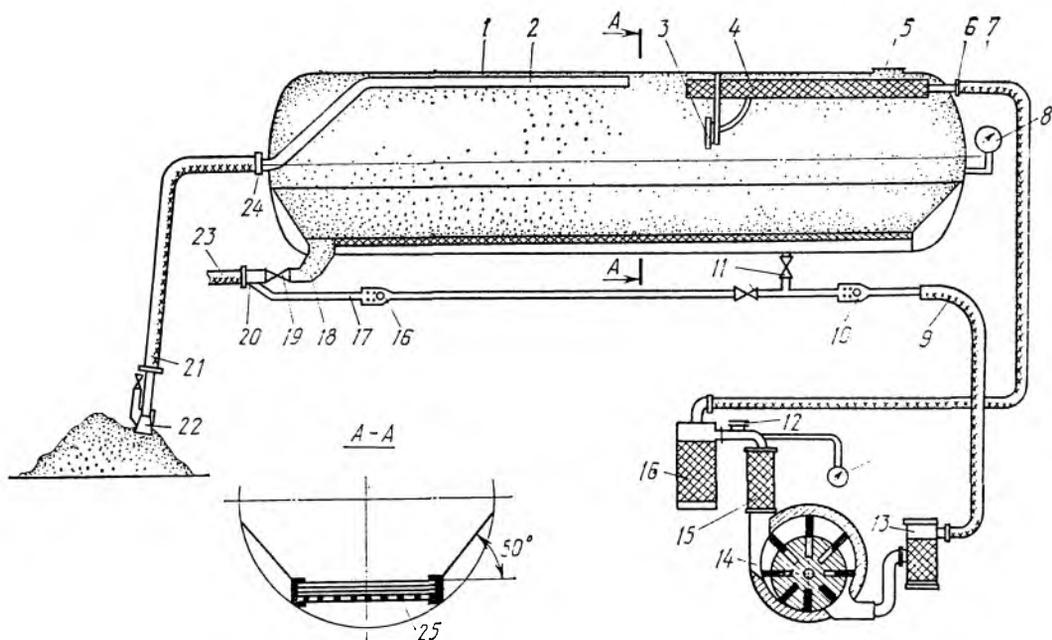


Рис. 7.11. Схема пневматической системы для загрузки-выгрузки цементовоза

Загрузка цемента может также осуществляться через загрузочный люк 5 диаметром 400 мм.

Выгрузка цемента осуществляется при помощи сжатого воздуха, поступающего от вакуум-компрессора (крышка 12 открыта) через масловогootделитель 13, гибкий шланг 9, обратный клапан 10 и краны 11 к аэроднищу 25 и по трубопроводу 17 через обратный клапан к продувочной форсунке 20. При этом замок 6 должен быть закрыт.

Аэроднище представляет собой лоток, днище которого состоит из нескольких слоев пористой ткани, уложенной на металлическую сетку и пришитой по периметру болтами. Для лучшего стекания цемента на аэроднище по всей длине цистерны под углом 50° установлены два откоса. Сжатый воздух, проникающий через аэроднище, смешиваясь с цементом,

придает ему текучесть. Аэрированный цемент за счет наклона цистерны назад стекает к разгрузочному патрубку 16. Поток воздуха, поступающий из продувочной форсунки с большой скоростью, при открытом кране 19, установленном на патрубке 18, захватывает цемент и по разгрузочному шлангу 23 транспортирует его к месту выгрузки (дальность подачи цемента по горизонтали — до 50 м, по вертикали — до 25 м). Признаком окончания разгрузки цистерны является падение давления в ней до нуля.

Авторастворовозы. Они предназначены для перевозки, перемешивания в пути и порционной выдачи строительных растворов на строительных объектах при температуре не ниже -5°C .

Авторастворовоз СБ-89Б состоит из комплекта технологического оборудования, установленного на шасси ЗИЛ-130. Технологическое оборудова-

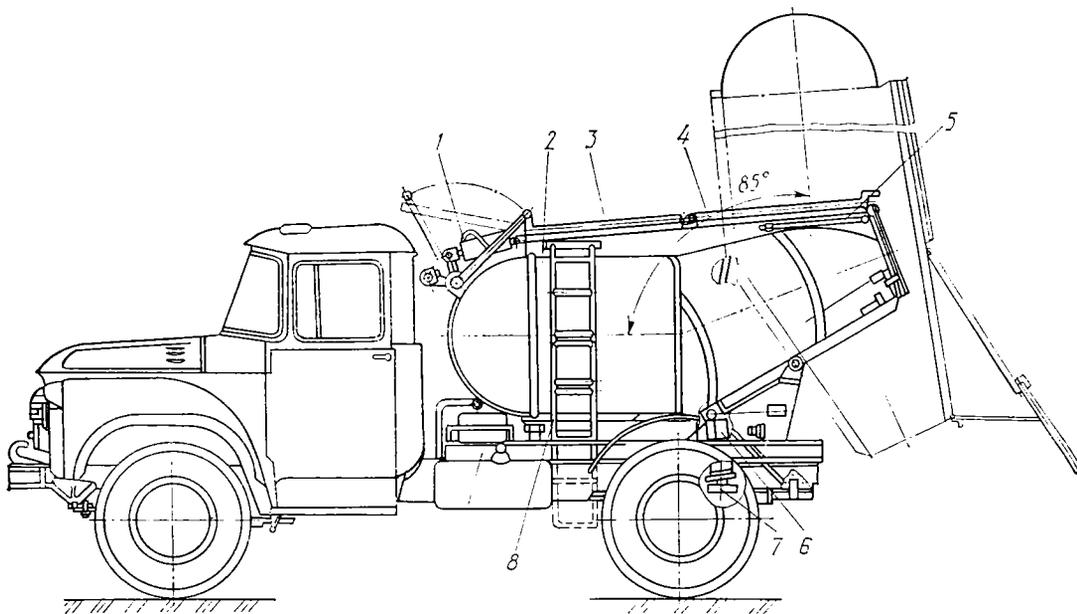


Рис. 7.12. Автобетоновоз СБ-113А:

1 — пневмоцилиндр; 2 — кузов; 3 — крышка загрузочного устройства; 4 — крышка разгрузочного устройства; 5 — упор; 6 — гидроцилиндр подъема кузова; 7 — опора; 8 — лестница; 9 — надрамник

ние включает цистерну, гидропривод и разгрузочное устройство.

Стальная сварная цистерна крепится к лонжеронам рамы горизонтально. К верхней части цистерны шарнирно присоединены откидные двухстворчатые крышки для загрузки авторастворова.

Стальной вал побудителя, расположенного внутри цистерны, снабжен винтовыми лопастями, а цапфы вала подшипниками с сальниковыми уплотнениями, которые крепятся к фланцам цистерны. Привод побудителя, включающий гидромотор и цепную передачу, расположен в передней части цистерны. Цепь натягивается перемещением промежуточной плиты в пазах кронштейна.

Коробка отбора мощности соединена с гидронасосом переходником, а валы — зубчатой муфтой. Масло от

насоса подается к гидромотору через гидрораспределитель.

В нижней задней части цистерны расположено выгрузочное отверстие, перекрываемое шиберным затвором — стальным листом с отверстием, облицованным с обеих сторон текстолитом. Шибер перемещается между верхней и нижней плитами, уплотненными резиновыми прокладками, с помощью гидроцилиндра затвора, масло к которому подается от гидронасоса через кран управления.

К загрузочному устройству шарнирно прикреплен дополнительный лоток. Для обеспечения возможности поворота лоток закреплен на оси, размещенной на кронштейне. Лоток поворачивается вручную. Угол наклона лотка изменяется рукояткой винтового механизма.

Автобетонорастворовоз АС-0403А

выполнен на базе шасси автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-4502. Кузов автобетонорастворовоза с системой подогрева отработавшими газами — ковшеобразной формы, опрокидывается назад на угол 90°. Механизм опрокидывания представляет собой четырехзвенный цилиндр с гидравлическим приводом.

Перемешивание смеси осуществляется стальными лопатками, установленными на валу смесителя. Колебания смесителю сообщаются двумя гидроцилиндрами. Отсутствие заднего борта в кузове полностью исключает потери перевозимых грузов.

Автобетоновозы. Они предназначены для перевозки готовой бетонной смеси от места приготовления до строительных объектов на расстояние до 30 км при температуре воздуха $\pm 40^\circ\text{C}$.

Кузов 2 автобетоновоза СБ-113А (рис. 7.12) установлен на надрамнике 9, шарнирно закрепленном на раме автомобиля ЗИЛ-130Д1. Подъем кузова при выгрузке бетонной смеси и его опускание осуществляются с помощью телескопического цилиндра 6. Гидропривод подъема кузова такой же, как и в автомобилях-самосвалах. Для более быстрой и полной очистки кузова от налипшей смеси при выгрузке ее предусмотрен пневматический вибратор, приводимый в действие от пневматической системы автомобиля. Вибратор включается автоматически после достижения заданного угла подъема кузова. Частота колебаний вибратора — 3,5...4,5 Гц.

В отличие от автомобилей-самосвалов двухзвенный мульдобразной формы кузов автобетоновоза имеет теплоизоляцию. Загрузочная горловина и разгрузочное отверстие закрываются крышками 3 и 4, за счет чего бетонная смесь предохраняется от высыхания в жаркую погоду и предупреждается попадание в нее атмосферных осадков, а

также исключаются потери смеси при транспортировке.

Крышка 3 над загрузочным устройством открывается и закрывается пневмоцилиндром 1, приводимым в действие сжатым воздухом и управляемым водителем из кабины. Крышка 4 над разгрузочным отверстием шарнирами соединена с кузовом. Она состоит из двух частей — горизонтальной и наклонной, шарнирно соединенных между собой. На горизонтальной части крышки предусмотрены упоры, ограничивающие поворот одной крышки относительно другой при ее отводе во время выгрузки смеси или чистки кузова. В отведенном состоянии крышка фиксируется упором 5. Открывается и закрывается крышка с помощью рычажно-пружинного механизма.

Известковозы. Они предназначены для транспортировки известкового молока на строительные объекты. Выпускаются полуприцепы-известковозы У-5А и У-135 различной грузоподъемности.

Известковозы имеют две цистерны цилиндрическо-конической формы, закрепленные вертикально на раме полуприцепа. Внутри каждой цистерны расположено перемешивающее устройство — вертикальный вал с тремя лопастями, изготовленными в виде крыльчаток (две горизонтальные и одна наклонная). Привод перемешивателя состоит из электродвигателя и червячного редуктора, установленных в верхней части цистерны. Вакуум-насос, установленный на хоботе рамы, также имеет привод от электродвигателя. Вакуум-насос может работать как в режиме «разрежение», так и в режиме «нагнетание», обеспечивая тем самым загрузку и разгрузку цистерн.

Энергия для привода перемешивателя и вакуумного насоса поступает от электросети в пунктах загрузки и разгрузки.

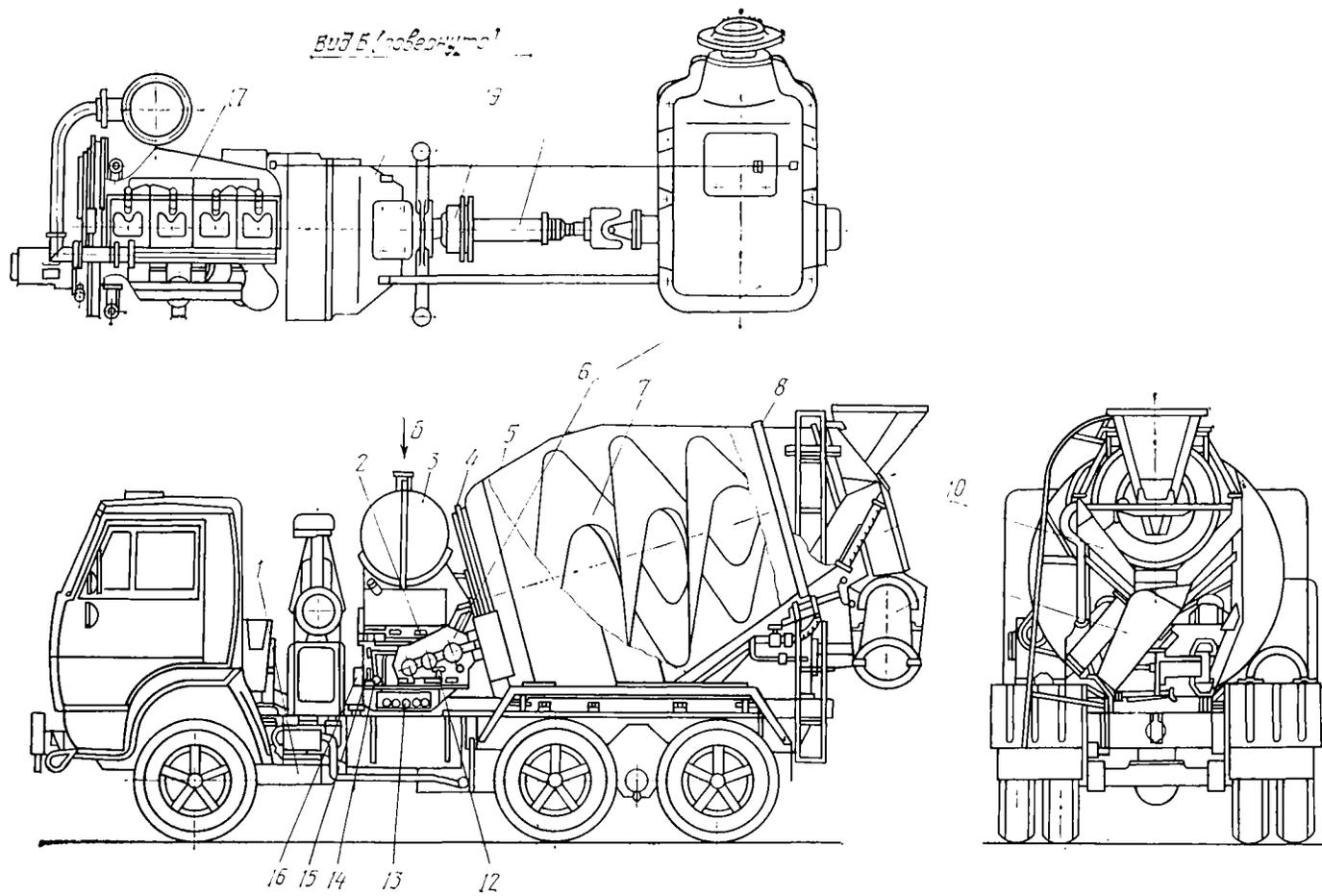


Рис. 7.13. Автобетоносмеситель СБ-92А

Автобетоносмесители. Они предназначены для транспортирования готовой бетонной смеси, а также для приготовления ее в пути следования или на строительных объектах. Автобетоносмесители могут использоваться при температурах ниже -5°C . По сравнению с автобетоновозами автобетоносмесители имеют более дорогостоящее технологическое оборудование, поэтому себестоимость доставки ими смеси выше.

Объем замеса автобетоносмесителя СБ-92А на базе шасси автомобиля КраЗ — 4 м^3 , а автобетоносмесителя СБ-92-1А на шасси КамАЗа — до 5 м^3 .

Автобетоносмеситель (рис. 7.13) состоит из шасси 1 автомобиля, на котором смонтирована дополнительная рама с установленным на ней технологическим оборудованием: смесительным барабаном, загрузочно-разгрузочным устройством, системой подачи воды, приводом барабана и пультом управления.

Смесительный барабан 5, выполненный в виде двух усеченных конусов со сферическим днищем со стороны кабины водителя, установлен под углом 15° к горизонту на трех опорах: сферическом подшипнике, смонтированном на цапфе, вваренном в днище, и двух опорных роликах, установленных на раме, на которые опирается бандаж барабана 8. К барабану со стороны днища приварена приводная звездочка 4. Внутри барабана установлены две винтовые лопасти 7, смешивающие исходные материалы и выгружающие готовую смесь при вращении барабана в противоположную сторону.

Загрузочно-разгрузочное устройство снабжено воронкой 9, жестко закрепленной на раме, выходной носок которой размещен в горловине барабана. Приемный лоток 10 охватывает выходное отверстие барабана и направляет бетонную смесь к приемному

желобу 11, угол наклона которого может регулироваться специальным винтом. Шарнирное закрепление желоба позволяет поворачивать его в горизонтальной плоскости. Желоб при необходимости может наращиваться дополнительным звеном.

Вода в смесительный барабан подается из бака 3 центробежным насосом через счетчик ее расхода и разбрызгиватель, установленный напротив выходного отверстия барабана. Разбрызгиватель закреплен шарнирно, что позволяет изменять направление струи.

Привод смесительного барабана состоит из двигателя внутреннего сгорания 17 мощностью 40 кВт, сцепления 18, карданного вала 20 и реверсивного редуктора 6, выходной вал которого через цепную передачу приводит во вращение барабан. От шкива 19 на фланце карданного вала через клиноременную передачу осуществляется привод центробежного насоса.

Управление приводом осуществляется рычагами 2, 12, 14—16, а контроль работы двигателя привода и его запуск — с помощью контрольно-измерительных приборов на приборном щитке 13.

7.4. Автомобили-цистерны для перевозки сельскохозяйственных грузов

Автоцистерны для перевозки молока. Для перевозки молока с ферм или сборных пунктов на молочные заводы используются автомобили-цистерны, прицепы-цистерны и полуприцепы-цистерны.

Цистерны изготавливаются из коррозионно-стойких сталей или специальных алюминиевых сплавов. Внутренние поверхности цистерн полируются, для облегчения мойки углы цистерн скругляются. Цистерны большой вме-

стимости обычно разделяются на большое количество секций, за счет чего уменьшается взбалтывание молока при перевозке. Каждая секция имеет заливные горловины, герметически закрытые крышками. На крышках устанавливаются клапаны двойного действия, которые не допускают повышения давления в секциях сверх атмосферного при их заполнении и предупреждают понижение давления при сливе.

Для обеспечения сохранности качества молока в течение длительного времени цистерны теплоизолируются. Теплоизоляция снаружи защищается кожухом. Для теплоизоляции используются ячеистый пластик, пенопласт, пенополиуретан и другие синтетические материалы. Толщина слоя теплоизоляции составляет 50...100 мм.

Заполнение небольших цистерн осуществляется за счет создания двигателем разрежения в цистерне, слив молока — самотеком. Для заполнения больших цистерн применяются ротационные вакуумные насосы, причем каждая секция цистерны имеет индивидуальную систему заполнения-опорожнения.

Цистерны имеют специальное отделение с пыленепроницаемыми дверцами, в котором размещаются вспомогательное оборудование, приборы и устройства для забора и слива молока, определения его объема и качества, отбора проб.

Мойка цистерн осуществляется при помощи переносного или устанавливаемого непосредственно на цистернах мобильного оборудования.

В нашей стране для перевозки молока выпускаются автомобили-цистерны АЦПТ-1,7, АЦПТ-2,1А, АЦПТ-3,3, АЦПТ-6,2, полуприцеп-цистерна АЦПТ-11 (цифры обозначают вместимость цистерны в кубических метрах) и др.

Кроме автоцистерн, в мировой

практике для перевозки молока используются контейнеры-цистерны. Заполненные контейнеры-цистерны устанавливаются на полуприцепы, которые могут перевозить до трех таких цистерн.

Автоцистерны для перевозки жидких минеральных удобрений. К жидким минеральным удобрениям относятся аммиачная вода, углеаммиакаты и жидкие комплексные удобрения различных марок (базисные растворы содержат азот и фосфор в соотношении 1 : 3).

В технологических схемах доставки, хранения, погрузки и внесения этих удобрений широко используются цистерны, которые по назначению и выполняемым функциям подразделяются на заправочные, обслуживающие машины для внесения удобрений и транспортные. Заправочные цистерны обычно агрегируются с тракторами. Вместе с тем во многих случаях при внесении жидких удобрений транспортные цистерны используются и как заправочные.

Для перевозки аммиачной воды используются автомобили-цистерны ЗБА-2,6-130 и автопоезда в составе автомобиля-цистерны ЗБА-2,6-130 и прицепа ЗБА-2,6-817 или автомобиля-тягача ЗИЛ-130В1 и полуприцепа-цистерны МЖА-6-130В1.

Для транспортировки жидких комплексных удобрений используются полуприцепы-цистерны ГКБ-9677, ГКБ-9653 и ЕД-20,5-1 вместимостью от 6400 до 10 000 л.

В полуприцепах-цистернах ГКБ-9677 и ГКБ-9653 в качестве ходовой части используются шасси полуприцепов ОдаЗ-9370 и ОдаЗ-885. На них установлены стеклопластиковые модульные емкости (рис. 7.14), что связано с высокой коррозионной активностью жидких комплексных удобрений. Этим же объясняется использо-

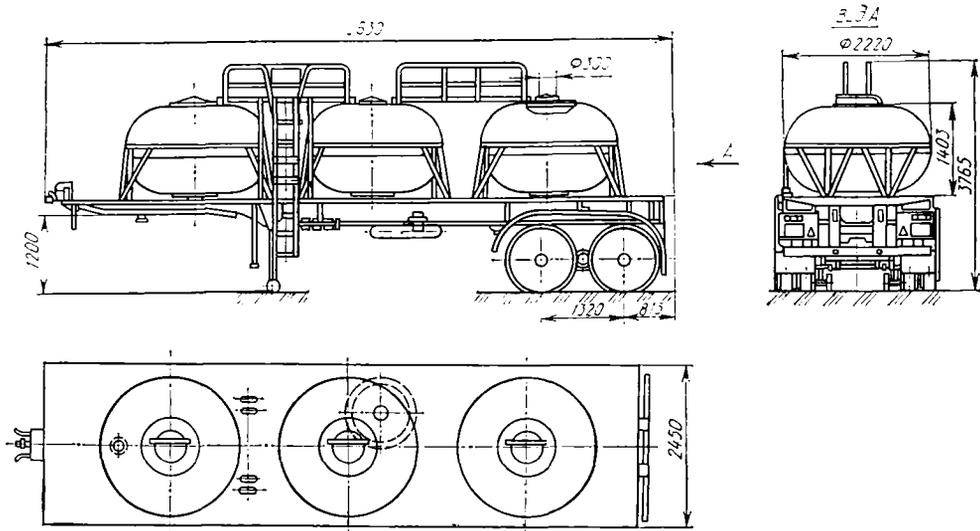


Рис. 7.14. Полуприцеп-цистерна ГКБ-9677

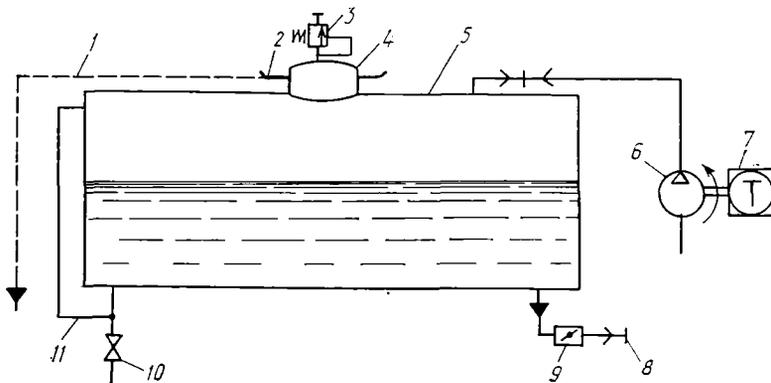


Рис. 7.15. Принципиальная схема технологического оборудования полуприцепа-цистерны ЕД-20,5-1 с мотокомпрессором:

1 — сливная трубка; 2 — корытце; 3 — клапан; 4 — люк; 5 — цистерна; 6 — компрессор; 7 — двигатель внутреннего сгорания; 8 — быстроразъемная муфта; 9 — затвор; 10 — кран; 11 — уровнемер

вание емкости из коррозионно-стойкой стали на цистерне ЕД-20,5-1. В верхней части все емкости имеют люки, герметично закрывающиеся крышками. В них в зависимости от типа перекачивающего устройства устанавливаются сапуны или предохра-

нительные клапаны. Емкости оборудованы трубками-уровнемерами.

В технологическое оборудование входят также центробежный насос, трубопроводы, рукава и соединительная арматура. Принципиальные схемы соединения технологического обо-

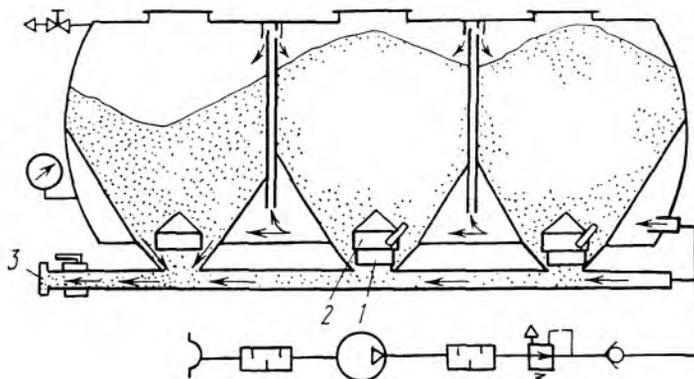


Рис. 7.16. Цистерна для перевозки кормов с пневматической разгрузкой

рудования такие же, как в цистернах для перевозки нефтепродуктов. Центробежный насос на цистернах ГКБ-9977 и ГКБ-9653 приводится в действие гидромотором, а гидромотор — от насоса, установленного на коробке отбора мощности тягача.

Полуприцепы-цистерны ЕД-20,5-1 имеют две схемы технологического оборудования: с центробежным насосом и с мотокомпрессором. Центробежный насос или мотокомпрессор приводятся в действие от двигателя внутреннего сгорания. Принципиальная схема соединения технологического оборудования с центробежным насосом аналогична схемам на полуприцепах ГКБ-9977. Технологическая система полуприцепа-цистерны с мотокомпрессором показана на рис. 7.15.

Загружаются полуприцепы-цистерны наливом через люки, через сливную горловину или самозаправкой с помощью перекачивающих устройств. Слив удобрений осуществляется самотеком или с помощью перекачивающих средств.

Автоцистерны для перевозки сыпучих сельскохозяйственных грузов. К сыпучим грузам относятся мине-

ральные удобрения (порошковые или гранулированные), комбикорма и т. д. Перевозка их осуществляется в цистернах постоянного диаметра по длине. Разгрузка цистерн производится при наклоне их с помощью многозвенных гидроцилиндров, располагаемых у передней стенки. Угол подъема 40...50°. Достаточно высокая продольная жесткость цистерн позволяет выполнять их в безрамном исполнении. Полная масса автопоезда, в состав которого входит полуприцеп-цистерна, может достигать 38 т.

При гравитационном способе разгрузки цистерн хопперного типа (см. рис. 7.9, а) упрощается их конструкция, но уменьшается вместимость. Для увеличения полезного объема емкостей используются надувные мешки (см. рис. 7.9, б).

Многосекционные цистерны с пневматической разгрузкой широко используются в странах Западной Европы для перевозки кормов для скота. Эффективный способ выгрузки кормов из цистерны с помощью регуляторов разгрузки, установленных в каждой секции, разработан фирмой Welglo BV (Нидерланды). Устройство (рис. 7.16)

представляет собой цилиндр 2, монтируемый в воронкообразном днище каждой секции. Под всеми отсеками проходит труба, заканчивающаяся в задней части разгрузочным наконечником 3. Внутри каждого цилиндра находится полый поршень 1, который передвигается вверх и вниз. Верхняя часть цилиндра закрыта конусообразной крышкой. Стык поршня и нижней части секции уплотняется резиновой прокладкой. Перемещение поршня осуществляется с помощью механического толкателя или пневматической камеры, установленной внутри цилиндра. Коническая крышка обеспечивает равномерное распределение груза по нижней части отсека. Давление воздуха при разгрузке составляет 60 кПа (в цистернах с обычной пневморазгрузкой — 200 кПа). При выгрузке кормов воздух от компрессора подается в верхнюю часть секций цистерны и в разгрузочную трубу диаметром 102 мм. Понижение скорости воздуха в трубе позволяет увеличить содержание кормов в каждом единичном объеме подаваемого воздуха, что значительно сокращает время выгрузки. Например, 10 т кормов разгружаются за 21 мин.

7.5. Поперечная устойчивость автомобилей-цистерн

Одной из главных причин более частого поперечного опрокидывания автомобилей-цистерн по сравнению с другими автомобилями является перемещение жидкого груза в цистерне при частичном ее заполнении. Перемещение жидкости зависит от формы цистерны, характеристик жидкости и шасси, характера движения автомобиля и других факторов.

На рис. 7.17 показано влияние степени заполнения прямоугольной ци-

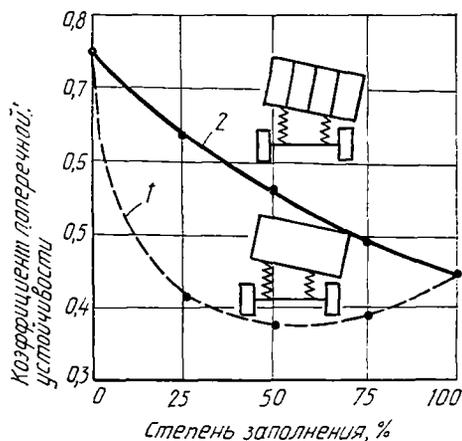


Рис. 7.17. Зависимость коэффициента поперечной устойчивости от степени заполнения прямоугольной цистерны

стерны жидкостью на поперечную устойчивость автомобиля при движении его с постоянной скоростью по окружности. Приведены результаты экспериментов для цистерны без вертикальных перегородок (1) и с тремя вертикально расположенными перегородками (2).

Уменьшение степени заполнения цистерны без перегородок в диапазоне от 100 до 20 % приводит к снижению коэффициента поперечной устойчивости. При наличии вертикальных перегородок с уменьшением степени заполнения цистерны этот коэффициент увеличивается.

Влияние перемещения жидкости наиболее существенно на поперечную устойчивость прямоугольных цистерн, в меньшей степени оно проявляется для круглой и эллиптической цистерн.

При выполнении маневра «переставка» поперечная устойчивость автомобиля зависит и от интенсивности динамических ударов жидкости о стенки цистерны. Эти удары наибольшие при совпадении частот возмущений и собственных поперечных колебаний жидкости в цистерне.

Наиболее эффективным конструктивным способом снижения влияния перемещения жидкости на поперечную устойчивость автомобилей-цистерн является установка внутри цистерн вертикальных перегородок.

Расчет поперечной устойчивости против опрокидывания автомобилей-

цистерн проводят при полном заполнении цистерн. Для учета снижения поперечной устойчивости автомобиля при перемещении и динамических ударах жидкости в случае частичного заполнения цистерны допустимый коэффициент поперечной устойчивости увеличивается на 20 %, т. е. $\eta_0 \geq 0,48$.



КОНТЕЙНЕРОВОЗЫ, АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА С ГРУЗОПОДЪЕМНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ И СЪЕМНЫМИ КУЗОВАМИ

8.1. Контейнеры. Транспортная контейнерная система

Классификация, типы и основные параметры контейнеров. Важнейшим направлением в совершенствовании транспортного процесса при доставке многих грузов является внедрение контейнерных перевозок. Применение контейнеров различного типа позволяет механизировать погрузочно-разгрузочные работы, сократить простой автомобиля под погрузкой и разгрузкой, снизить затраты на перевозку и погрузочно-разгрузочные операции, довести до минимума потери грузов в пути, уменьшить затраты на тару и их упаковку.

Грузовым контейнером (контейнером) называется единица транспортного оборудования многократного применения, предназначенная для перевозки и временного хранения груза без промежуточных перегрузок, удобная для механизированной загрузки и выгрузки грузов, оборудованная приспособлениями для механизированной погрузки, установки и снятия ее с транспортного средства, внутренним объемом, равным 1 м³ и более. Различают контейнеры универсальные, специализированные и контейнеры-платформы.

Универсальные контейнеры (ГОСТ 18447—79) используются для перевозки штучных грузов широ-

кой номенклатуры, укрупненных грузовых единиц и мелкоштучных грузов. Они обеспечивают защиту перевозимых грузов от атмосферных осадков.

Специализированные контейнеры предназначены для грузов ограниченной номенклатуры или отдельных видов грузов. К ним относятся групповые контейнеры для группы грузов, однородных по физико-химическим свойствам и условиям перевозки (ГОСТ 19417—74); изотермические, стенки, пол, крыша и двери которых покрыты или изготовлены из теплоизоляционного материала, ограничивающего теплообмен между внутренним пространством в контейнере и окружающей средой; контейнеры-цистерны для перевозки жидких грузов, газов или сыпучих грузов; индивидуальные контейнеры для отдельных видов грузов, имеющих специфические свойства; технологические контейнеры для перевозки грузов в пределах одного предприятия или определенного района между технологически связанными производствами или предприятиями.

К изотермическим относятся рефрижераторные контейнеры с расходуемым хладоносителем (источник холода — лед, сухой лед или сжиженный газ), рефрижераторные контейнеры с машинным охлаждением (источник холода — холодильная установка компрессорного или абсорбционного

Табл. 8.1. Основные параметры универсальных контейнеров (ГОСТ 18477—79)

Тип контейнеров	Обозначение	Номинальная масса брутто, т	Максимальная масса брутто, т	Длина L, мм	Ширина B, мм	Высота* H, мм
Крупнотоннажные	1A, 1AA	30	30,48	12 192	2438	2438
	1B, 1BB	25	25,40	9 125	2438	2438
	1C, 1CC	20	20,32	6 058	2438	2438
	1D	10	10,16	2 991	2438	2438
Среднетоннажные	УУК-5	5	5,00	2 100	2650	2400
	УУК-5У	5	5,00	2 100	1325	2400
	УУК-3	3	3,00	2 100	1325	2400
Малотоннажные (автомобильные)	АУК-1,25	1,25	1,25	1 800	1050	2000
	АУК-0,625	0,625	0,63	1 150	1000	1700

* Высота контейнеров 1AA, 1BB, 1CC — 2591 мм.

типа), отапливаемые контейнеры — контейнеры, имеющие отопительные установки, рефрижераторные отапливаемые контейнеры.

В зависимости от конструктивного исполнения контейнеры могут быть закрытыми, обеспечивающими защиту внутреннего пространства от воздействия внешней среды; открытыми, в конструкции которых отсутствует один или несколько основных элементов (крыша, стенка и т. д.); разборные и складные в целях уменьшения их объема и удобства хранения и транспортирования в порожнем состоянии; мягкие, изменяющие форму и габариты в период их загрузки и разгрузки.

Контейнер платформа — грузовая платформа с конструктивными особенностями и размерами основания контейнера.

Контейнеры могут быть металлическими (стальными), металлическими в сочетании с легкими материалами (армированная пластмасса, фанера и т. д.) для изготовления стенок, крыши, дверей и неметаллическими (армированный полистирол, неопрен, полиэтилен и т. п.).

Основными параметрами контейнера являются максимальная масса

брутто, равная сумме собственной массы контейнера и допустимой массы груза, который может быть загружен в контейнер; собственная масса контейнера — масса порожнего контейнера, включающая массу его постоянного оборудования в нормальном рабочем состоянии; грузоподъемность, определяемая максимальной массой груза в контейнере, и т. д. Основные размеры контейнера: габаритные размеры; размеры, определяющие расположение отверстий на угловых фитингах; размеры дверного проема; размеры горловин специализированных контейнеров и т. д.

Наибольшая эффективность контейнерных перевозок внутри страны и при международных перевозках достигается только при использовании унифицированных контейнеров. Поэтому вопросам стандартизации параметров и размеров контейнеров придается большое значение.

Основные параметры крупнотоннажных универсальных контейнеров (рис. 8.1), используемых для прямых и смешанных международных перевозок, стандартизованы Международной организацией по стандартизации (ИСО) (табл. 8.1). Так, контейнеры

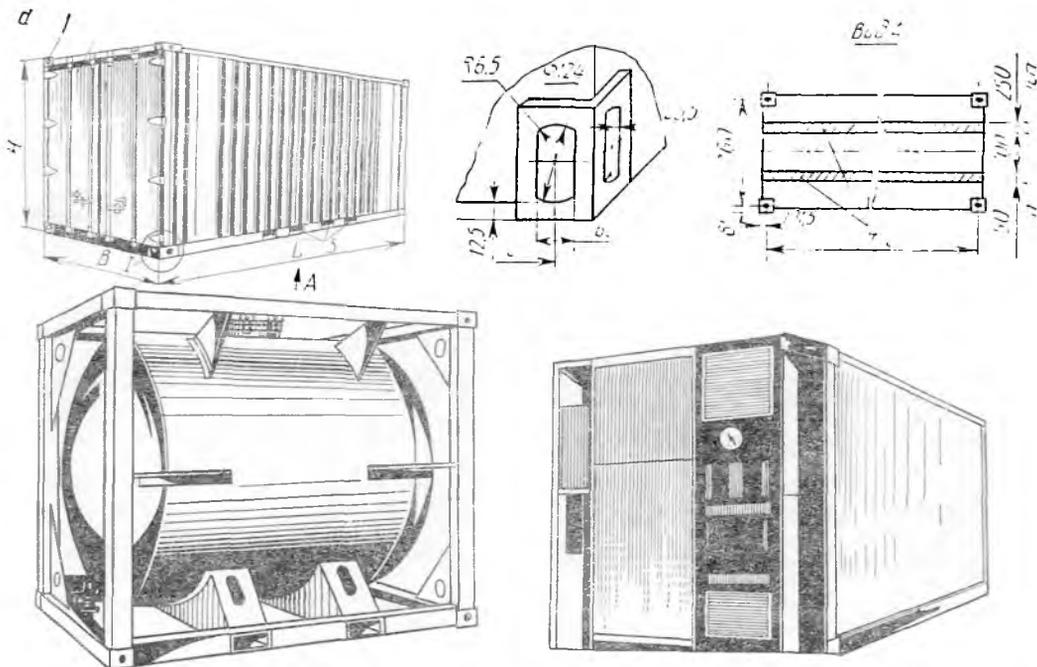


Рис. 8.1. Универсальный и специализированные крупнотоннажные контейнеры:

а — универсальный; *б* — контейнер-цистерна; *в* — изотермический контейнер; 1 — угловые фитинги; 2 — дверь; 3 — вилочные проемы; 4 — зоны расположения опорных площадок на основании контейнера

серии 1 имеют квадратное сечение и отличаются друг от друга только длиной, которая выбрана таким образом, чтобы на транспортном средстве любые контейнеры данной серии размещались в различной их комбинации. Между контейнерами должен быть манипуляционный зазор (рис. 8.2). Максимальная длина контейнера 1А выбрана в соответствии с наибольшей длиной двухосного железнодорожного вагона.

Универсальные крупнотоннажные контейнеры снабжены угловыми фитингами, которые являются элементами несущей конструкции контейнера, обеспечивающими надежную и безопасную перевозку, погрузку, разгрузку и перегрузку контейнеров, крепление их на транспортном средстве. В за-

висимости от места расположения различают верхние и нижние, правые и левые фитинги. Конструкции и размеры фитингов стандартизованы.

Овальные отверстия на боковых поверхностях фитингов используются при выполнении погрузочно-разгрузочных работ, отверстия на торцах со стороны крыши — при погрузочно-разгрузочных работах и соединении контейнеров при их штабелировании. Отверстия на опорных торцах нижних фитингов служат для крепления контейнера на транспортном средстве. Размер *l* зависит от типа контейнера и равен 11 985 мм, 8918, 5853 и 2787 мм соответственно для контейнеров типа 1А, 1В, 1С и 1D.

При транспортировании контейнеры должны опираться на нижние фи-

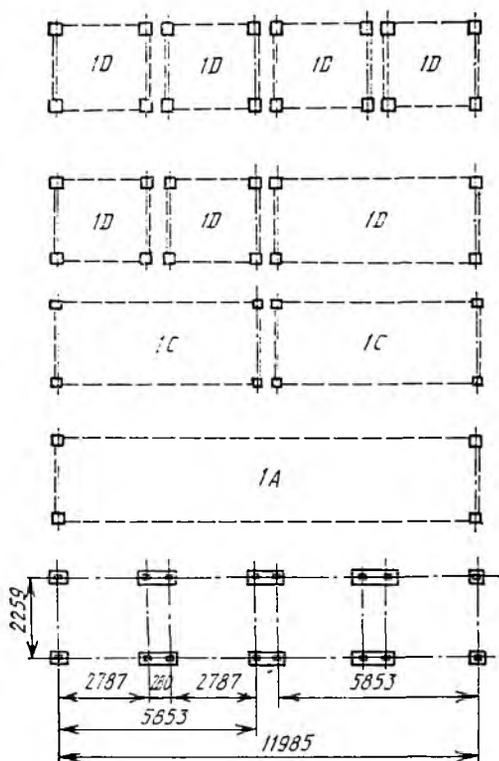


Рис. 8.2. Принцип построения типажа крупнотоннажных контейнеров и размещение их на транспортном средстве

тингов, а контейнеры типа 1А, 1АА, 1В, 1ВВ, 1С и 1СС при перевозке их автотранспортом — только на опорные (контактные) площадки на поперечных балках основания контейнера. Зоны расположения опорных площадок стандартизованы. Опорные площадки нижних фитингов размещаются ниже опорных площадок основания контейнера на 12,5 мм.

Специализированные крупнотоннажные контейнеры и контейнеры-платформы имеют те же присоединительные размеры, что и универсальные контейнеры.

Анализ показывает, что, несмотря

на полное использование полезного внутреннего объема, в большинстве случаев грузоподъемность контейнеров недоиспользуется при перевозке грузов основной номенклатуры. Так, для контейнеров типа 1А и 1С при номинальной массе брутто 30 и 20 т действительная их масса брутто в среднем составляет 24...27 и 12...14,5 т. Стремление к более полному использованию грузоподъемности привело к созданию и стандартизации «высоких» контейнеров (высотой 2591 мм).

В СССР, кроме крупнотоннажных контейнеров, параметры которых соответствуют стандартам ИСО, используются среднетоннажные универсальные унифицированные контейнеры и автомобильные малотоннажные универсальные контейнеры. Среднетоннажные контейнеры, как правило, не имеют угловых фитингов и поэтому для погрузочно-разгрузочных работ оборудуются четырьмя или двумя (малотоннажные) стандартными рымными узлами.

Контейнеры всех типов за исключением 1А, 1АА, 1С и 1СС с боковыми дверями, АУК-0,625 на колесах оборудуются закрытыми или открытыми вилочными проемами для выполнения погрузочно-разгрузочных работ с помощью автопогрузчиков.

Авиационные универсальные контейнеры (ГОСТ 20917—75) УАК-20, УАК-10, УАК-5, УАК-5А и УАК-2,5 (максимальная масса брутто соответственно 20,41 т, 11,34, 5,67, 5,0 и 2,5 т) и багажные АБК-1,5 и АК-0,7 предназначены для перевозки грузов воздушным транспортом, но от аэропорта до грузополучателя транспортируются автомобильным транспортом. Универсальные контейнеры могут перевозиться также железнодорожным и водным транспортом. Поэтому они по своим габаритным размерам, размещению фитингов, проемов для вилок погрузчиков унифицированы с универсальными

контейнерами массой брутто 5 т и выше. Отличительной особенностью авиационных контейнеров является плоское днище, что обусловлено спецификой их загрузки в самолеты (вертолеты).

Контейнеры для картофеля, овощей, фруктов и бахчевых культур перевозятся обычно автомобильным транспортом. Для транспортировки таких грузов используются и специализированные изотермические контейнеры массой брутто 0,5 и 2,5 т.

В крупных городах используются легкие контейнеры на колесах для доставки хлеба, овощей, различных штучных и фасованных продуктов на автомобилях-фургонах.

Для перевозки и кратковременного хранения минеральных удобрений и туков используются контейнеры трех основных типов: мягкие резинокордные многократной оборачиваемости (грузоподъемностью 1,5...2 т), разовые полиэтиленовые и комбинированные складные с полиэтиленовыми вкладышами (до 1 т). При использовании таких контейнеров отпадает необходимость уборки и мытья автотранспортных средств, снижается коррозионное воздействие удобрений на транспортное, погрузочное и складское оборудование.

Контейнерная транспортная система. Эффективная перевозка грузов с использованием контейнеров возможна только в рамках контейнерной транспортной системы, представляющей организационно-технический комплекс на единой основе планирования и учета. Согласованные технологические и унифицированные коммерческие и правовые нормы перевозок, применение стандартных контейнеров и соответствующих технических средств обеспечивает быструю доставку грузов одним или несколькими видами транспорта от мест их производства до мест

потребления во внутреннем и международном сообщении.

Для выполнения смешанных контейнерных перевозок (автомобильно-железнодорожных, автомобильно-водных или автомобильно-железнодорожно-водных) на железнодорожных станциях, в портах и на пристанях создаются контейнерные пункты, оснащенные комплексом технических средств, предназначенных для выполнения погрузочно-разгрузочных, складских и коммерческих операций с контейнерами.

На автомобильном транспорте контейнерные пункты создаются отдельно или совместно с грузовыми станциями. Контейнерные пункты на крупных предприятиях, торгово-оптовых базах с постоянными контейнеропотоками обеспечиваются обменным фондом контейнеров. В таких пунктах вследствие предварительной загрузки контейнеров у грузоотправителя и выгрузки их у грузополучателя, предварительного оформления документов простой автомобилей значительно сокращаются. Простой автомобилей-тягачей также могут быть значительно сокращены при использовании оборотных полуприцепов.

Применение прямых контейнерных перевозок (от пункта отправления до пункта назначения) автомобильным транспортом промышленных и продовольственных товаров позволяет значительно усовершенствовать систему завоза этих товаров потребителям, организовать заблаговременную подготовку груза, механизировать погрузочно-разгрузочные операции, существенно сократить простой автомобилей под погрузкой, реализовывать перевозки кольцевыми маршрутами, наиболее эффективными при мелкопартионных отправлениях, упростить транспортно-экспедиционные операции, выполняемые автотранспортными предприятиями.

8.2. Полуприцепы-контейнеровозы

Общественные транспортные средства, используемые для среднетоннажных контейнеров обладают рядом недостатков: плохой устойчивостью вследствие большой габаритной высоты (высокого расположения центра масс); недостаточной плавностью хода за счет увеличения продольно-угловых колебаний; характеризуются отсутствием специальных элементов крепления или ограничителей перемещения контейнеров, что приводит к их смещению на одну сторону платформы и зачастую к падению при поворотах автомобиля, неполным использованием полезной площади (грузоподъемности).

Из-за особенностей конструкции и способов крепления контейнеров типа 1А и 1С использование общественного транспортных средств для их перевозки вообще невозможно.

В связи с этим, как показал опыт, наиболее эффективной оказалась перевозка среднетоннажных и крупнотоннажных контейнеров специализированным подвижным составом, состоящим из специализированных полуприцепов и седельных тягачей.

Полуприцепы-контейнеровозы (табл. 8.2) по назначению разделяются на две группы: I — для перевозки круп-

нотоннажных контейнеров, имеющих специальные устройства в виде фитингов для крепления; II — для перевозки средне- и малотоннажных контейнеров, не имеющих специальных устройств для крепления.

При проектировании полуприцепов-контейнеровозов, кроме общих требований в части нагрузок на мосты и седельно-сцепное устройство, присоединительных размеров, тормозной системы, системы электрооборудования и т. п., предъявляемых к общественным полуприцепам, необходимо учитывать следующие специфические требования:

погрузочная высота, габаритные размеры, собственная масса полуприцепа, длина и ширина грузовой платформы должны отвечать соответствующим стандартам на полуприцепы-контейнеровозы;

полуприцепы должны иметь ровные опорные поверхности (для среднетоннажных контейнеров) или специальные опорные поверхности, на которые крупнотоннажные контейнеры (помимо фитингов) опираются соответствующими опорными площадками (см. рис. 8.1, а) на их днищах (опорные поверхности выступают над плоскостью опор под угловые фитинги на $12^{+5}_{-1,5}$ мм);

конструкция полуприцепа-контейнеровоза должна обеспечивать возможность выполнения грузовых операций по установке и снятию контейнеров с помощью грузоподъемных машин, оснащенных механическими или ручными захватами, а контейнеров 1СС, 1С и меньшей грузоподъемности (исключая контейнеры-цистерны) — с помощью вилочных погрузчиков;

конструкция полуприцепа должна быть приспособлена для загрузки и выгрузки груза вручную, а при перевозке одиночных крупнотоннажных контейнеров типа 1АА, 1А, 1СС и 1С —

Табл. 8.2. Типы полуприцепов-контейнеровозов (ГОСТ 24098—80)

Группа полуприце-пов	Тип полупри-цепа	Тип перевозимых контейнеров по ГОСТ 18477—79	Номиналь-ная грузо-подъем-ность, т
I	ППК-30	1АА, 1А, 1СС, 1С	30,480
	ППК-20	1СС, 1С	20,320
II	ППК-15	УУК-5, УУК-3, АУК-1,25	15,0
	ППК-10	УУК-5, УУК-3, АУК-1,25	10,0
	ППК-5	АУК-0,625	5,0

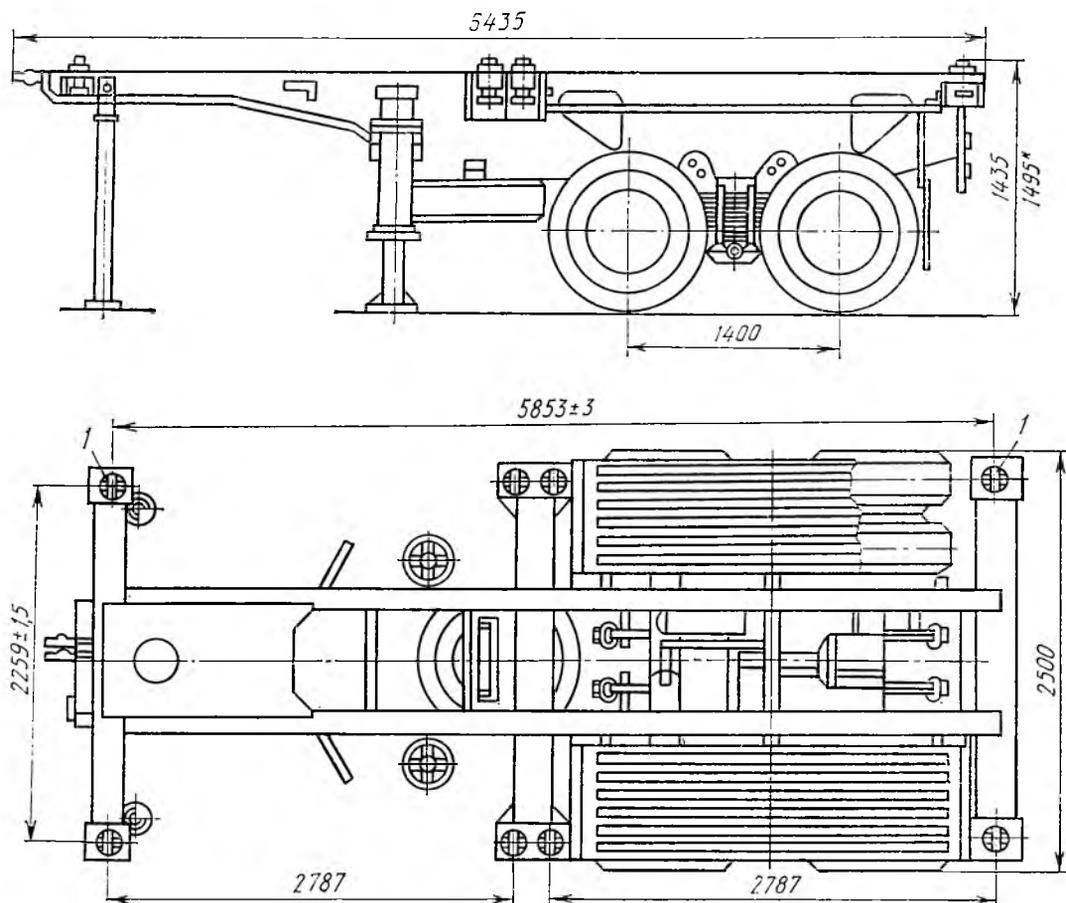


Рис. 8.3. Полуприцеп-контейнеровоз ЧМЗАП-9985:

1 — кулачковый замок; * — без нагрузки

вилочными погрузчиками полной массой 3,5 т путем заезда их внутрь контейнера с грузовых рам, специальных эстакад или передвижных площадок с перекидными трапами;

полуприцепы для перевозки крупнотоннажных контейнеров снабжаются устройствами для их фиксации и крепления, а для перевозки среднетоннажных — устройствами их фиксации.

Для перевозки крупнотоннажных контейнеров выпускаются специали-

зированные полуприцепы-контейнеровозы (табл. 8.3).

Прицепы имеют прямую сварную раму (рис. 8.3) с лонжеронами швеллерного или двутаврового профиля с поперечинами. В задней части лонжероны имеют высоту 400...600 мм, а в передней — 140...200 мм. К раме приварены консоли, на которые контейнер опирается угловыми фитингами. На концах консолей располагаются стационарные замки для фиксации и креп-

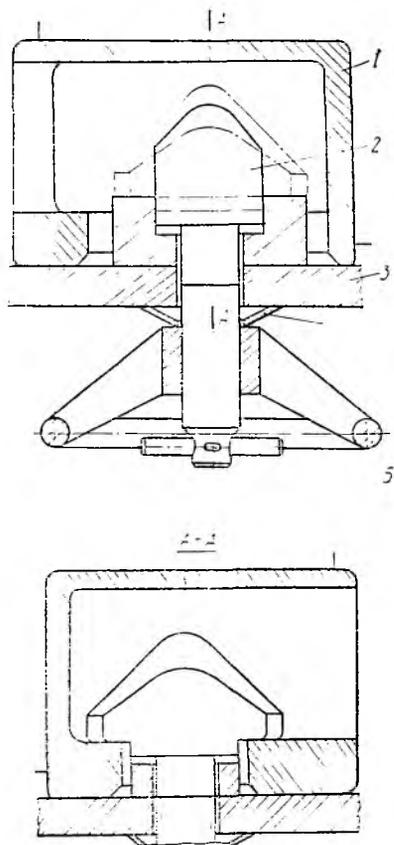


Рис. 8.4. Кулачковый замок для крепления контейнера:

1 — угловой фитинг; 2 — головка замка; 3 — консоль рамы; 4 — тарельчатая пружина; 5 — штурвал; 6 — палец; 7 — шплинт

ления контейнера. Основные размеры и расположение замков стандартизируются.

Стационарный кулачковый замок контейнера (рис. 8.4) представляет собой головку на резьбовом стержне, на который навинчивается штурвал замка. Стопорение штурвала осуществляется тарельчатой пружиной.

Перед установкой контейнера штурвал отворачивается и головка замка устанавливается вдоль полу-

прицепа. После установки контейнера на полуприцеп головка замка поворачивается на 90° , а фитинг прижимается к консоли с помощью штурвала. При транспортировке контейнера на элементы замка действуют большие нагрузки, поэтому требования к прочности материала, используемого для их изготовления, определяются стандартами.

Для повышения производительности труда водителя и стропальщика зарубежные фирмы модернизируют систему фиксации. Например, фирма Hitachi (Япония) выпускает полуприцепы, в которых фиксация контейнеров выполняется при помощи замков, привод которых осуществляется поворотом одной рукоятки. Фирма Graubergse Heideberg (ФРГ) выпускает замки, приводимые в движение сжатым воздухом и управляемым электромагнитным клапаном. Поворот запирающих устройств всех замков также производится одновременно.

Полуприцепы имеют обычно рессорно-балансирующую подвеску, а при расстоянии между мостами около 2000 мм — четырехрессорную, что способствует улучшению условий работы лонжеронов рамы, нагрузка на которые передается не в одной, а в трех точках.

При проектировании полуприцепов для перевозки высоких контейнеров необходимо, чтобы погрузочная высота составляла не более 1409 мм для соблюдения допустимой габаритной высоты (4000 мм), особенно при перевозке порожнего контейнера. Это условие в основном обеспечивается за счет применения шин уменьшенного размера. Та же цель может быть достигнута и при применении регулируемой пневматической подвески.

При трехосных полуприцепах (МАЗ-9389) колеса последней оси обычно самоустанавливающиеся. Ма-

Табл. 8.3. Основные параметры полуприцепов-контейнеров

Параметр	Полуприцеп-контейнеровоз				
	ЧМЗАП-9985	ЧМЗАП-99858	ЧМЗАП-9991	ЧМЗАП-99859	МАЗ-9389
Тип перевозимых контейнеров	1С	1С; 1СС	1А; 2×1С	1А; 1АА; 2×1С; 2×1СС	1А; 2×1С
Грузоподъемность, кг	20 320	20 320	28 000	30 200	32 700
Масса в снаряженном состоянии, кг	4 000	3 750	4 700	4 500	6 000
Полная масса, кг	24 320	24 070	32 700	34 700	38 700
Распределение нагрузки для груженого полуприцепа, кН; на седельно-сцепное устройство	76,2	77,0	147,0	147,0	147,0
на колеса полуприцепа	167,0	163,7	180,0	200,0	240,0
Погрузочная высота, мм	1495	1395/1325*	1500/1400*	1315	1415*
Размеры шин	300×508Р	260×508Р	300×508	280×508Р	300×508Р
Максимальная скорость, км/ч	80	85	80	80	100
Тягач	МАЗ-504В	МАЗ-504В	МАЗ-6422	МАЗ-6422	МАЗ-6422
		или КамАЗ-54112			

* При номинальной нагрузке.

неврирование задним ходом обеспечивается за счет принудительной блокировки самоустанавливающихся колес.

Полуприцепы-контейнеровозы (типа ЦПКТБ А-441, ЦПКТБ А-402) для перевозки средне- и малотоннажных контейнеров выполняются по низкорамной схеме. Рама полуприцепа имеет две крайние и одну среднюю площадку с деревянным настилом. Передняя площадка располагается на «гусе» полуприцепа, а задняя над мостом полуприцепа. Средняя площадка оборудуется откидными оградительными бортиками, а передняя и задняя — боковыми зажимами, фиксирующими контейнеры в необходимом положении, и передвигными бортиками. Такое расположение площадок для контейнеров на полуприцепе позволяет наиболее полно загружать его контейнерами различной массы в целях наиболее полного использования грузоподъемности.

Полуприцепы со ступенчатым рас-

положением площадок для контейнеров имеют пониженный центр масс и, следовательно, более высокие устойчивость и возможную скорость движения.

8.3. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами

Общие положения. При контейнерном и пакетном способах доставки грузов вопросы комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ на предприятиях с крупными постоянными грузопотоками решаются за счет оснащения их постоянными погрузочными механизмами, автопогрузчиками, автоконтейнеровозами, автомобильными кранами.

Расширение пакетных и контейнерных перевозок вовлекает в их сферу все большее число предприятий с небольшим грузооборотом, где установка и содержание подъемно-транспортного оборудования невозможны или

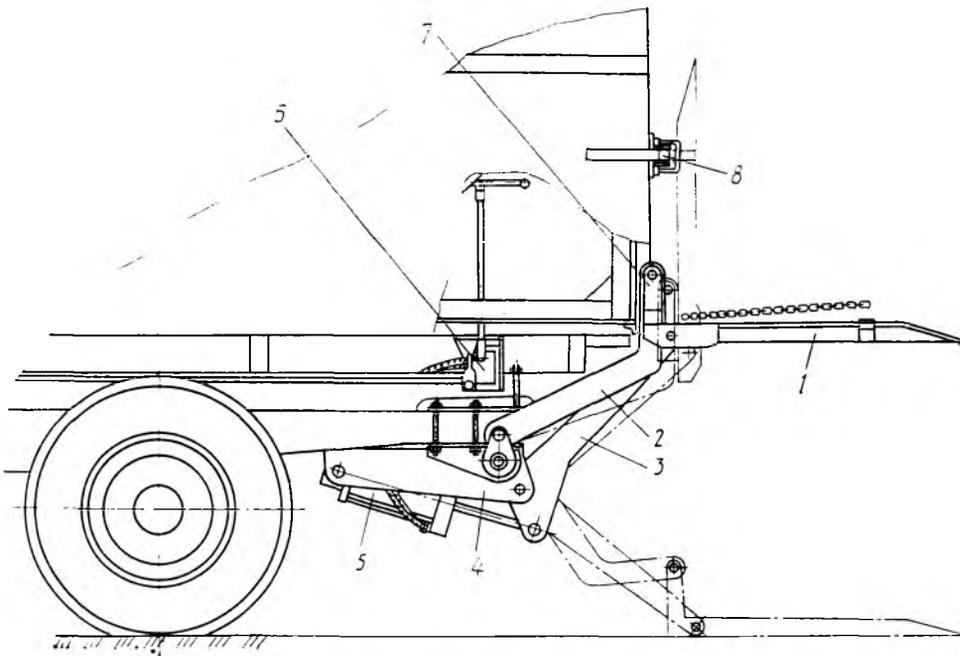


Рис. 8.5. Грузоподъемный борт АПС 62Ф для автомобиля-фургона ГЗСА-891

экономически нецелесообразны. В этих условиях повышение уровня механизации погрузочно-разгрузочных работ может быть достигнуто за счет использования автотранспортных средств, оборудованных необходимыми грузоподъемными устройствами, что позволяет снизить себестоимость перевозок за счет уменьшения непроизводительных простоев при загрузке-выгрузке грузов, несмотря на некоторое снижение грузоподъемности базового автомобиля (полуприцепа).

Существует множество различных грузоподъемных устройств и способов погрузки-разгрузки в зависимости от типа перевозимых грузов и тары, в которой эти грузы перевозятся (контейнеры, поддоны, бочки и т. д.).

Параметры и типы наиболее распространенных грузоподъемных устройств стандартизованы. К стан-

дартизованным грузоподъемным устройствам относятся: УГБ — грузоподъемный борт (площадка); УКК — кран стреловой консольный; УКП — кран порталный; УГК — устройство грузоподъемное, состоящее из двух крановых механизмов консольного типа; УВП — устройство вертикального подъема; УНС — устройство наклонного снятия.

Автотранспортные средства с грузоподъемными бортами. Грузоподъемный борт типа УГБ, устанавливаемый на раме автомобиля или полуприцепа, применяется при перевозке с механизированной погрузкой или разгрузкой контейнеров и других штучных грузов. В зависимости от типоразмера установлена следующая номинальная грузоподъемность бортов: 0,63 т (УГБ-0,63), 1,0 т (УГБ-1,00) и 1,5 т (УГБ-1,5).

Грузоподъемные борты, устанавливаемые на автотранспортных средствах, классифицируются по пяти основным признакам: компоновочному решению — встроенный, съемный (навесной); типу подъемного механизма — тросовый, рычажный; типу гидроривода — гидравлический, электрогидравлический; типу грузонесущего узла — вильчатый, платформенный (платформенный несущий узел может быть цельным или складным); расположению грузоподъемного борта — сзади или сбоку автомобиля, прицепа или полуприцепа.

Наибольшее распространение получили автомобили с задним расположением грузоподъемного борта. Установка грузоподъемного борта сбоку автомобиля выполняется значительно реже. В обоих случаях подъемный механизм должен обеспечивать горизонтальное перемещение грузонесущего узла при подъеме (опускании) его от уровня земли (пола) до уровня пола кузова (земли). В транспортном положении грузонесущий узел поднимается (вручную или механизмом подъема) в вертикальное положение и выполняет в отдельных случаях функции заднего борта кузова или двери фургона, задвигается по направляющим в нишу под кузовом фургона или в сложенном состоянии опускается под раму автомобиля.

Основные параметры грузоподъемных бортов независимо от их конструктивного исполнения должны отвечать требованиям действующих стандартов.

Грузоподъемный борт, показанный на рис. 8.5, из-за своих конструктивных особенностей может использоваться на автомобилях нескольких типов без переделок кузовов или же при их минимальной доработке.

Грузоподъемная платформа 1 представляет собой плоскую сварную раму, покрытую рифленым стальным

листом. Постоянное горизонтальное положение платформы при ее подъеме обеспечивается направляющим механизмом подъемного устройства, работающим по принципу пантографа.

Подъемный механизм состоит из корпуса 4, подъемной рамы 3, направляющих рычагов 2 и промежуточных звеньев 7. Подъемная рама шарнирно соединена задним концом с платформой, а передним концом — с корпусом. Корпус стремянками крепится к раме. Передний конец подъемной рамы также шарнирно соединен со штоком гидроцилиндра 5, а корпус гидроцилиндра — с корпусом подъемного механизма. Направляющие рычаги подъемного механизма передними концами шарнирно соединяются с корпусом, а задними — с платформой через промежуточные звенья. Размеры элементов подъемного механизма выбраны из условия обеспечения подъема платформы из положения «на земле» до уровня пола платформы кузова. Управление бортом осуществляется с помощью крана 6.

Для перевода грузовой платформы в транспортное положение она фиксируется относительно подъемной рамы запором в положении «на земле», а затем поднимается с помощью гидравлического цилиндра в вертикальное положение и прикрепляется к кузову защелками 8. Перевод борта из транспортного положения в рабочее осуществляется в обратном порядке, причем сначала с помощью цилиндра платформа слегка перемещается в сторону кузова для облегчения открытия защелок.

В гидрориводе грузоподъемного борта (рис. 8.6) гидрозамок 4 через полость Б соединяет поршневою полость гидроцилиндра 3 с каналом Д золотникового распределителя 2. Полость В соединена с каналом Е распределителя, а полость Г со штоковой

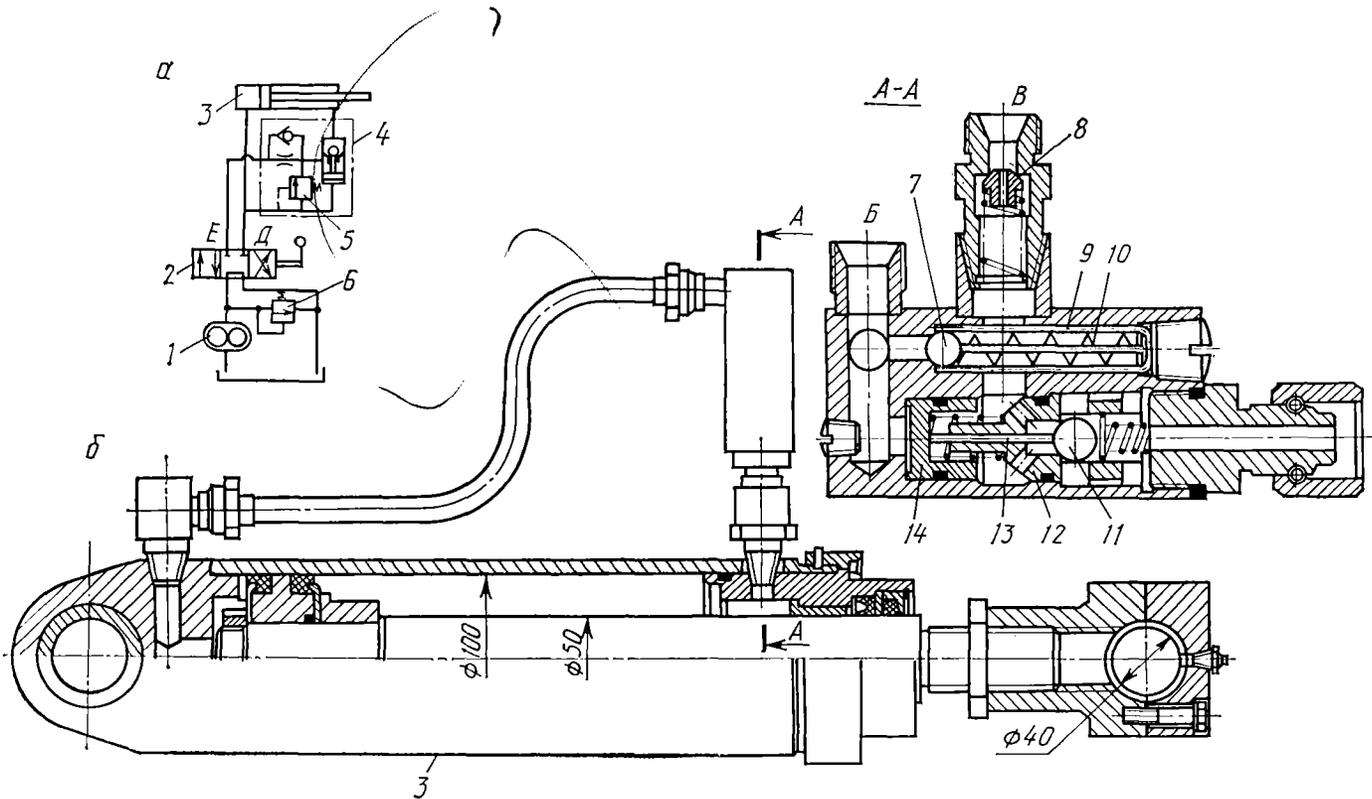


Рис. 8.6. Принципиальная схема гидропривода грузоподъемного борта (а) и конструкция гидроцилиндра (б) с гидрозамком

полостью цилиндра. При включении распределителя на подъем масло от шестеренного насоса 1 через канал *Е* подается в полость *В* гидрозамка, отжимает дроссель 8, проходит в штоковую полость гидроцилиндра, осуществляя подъем платформы. Масло из поршневой полости вытесняется в канал *Д* распределителя и далее в линию слива.

При включении золотника распределителя в нейтральное положение масло, находящееся в цилиндре под давлением, прижимает шарик 11 к седлу 12, запирая таким образом штоковую полость гидроцилиндра. То же происходит при обрыве подводящих магистралей — платформа останавливается. При этом масло, поступающее от насоса, через распределитель уходит в бак.

При включении золотника распределителя на опускание масло от насоса через канал *Д* подается в полость *Б* гидрозамка и далее в поршневую полость цилиндра. При повышении давления масла до 1...1,5 МПа поршень 14 гидрозамка через иглу 13 отжимает шарик. Масло выходит из штоковой полости гидроцилиндра через канал *Е* распределителя в линию слива под определенным давлением, определяемым сопротивлением дросселя, что обеспечивает заданную скорость опускания платформы.

При упоре платформы в землю и повышении вследствие этого давления в полости *Б* открывается предохранительный клапан 5, состоящий из шарика 7, крестовины 9 и пружины 10, и масло перестает поступать в поршневую полость гидроцилиндра.

Предохранительный клапан 6 регулируется на давление более высокое, чем необходимо для подъема груза номинальной массы.

Автотранспортные средства с консольными стреловыми кранами. Кон-

сольный стреловой кран типа УКК, устанавливаемый на раме автомобиля или полуприцепа, применяется при перевозке с механизированной погрузкой-разгрузкой малотоннажных контейнеров и других штучных грузов. В зависимости от типоразмеров установлена следующая номинальная грузоподъемность кранов: 0,63 т (УКК-0,63), 1,0 т (УКК-1,00) и 1,25 т (УКК-1,25).

При проектировании новых консольных кранов должны соблюдаться общие технические требования:

обязательным является использование гидропривода крана;

отбор мощности для привода крана должен осуществляться от двигателя или агрегатов трансмиссии, при этом должна обеспечиваться непрерывная работа крана в течение не менее 1 ч;

управление краном производится с обеих сторон платформы с помощью рукояток, автоматически возвращающихся в нейтральное положение, при котором движение механизмов прекращается (усилие на рукоятках управления не должно превышать 80 Н);

в конструкции крана предусматриваются устройства регулирования скорости движения груза от 0,017 м/с до принятого максимального значения; устройства, предотвращающие падение груза при отказе в работе крана и (или) обрыве трубопроводов; устройства, предупреждающие перегрузки крана; опорные устройства, если не обеспечивается устойчивость крана при крене колонны от вертикального положения свыше 3°;

установленные на автомобильном подвижном составе краны не должны выходить за габаритные размеры по длине и ширине;

время перевода крана из транспортного положения в рабочее — не более 5 мин.

Отечественной промышленностью

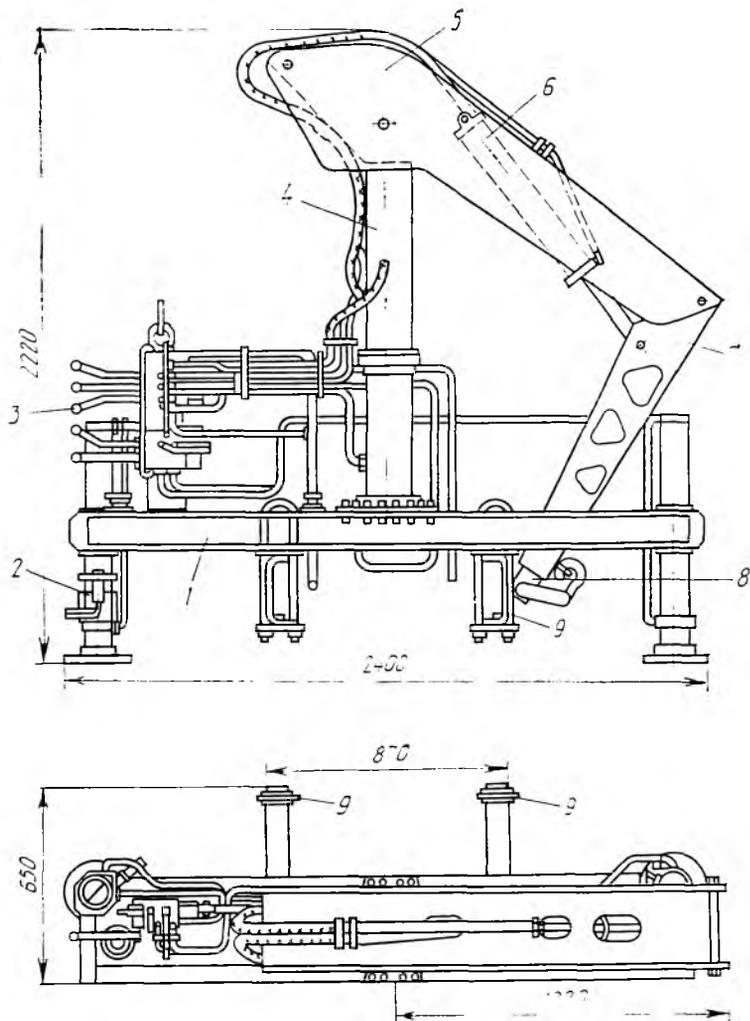


Рис. 8.7. Гидравлический автомобильный консольный стреловой кран:

1 — основание; 2 — внешняя опора; 3 — узел управления; 4 — колонна; 5 — стрела; 6 — гидроцилиндр стрелы; 7 — хобот; 8 — труба с крюком; 9 — стремянки

разработаны и выпускаются автомобили с консольными гидрокранами типа 4030П, 4312, 5950, 5943 и др. Конструкции кранов различной номинальной грузоподъемности и их гидравлические схемы аналогичны. Имеющиеся отличия связаны с необходимостью выполнения требований стан-

дартов (например, в части вылета стрелы, расположения крюка при максимальной высоте подъема и т. п.).

Кран, выполненный в виде единого блока (рис. 8.7), обычно монтируется на раме автомобиля между кабиной и сдвинутым назад кузовом (рис. 8.8). Он включает следующие основные

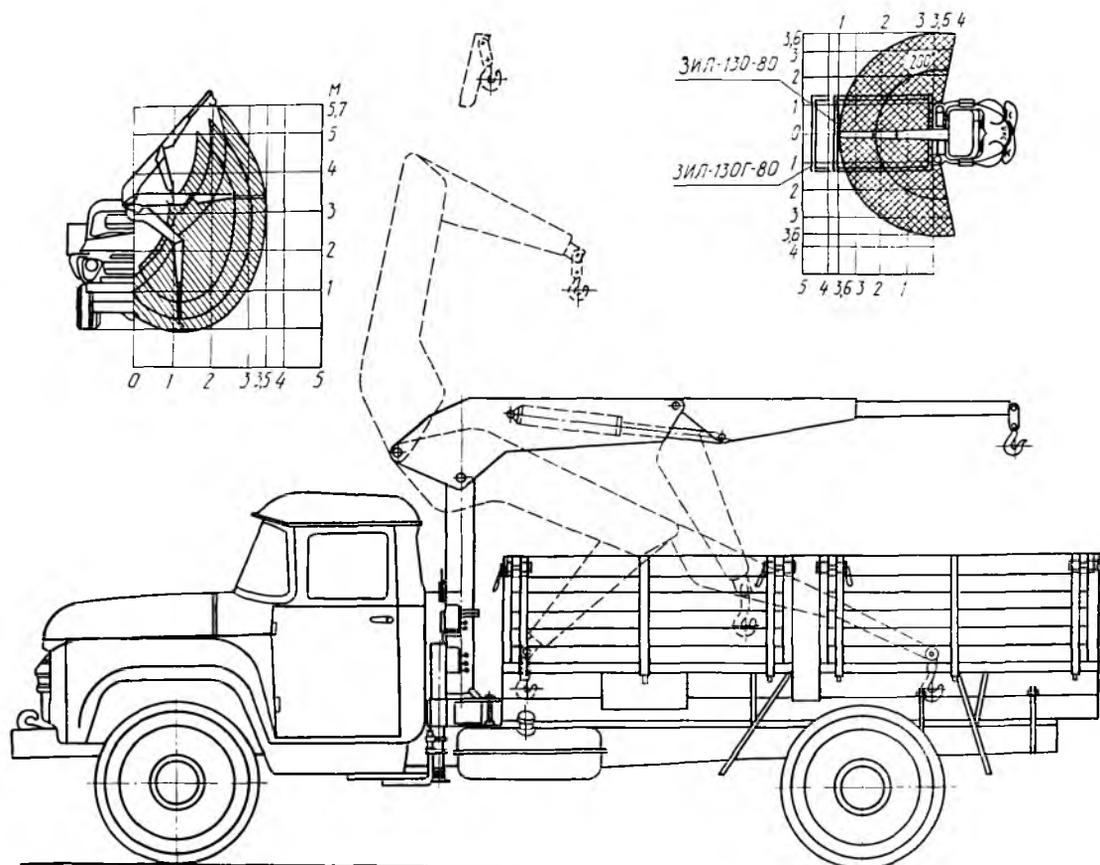


Рис. 8.8. Общий вид автомобиля с консольным краном мод. 4030П

узлы: основание с маслобаком; колонну, нижняя часть которой является цилиндром поворота, а верхняя — цилиндром подъема; стрелу; внешние опоры; узел управления; гидроприводы и гидронасос, обычно устанавливаемый на коробке отбора мощности.

Основание крана (см. рис. 8.7) — сварной конструкции, состоит из продольных и поперечных балок швеллерного типа. Верх и низ основания слева заварены листовым металлом, образующийся при этом маслобак имеет заливную с сетчатым фильтром и слив-

ную горловину. В правой части рамы установлен винтовой зажим и буфер для крепления стрелы в транспортном положении. В передние углы вварены хомуты для крепления внешних опор. Основание служит для крепления колонны, внешних опор, узла управления, а также для крепления гидрокрана на раме шасси автомобиля с помощью стремянок 9.

Механизм поворота крана (рис. 8.9) состоит из корпуса 3, представляющего гидроцилиндр двойного действия, стойки 1, установленной в корпусе на

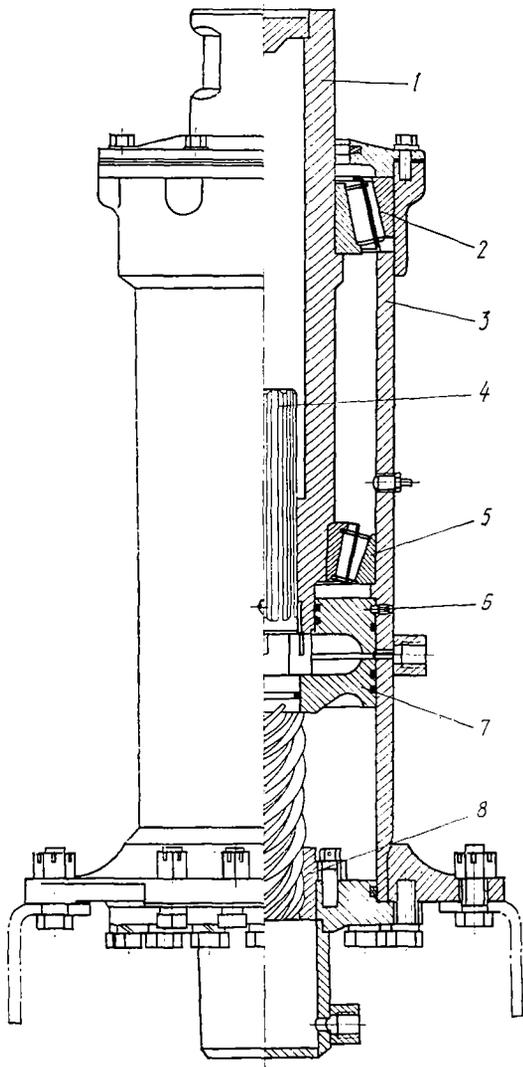


Рис. 8.9. Механизм поворота крана

конических подшипниках 2 и 5, винта 4 с двумя хвостовиками — винтовым и шлицевым, поршня 7, закрепленного на винте, гайки 8, жестко соединенной с корпусом крышки 6, и уплотнений. Винтовой хвостовик сопряжен с

гайкой 8, а шлицевой хвостовик входит в шлицевое отверстие стойки.

Поворот стойки осуществляется за счет преобразования поступательного движения поршня во вращательное винта. При подаче масла в одну из полостей корпуса поршень с винтом перемещается вдоль оси цилиндра и при повороте вращает стойку вокруг оси гайки 8.

Нижняя часть цилиндра подъема с помощью клина закреплена на стойке механизма поворота. К корпусу цилиндра приварен кронштейн для крепления стрелы, а в головке плунжера имеется кронштейн для крепления шатунов, приводящих в действие стрелу крана. Плунжер под давлением масла перемещается только вверх. Обратное перемещение плунжера происходит под действием сил тяжести стрелы и груза.

Стрела крана 5 (см. рис. 8.7) состоит из рамы, хобота, трубы с крюком и гидроцилиндра 6 двухстороннего действия. Рама стрелы шарнирно закреплена на кронштейне корпуса цилиндра подъема и связана с головкой плунжера подъема двумя шатунами. При выдвигании или втягивании плунжера стрела перемещается по дуге окружности, центром которой является ось кронштейна. С рамой шарнирно соединен хобот. Складывание стрелы производится цилиндром. Труба с крюком фиксируется в направляющих опорах хобота в двух крайних положениях фиксатором. Труба выдвигается вручную (в некоторых конструкциях труба также выдвигается цилиндром).

Для обеспечения устойчивости автомобиля и разгрузки его ходовой части при работе крана к его основанию опоры.

Опора (рис. 8.10) представляет гидроцилиндр двухстороннего действия

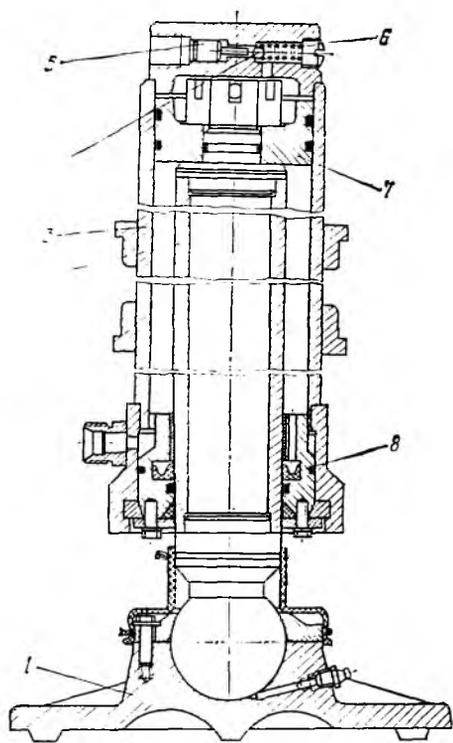


Рис. 8.10. Внешняя опора автомобильного крана

с гидравлическим замком. Внешняя опора состоит из цилиндра 3, штока 2, поршня 7, головки цилиндра 8, опоры 1. Опора имеет шаровой шарнир, обеспечивающий ее приспособляемость к неровностям рабочей площадки. Гидравлический замок (гидрозамок) представляет собой управляемый клапан, состоящий из поршня 5, шарика 4 и пружины 6. Гидрозамок расположен в днище корпуса цилиндра и соединен с надпоршневой полостью отверстием. Гидрозамок запирает масло в надпоршневом пространстве и открывается только под давлением масла, подаваемого в штоковую полость. При опускании опоры в рабочее положение масло подается через отверстие в дни-

ще корпуса, а при подъеме в транспортное положение — через штуцер корпуса цилиндра. При установке опор в рабочее положение колеса автомобиля не должны отрываться от грунта.

Узел управления гидрокраном 3 (см. рис. 8.7) расположен на кронштейне основания крана с левой стороны автомобиля и представляет собой распределительное устройство, включающее два гидрораспределителя и привод ручного управления дроссельной заслонкой двигателя.

Гидравлическая система крана (рис. 8.11) состоит из шестеренного насоса 1, маслобака 19 с заливным 21 и сливным 20 фильтрами, гидрораспределителей 4 и 8, цилиндра поворота 16 с обратно-дросселирующими клапанами 15 и 17, цилиндра подъема 13 с обратно-дросселирующим клапаном 14, цилиндра складывания стрелы 18, двух цилиндров опор 12 с гидрозамками 11 и трубопроводов.

Насос приводится в действие от коробки отбора мощности, включаемой рычагом, расположенным в кабине водителя. Масло от насоса поступает в гидрораспределители и, пройдя через перепускной клапан 3. При перемещении любого золотника из нейтрального положения слив масла прекращается и оно под давлением поступает в полость цилиндра, открывающуюся при перемещении золотника.

При подаче масла в штоковую полость цилиндра 18 золотником 5 проходит складывание стрелы, а при подаче в поршневую — ее выпрямление.

Управление цилиндром поворота 16 стрелы осуществляется золотником 6 гидрораспределителя 4. Масло поступает в полость цилиндра через открытый обратный клапан дросселирующего клапана 17. Из второй полости цилиндра масло идет на слив через дроссель клапана 15.

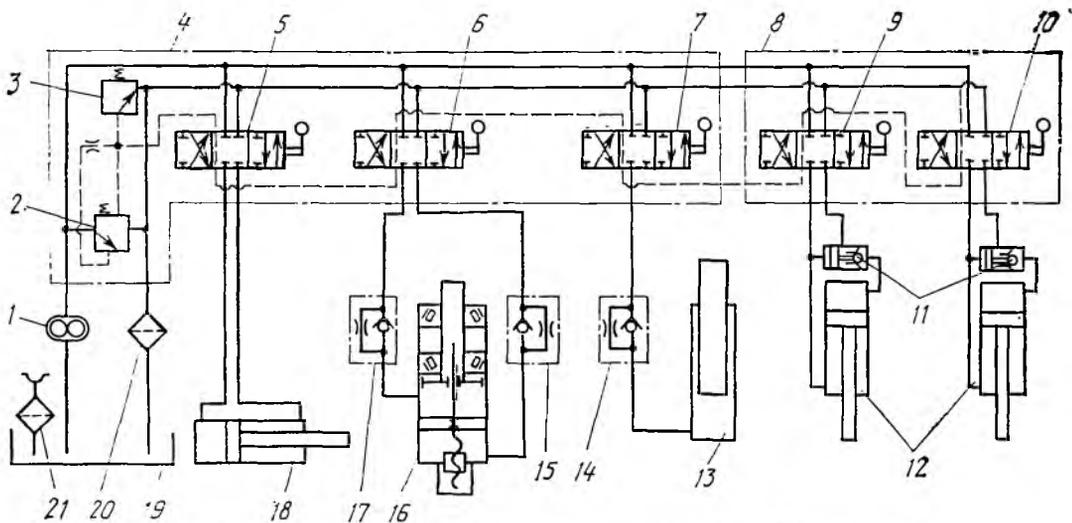


Рис. 8.11. Принципиальная схема гидропривода консольного крана

Управление цилиндром подъема стрелы осуществляется золотником 7, который подает масло под плунжер через открытый обратный клапан дроселирующего клапана 14. При переводе золотника в противоположную сторону масло вытесняется плунжером через дроссель в сливную магистраль, обеспечивая заданную скорость опускания груза.

Цилиндры внешних опор 12 управляются раздельно золотниками 9 и 10 гидрораспределителя 8. При выдвижении левой опоры масло от золотника 9 поступает в поршневую полость цилиндра через открытый шариковый клапан гидрозамка 11. Из штоковой полости масло вытесняется в сливную магистраль. При переводе золотника в нейтральное положение шариковый клапан гидрозамка запирает поршневую полость цилиндра. Втягивание штока осуществляется за счет одновременной подачи масла в штоковую полость цилиндра и поршневую полость гидрозамка. При определенном давлении поршень нажимает на иглу и

открывает шариковый клапан гидрозамка. Масло из поршневой полости идет на слив в сливную магистраль. Управление правой опорой осуществляется аналогично.

Предохранительный клапан 2 обеспечивает давление в системе не более 7,5...8 МПа.

Автомобили с порталными кранами. Краны порталные типа УКП, устанавливаемые на раме автомобиля или полуприцепа, применяются при перевозках с механизированной погрузкой-разгрузкой средне- и малотоннажных контейнеров и других штучных грузов, в том числе пакетированных.

Установлена следующая номинальная грузоподъемность порталных кранов: 1,25 т (УКП-1,25), 3,0 т (УКП-3,0) и 5,0 т (УКП-5,0).

При проектировании автомобиля с порталным краном должны обеспечиваться:

соответствие параметров и технических характеристик кранов действующим стандартам (номинальная грузоподъемность, скорость подъема (опу-



Рис. 8.12. Автомобиль с порталным краном

скания) контейнера, скорость качания рамы портала и т. д.);

возможность перемещения крюка в поперечной плоскости автомобиля в целях наиболее равномерного размещения контейнеров на платформе;

неподвижное положение портала в транспортном положении с помощью упора и надежная фиксация контейнеров;

устойчивость автомобиля при погрузке-разгрузке контейнеров в случае необходимости с помощью дополнительных опор.

Промышленностью разработаны и выпускаются автомобили с порталными кранами на базе автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ и др. Принцип действия порталных кранов различной грузоподъемности одинаков.

Погрузка и выгрузка контейнеров осуществляется с помощью портала 1 (рис. 8.12), шарнирно закрепленного на цапфах поперечины, качательное движение которого осуществляется с помощью двух гидроцилиндров 2 и гидроцилиндров, установленных в верхней поперечине портала, обеспечивающих поперечное движение грузовой

каретки с крюком и вертикальное движение крюка. Гидроцилиндры связаны с грузовой кареткой и крюковой подвеской канатами, проходящими через соответствующие системы блоков. Применение блоков позволяет при ограниченном перемещении штоков цилиндров обеспечивать необходимые перемещения грузовой каретки и крюковой подвески.

Привод гидросистемы порталного крана осуществляется от шестеренного насоса, закрепленного на фланце коробки отбора мощности. Включение коробки отбора мощности осуществляется рычагом, расположенным в кабине водителя.

От насоса 1 (рис. 8.13) масло подается к трехзолотниковому распределителю 2 с автоматическим устройством для возврата золотников в нейтральное положение. Золотником 3 осуществляется управление гидроцилиндром подъема 10. При подъеме груза масло поступает через клапан ограничения давления 6, гидрозамок 9 и обратный клапан в штоковую полость цилиндра. При опускании груза масло подается одновременно в поршневую

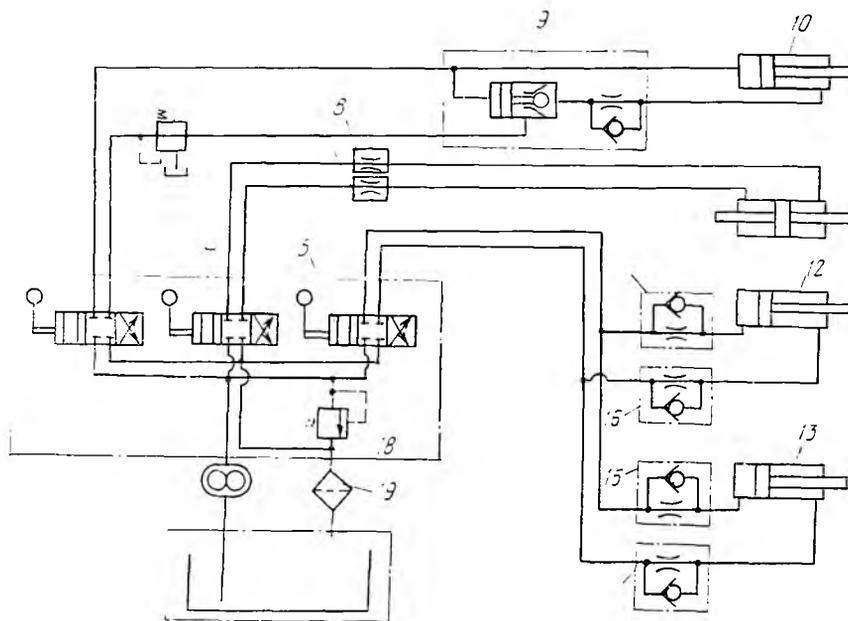


Рис. 8.13. Принципиальная схема гидропривода портального крана

полость цилиндра и к поршню гидрозамка, в результате чего масло из штоковой полости цилиндра через дроссель и открытый гидрозамок идет на слив в бак.

Гидрозамок обеспечивает удержание груза при обрыве гидромагистральных трубопроводов цилиндра управления подъемом (опусканием) груза.

С помощью клапана ограничения давления 6 ограничивается максимальное давление в гидроцилиндре управления подъемом (опусканием) груза и соответственно грузоподъемность портального крана.

Золотником 4 управляется цилиндр 11 перемещения грузовой каретки. Дроссели 7 и 8 служат для ограничения скорости перемещения каретки.

Золотник 5 используется для управления цилиндрами 12 и 13 поворота портала крана. Дроссели 14—17 с обратными клапанами предназначены

для уменьшения скорости поворота портала.

Предохранительный клапан 18 защищает систему от перегрузок по давлению. Фильтрация масла производится пластинчатым фильтром 19 при прохождении его через сливную магистраль в бак.

При применении внешних опор схема дополняется устройствами, аналогичными тем, которые используются в гидросистеме стреловых консольных кранов (см. рис. 8.11).

Полуприцепы - контейнеровозы с грузоподъемными устройствами. Многие предприятия с суточным поступлением до трех большегрузных контейнеров не располагают необходимыми погрузочными механизмами. Поэтому производительность подвижного состава снижается за счет простоя автопоездов-контейнеровозов под выгрузкой грузов. Поэтому, как показывает

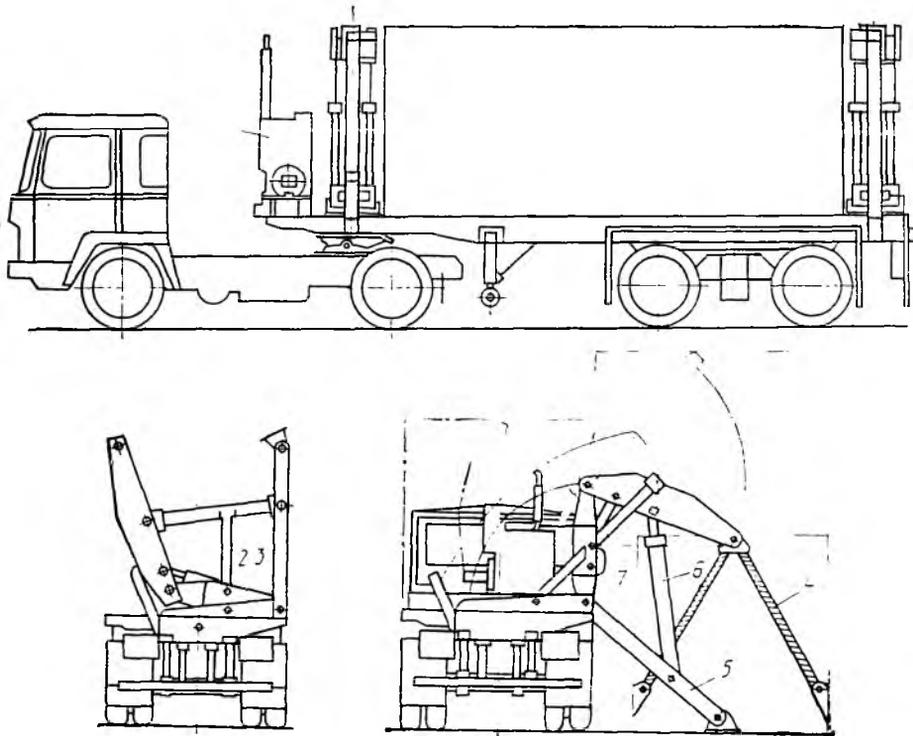


Рис. 8.14. Контейнеровоз HLS 200.78/ТК с погрузочно-разгрузочным устройством

опыт, определенная часть (примерно 3 %) полуприцепов-контейнеровозов должны оборудоваться грузоподъемными устройствами.

Грузоподъемные устройства типа УГК на полуприцепах-контейнеровозах состоят из двух крановых механизмов консольного типа, устанавливаемых в передней и задней частях полуприцепа. Параметры грузоподъемных устройств для подъема 20- и 30-тонных контейнеров стандартизованы.

Устройства типа УГК могут изготавливаться в двух исполнениях: 1 — обеспечивающие погрузку контейнера с земли на платформу полуприцепа и обратно только с правой стороны полуприцепа: 2 — обеспечивающие погруз-

ку контейнера с земли или железнодорожной платформы на платформу полуприцепа и обратно; штабелирование контейнеров в два ряда. При этом манипуляции с контейнером осуществляются с обеих сторон полуприцепа.

К контейнеровозам с крановыми погрузочно-разгрузочными устройствами относятся полуприцепы HLS 200.78/ТК (ГДР), эксплуатируемые в нашей стране.

На шасси полуприцепа (рис. 8.14) установлены два грузоподъемных устройства, представляющие собой балку основания 2, жестко закрепленную на раме. С основанием через общую ось 3 шарнирно соединяются складывающаяся грузовая стрела 8, со-

стоящая из двух звеньев, и опорная балка 5. Перевод грузовой стрелы из транспортного положения в рабочее и обратно осуществляется гидроцилиндрами 6 и 7, взаимодействующими с поворотными звеньями грузовой стрелы и с опорной балкой. Крепление контейнера осуществляется за нижние угловые фитинги с помощью канатной подвески 4, шарнирно закрепленной на конце второго звена стрелы 8.

Крановое устройство приводится в действие от насосов с приводом от дизельного двигателя 1 мощностью 15 кВт, который установлен на полуприцепе перед первой грузовой стрелой за кабиной тягача. Устройство позволяет выгружать контейнер (типа 1С) только с правой стороны. Время выгрузки составляет 8...10 мин.

Аналогичное грузоподъемное устройство разработано Львовским ГСКБ для двухосного полуприцепа ЧМЗАП-99854, предназначенного для перевозки контейнеров типа 1С.

8.4. Автотранспортные средства со съемными кузовами

Автотранспортное средство со съемным кузовом — специализированное транспортное средство, снабженное устройством для установки и съема быстроотделяющегося от шасси кузова, устанавливаемого при съеме на опоры или дорожную поверхность. Применение съемных кузовов позволяет снижать простои шасси, увеличивать мобильность автомобильных транспортных средств на сезонных и временных перевозках (сельское хозяйство, торговля, строительство и т. п.), когда грузы накапливаются и реализуются постепенно. При этом уменьшаются также расходы грузоотправителей и грузополучателей на содержание складских помещений, а

транспортный цикл отделяется от цикла загрузки-выгрузки груза из кузова. В конечном итоге, несмотря на некоторое снижение грузоподъемности автотранспортных средств со съемными кузовами, достигается существенное уменьшение необходимого парка грузовых автомобилей, повышается их производительность и снижается себестоимость перевозок.

Для перевозки съемных кузовов наиболее часто используются шасси одиночных автомобилей и полуприцепов. Съемные кузова могут быть выполнены в виде безбортовой платформы, фургона, цистерны, кассетной или самосвальной платформы.

По принципу съема и установки кузовов различаются конструкции, приспособленные для вертикального подъема, скатывания и комбинированные.

В СССР стандартизованы параметры устройств двух типов для снятия съемных кузовов: 1) устройства вертикального подъема типа УВП, состоящего из силового агрегата и подъемного надрамника, установленного на раме автомобиля. Применяется оно при перевозках с механизированной погрузкой и разгрузкой съемных кузовов, оборудованных четырьмя откидными стойками. Номинальная грузоподъемность устройств: 3 т (УВП-3,0), 4,5 т (УВП-4,5) и 6,5 т (УВП-6,5); 2) устройства наклонного снятия типа УНС, состоящего из силового агрегата и наклонной рамы с механизмом снятия кузовов, устанавливаемых на раме автомобиля или полуприцепа. Применяется оно при перевозках с механизированной погрузкой-разгрузкой съемных кузовов и крупных контейнеров. Номинальная грузоподъемность устройств: 8 т (УНС-8,0), 12 т (УНС-12,00) и 20 т (УНС-20,00). Система съема и установки кузова производится по принципу «на-



Рис. 8.15. Самосвальный съемный кузов фирмы Meiller на шасси автомобиля Mercedes-Benz

клон — скатывание». Угол наклона рамы зависит от типа устройства.

Выполнение операций по съему и установке кузовов на транспортное средство может осуществляться с помощью гидравлического, пневматического, гидропневматического, электрогидравлического или механического привода.

Центрирование кузовов при установке осуществляется с помощью надрамников, по которым скользят продольные балки кузова; направляющих роликов, вертикально установленных на боковых стенках в передней части кузова; конусных направляющих (конусный приемник в задней части рамы шасси и конус в передней части кузова).

Крепление кузова на шасси осуществляется в двух, трех или четырех точках с помощью боковых ограничителей, поворотных и накладных замков, фиксирующих пальцев, фитингов и т. п.

В мировой практике используется большое количество автотранспортных средств со съемными кузовами разнообразных конструкций, но наиболее часто — автомобили с наклонным способом установки кузовов, автомобили с порталными кранами и автомобили со съемом кузовов на стойки.

Фирмой Neiller (ФРГ), специализирующейся на выпуске самосвальных и бортовых платформ, разработан ку-

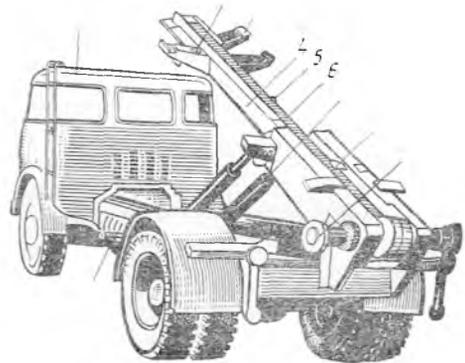


Рис. 8.16. Шасси, оборудованное системой съема кузова фирмы Hudaulex:

1 — щиток управления; 2 — гидравлическое замыкающее устройство; 3 — выключатель; 4 — опрокидывающая рама; 5 — захватное устройство; 6 — центральная цепь; 7 — опрокидывающие цилиндры двухстороннего действия; 8 — кассетный замок; 9 — червячная передача с гидравлическим двигателем; 10 — гидравлические вентили с пневмоуправлением

зов роликового типа. На шасси грузоподъемностью 8 т устанавливается съемный кузов вместимостью 25 м³ (длина кузова 4..5,5 м). При использовании трехосного шасси вместимость кузова составляет 40 м³. Шасси (рис. 8.15) оборудуется специальным надрамником с направляющими, тремя телескопическими подъемниками (один используется для продольного перемещения, два — для подъема), поворотной Г-образной балкой с концевым захватом и скатывающим устройством с роликами. Поворотная балка состоит из двух частей — вертикальной и горизонтальной. Телескопическая горизонтальная часть балки обеспечивает перемещение кузова вдоль продольной оси, в результате чего изменяется расположение центра масс кузова относительно точки опрокидывания. Штоки двух цилиндров через рычаги соединяются с горизонтальной частью балки.

Характерной особенностью данной системы является то, что снятие и

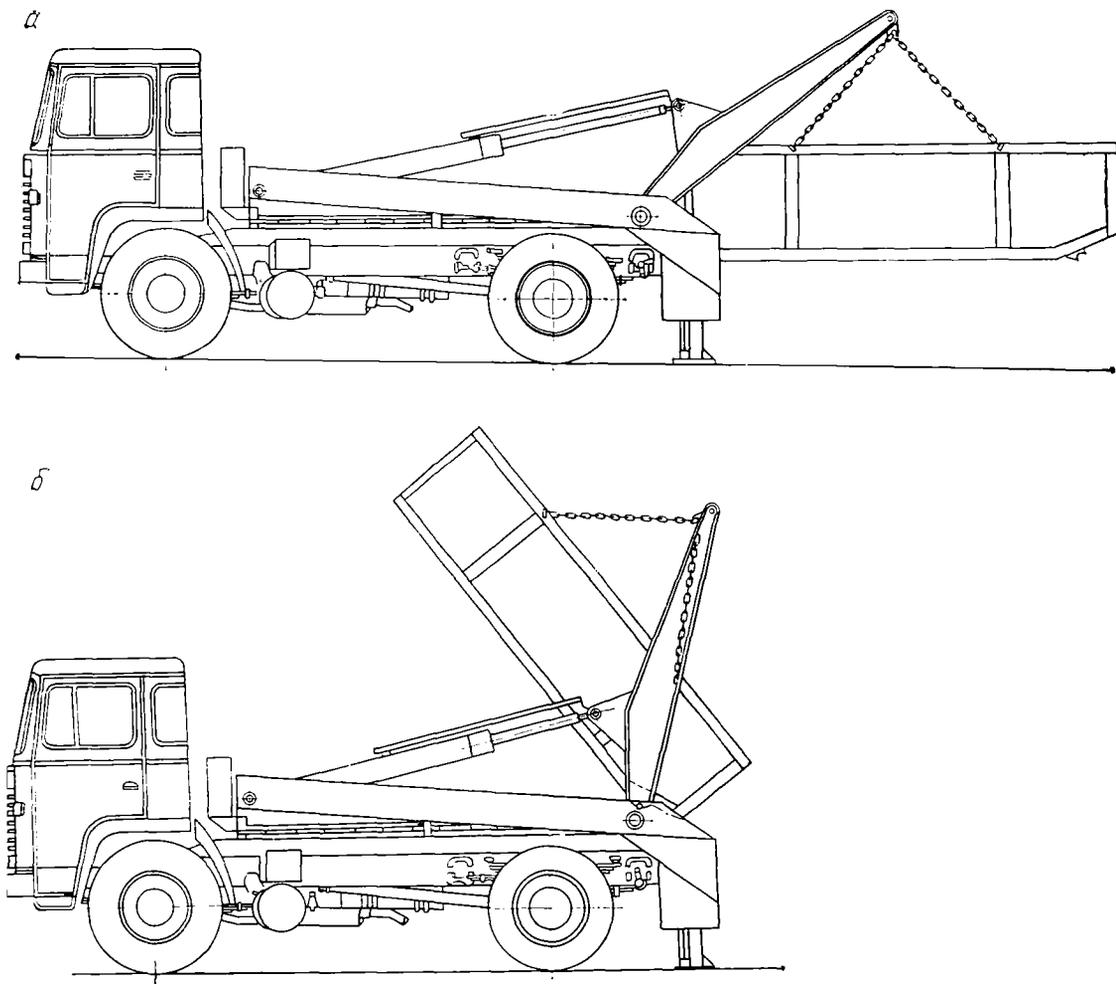


Рис. 8.17. Автомобиль с порталным погрузчиком для съемных кузовов

установка кузова выполняется путем его скатывания. Съем кузова осуществляется в несколько приемов. Сначала кузов освобождается от креплений, которые соединяют его с шасси, а затем сдвигается назад при укорочении горизонтальной части Г-образной балки. При этом он поворачивается в вертикальной плоскости вокруг оси крепления поворотной балки. Пере-

мещение кузова осуществляется по роликам скатывающего устройства до соприкосновения его пяты с дорожной поверхностью. После этого автомобиль начинает медленно двигаться вперед и одновременно передняя часть кузова опускается на погрузочную площадку.

В снятом положении кузов готов для загрузки у грузоотправителя. Подъем кузова осуществляется в об-

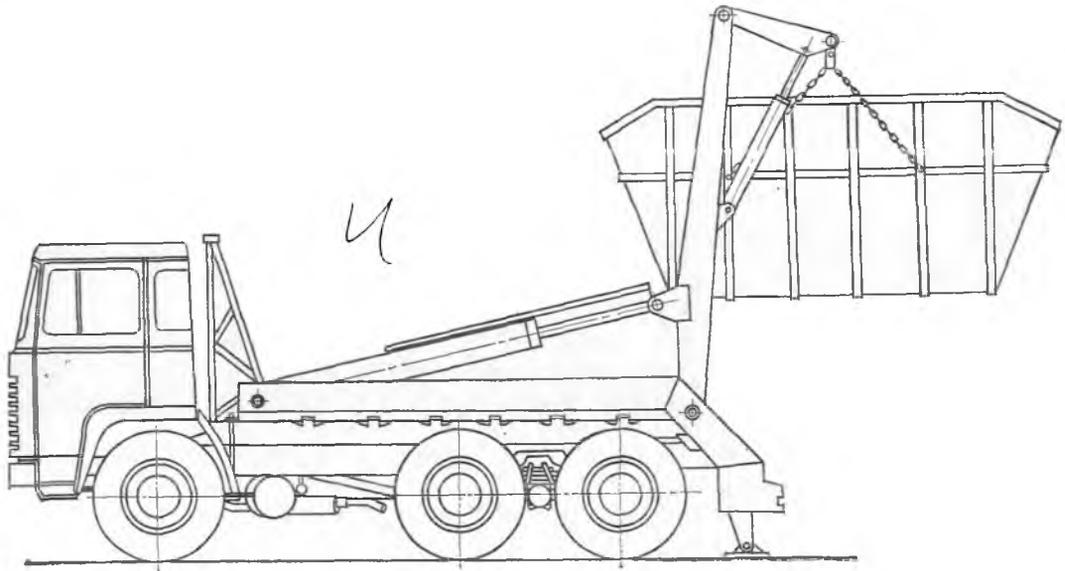


Рис. 8.18. Автомобиль с порталным погрузчиком для съемных кузовов большой вместимости

ратной последовательности, т. е. после соединения захватного устройства вертикальной Г-образной балкой и специального приемного устройства, расположенного по центру кузова. Крепление кузова к шасси и его фиксация в процессе установки выполняется автоматически. Все операции осуществляются водителем из кабины.

В Швеции фирмой Hудгаulex разработана система съема кузова путем скатывания в продольной плоскости (рис. 8.16). Дополнительное оборудование шасси включает поворотный надрамник, два гидравлических цилиндра двухстороннего действия и гидромотор с приводной цепью, расположенной в центре надрамника. Приводная цепь снабжена захватным устройством для троса съемного кузова, а также кулачковым механизмом для перемещения кузова в горизонтальной плоскости. В задней части поворотного надрамника установлены горизонтальные роликовые направляющие кузова и барабан для удержания троса. Дан-

ная система предусматривает возможность снятия кузова на опорные стойки при небольшой погрузочной высоте, на дорожную поверхность и на пол грузовой ramпы.

Для перевозок многих грузов с относительно высокой плотностью используются съемные кузова небольшой вместимости, что позволяет осуществлять их установку и съем с помощью порталных погрузчиков, устанавливаемых на двух- и трехосных автомобилях (рис. 8.17, а, 8.18). Отличительной особенностью порталных погрузчиков для съемных кузовов по сравнению с порталными кранами является отсутствие устройств для перемещения кузова в поперечной плоскости автомобиля и устройств для тросового подъема кузова. При подъеме кузов закрепляется цепями к шарнирно закрепленным на верхней поперечине портала серьгам, что обеспечивает горизонтальное положение кузова.

Если кузова высокие, имеющие форму перевернутой трапеции, порта-

лы снабжаются дополнительной стрелой (см. рис. 8.18), поворот которой осуществляется с помощью двух дополнительных гидроцилиндров двойного действия. Установка дополнительной стрелы позволяет осуществлять подъем кузова при его установке ниже уровня дороги, а также осуществлять перевозку нескольких порожних кузовов, установленных один в другой.

Разгрузка сыпучих грузов может осуществляться и самосвальным способом. Для этого в задней части кузова выполняется упор, а на надрамнике — ось. При разгрузке кузов смещается до упора в выдвинутую ось и поворачивается порталом вокруг этой оси (см. рис. 8.17, б). Угол поворота кузова при разгрузке может достигать 90°

Надрамник имеет в передней части ограждение, препятствующее перемещению кузова в сторону кабины водителя и являющееся одновременно опорой для стрелы в транспортном положении. Управление подъемом кузова ведется из кабины или с пульта, расположенного в передней части надрамника.

Конструкции автомобилей со съемными кузовами, в которых используются стойки, отличаются большим разнообразием как по типу силового привода для подъема кузова, так и конструктивному исполнению элементов крепления, центрирования кузова на шасси, стоек, подъемных устройств кузова для его вывешивания. Для подъема кузовов используется гидравлический или пневматический привод.

Съемный кузов устанавливается на подвижный надрамник, который поднимается вертикально вверх с помощью системы рычагов и силового гидроцилиндра. В других конструкциях подъем надрамника производится с помощью четырех гидроцилиндров, устанавливаемых по его углам. Для равномерного выдвижения всех

штоков в гидросистеме устанавливается делитель потока жидкости.

Регулируемые или нерегулируемые стойки закрепляются на кузове. При использовании регулируемых стоек (в пределах ± 50 мм) съемный кузов может устанавливаться на достаточно неровную поверхность. Опоры стоек круглой или квадратной формы имеют размеры, обеспечивающие допустимые удельные нагрузки на грунтовые покрытия погрузочных площадок при контакте с их поверхностью только трех стоек. При несовпадении оси автомобиля и кузова при погрузке на стойки действуют поперечные силы, достигающие 30...50 кН. Для уменьшения длины стоек в транспортном положении их выполняют телескопическими.

Центрирование кузова осуществляется с помощью параллельных направляющих, имеющих на днище кузова и верхнем надрамнике. Для устранения несоосности кузова и шасси при его подъезде под кузов на верхнем надрамнике в его задней части выполняются скосы.

Крепление кузова на шасси осуществляется с помощью штифтовых пальцев, откидных замков и т. п. Однако наиболее перспективными являются конструкции замков с гидравлической или пневматической системой управления запирающим и отпирающим кузовов.

При установке пневмоподвески на всех мостах автомобиля подъем и опускание кузова осуществляются за счет подачи или выпуска воздуха из пневмоэлементов при отключенном регуляторе высоты.

При рессорной подвеске перемещение надрамника вместе с кузовом (160...180 мм) достигается с помощью пневмобаллонов небольшого диаметра, устанавливаемых в передней и задней частях надрамника.

В последнее время некоторые схемы установки и съема кузовов используются и для снятия контейнеров.



АВТОМОБИЛИ- И АВТОПОЕЗДА-ФУРГОНЫ

9.1. Назначение, классификация и общие требования

Автомобили, прицепы и полуприцепы с кузовами-фургонами предназначены для перевозок товаров народного потребления и скоропортящихся грузов. Они подразделяются на универсальные и специальные.

Универсальные фургоны общего назначения предназначены для перевозки грузов (приборы, инструменты, печатная продукция, обувь, ковры, некоторые виды фасованных пищевых продуктов и т. п.), не требующих специальных условий для перевозки за исключением защиты от атмосферных осадков и механических повреждений.

К специальным фургонам относятся изотермические, с холодильными установками и обогреваемые для перевозки скоропортящихся грузов (мясо, молоко и молочные продукты, рыба, овощи, фрукты и т. п.), фургоны для перевозки хлебобулочных и кондитерских изделий, одежды, мебели и т. д.

Используются фургоны как для местных (городских), так и для междугородных и международных перевозок.

Фургоны должны иметь: 1) кузов прямоугольной формы (размеры кузова согласовываются с габаритами стандартных контейнеров, поддонов, ящиков и т. п.) с плоским полом (для

кузовов с массой перевозимых грузов менее 1,5 т допускаются надколесные ниши). Прочность пола при грузоподъемности фургона свыше 4,5 т должна обеспечивать въезд вилочного погрузчика общей массой не менее 2,5 т; 2) погрузочную высоту при установке на автомобилях 0,7 м, 0,9, 1,1, 1,25 или 1,3 м, на прицепах — 1,3 или 1,35 м, на полуприцепах — 1,3 или 1,45 м; 3) подножки, трапы, поручни, обеспечивающие удобство доступа внутрь грузового помещения (при погрузочной высоте более 0,5 м) и не мешающие подъезду транспортного средства вплотную к местам загрузки (выгрузки); 4) две двери (сзади и с правой стороны по ходу транспортного средства) с фиксацией в открытом состоянии. При закрытых дверях должна обеспечиваться необходимая жесткость кузова, при открытых дверях — возможность подъезда к месту загрузки (выгрузки); запоры дверей должны допускать их опломбирование; 5) конструкцию, исключающую попадание внутрь кузова отработавших газов, пыли и влаги; системы регулируемой вентиляции и освещения с помощью защищенных плафонов; 6) запасное колесо, устанавливаемое вне фургона; 7) срок службы до капитального ремонта не менее срока службы базового транспортного средства.

Фургоны с изотермическими кузовами, рефрижераторы и обогреваемые

фургоны должны иметь теплоизоляцию (нормальную или усиленную), обеспечивающую требуемый стандартами коэффициент теплопередачи, а рефрижераторы и отопляемые фургоны, кроме того, оборудованы, обеспечивающее поддержание внутри кузова необходимой температуры в зависимости от класса, к которому они отнесены стандартами.

9.2. Универсальные и специализированные автомобили-фургоны

Для мелкопартионных перевозок в городских условиях выпускаются автомобили-фургоны на базе легковых автомобилей грузоподъемностью не выше 500 кг. Они имеют цельнометаллический несущий кузов небольшой вместимости с задней одностворчатой или двустворчатой дверью в грузовом помещении.

Фургоны грузоподъемностью до 1500 кг (УАЗ-452, ЕрАЗ-762В, ЖУК А06, АВИА и др.), предназначенные для быстрой доставки товаров в торговую сеть, выполняются с цельнометаллическим кузовом вагонного типа. Кабина водителя отделена от грузового помещения перегородкой, препятствующей смещению груза при торможении автомобиля. Для быстрой загрузки и выгрузки товаров, кроме двери в задней части кузова, имеется и боковая одностворчатая или сдвижная дверь с правой стороны грузового помещения.

Широкое распространение для перевозки товаров народного потребления получили автомобили-фургоны грузоподъемностью 2...3 т, например ГЗСА-891 на базе шасси ГАЗ-52-01. Кузов таких фургонов имеет деревянный каркас, обшитый снаружи стальным листом, а внутри — деревянными рейками. Пол кузова набран из сосно-

вых досок и укреплен стальными полосомами. Две двери — боковая одностворчатая и задняя двустворчатая — обеспечивают хороший доступ к грузам. Створки задней двери открываются до соприкосновения с боковыми стенками. В нижней части фургона на задней и боковых стенках закреплены отбойные бруссы, предохраняющие кузов от повреждений при загрузке грузов с рампы складов.

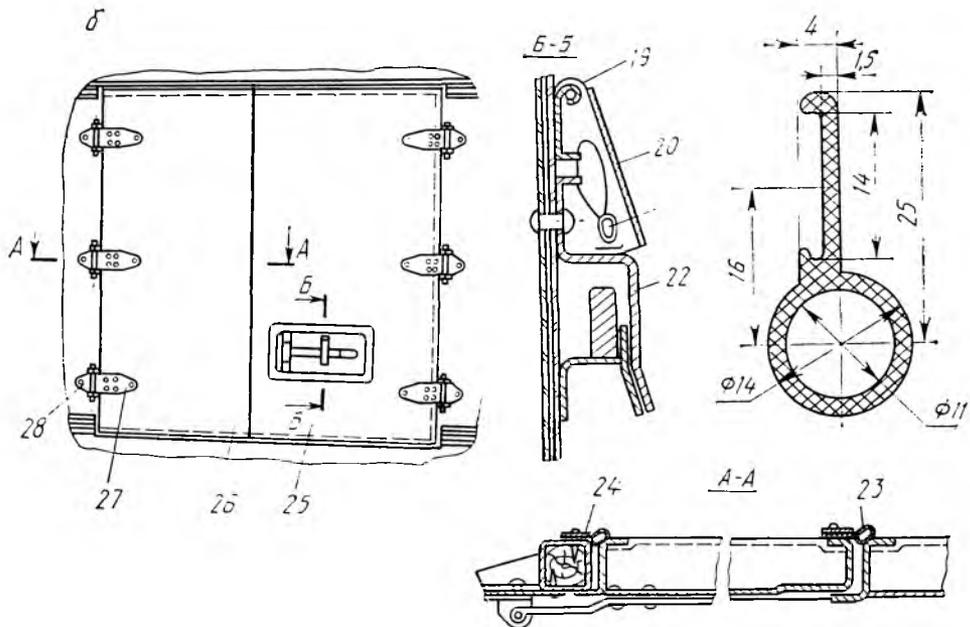
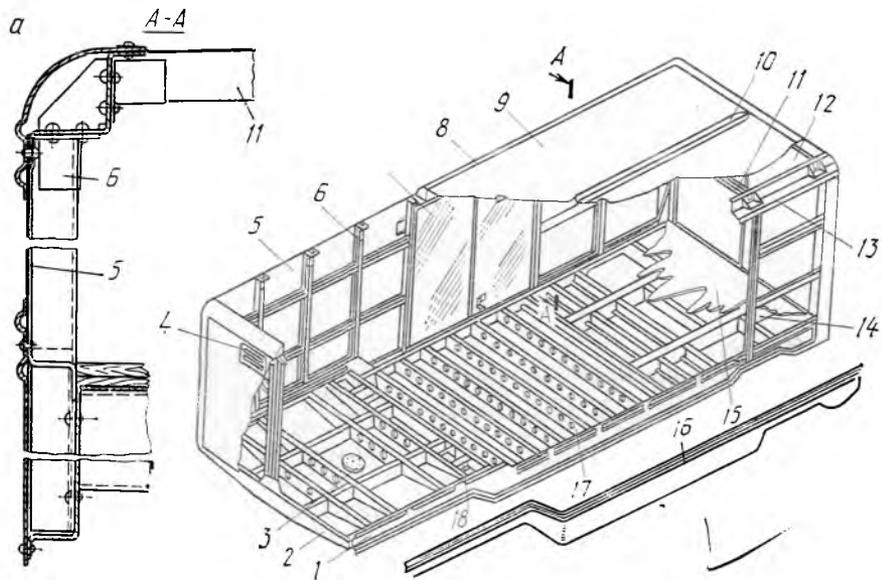
Для доставки грузов в междугородных и международных перевозках используются большегрузные полуприцепы-фургоны с несущими кузовами, изготовленными с использованнем алюминиевых сплавов и пластмасс.

Несущий кузов большегрузного полуприцепа-фургона ОдАЗ-794 имеет клепаный каркас, обшитый дюралюминиевыми листами (рис. 9,1 а), унифицированные боковую и заднюю двери. Каркас дверей, выполненный из алюминивно-магниевого элемента, также имеет дюралюминиевую обшивку (рис. 9.1, б). Запирание дверей обеспечивается специальными запорами. Двери уплотнены резиновыми прокладками. Открытие задней двери осуществляется на угол 270°, боковой — на 180°. Для удобства входа и выхода предусмотрена откидная лестница.

Кузов оборудован люками на передней и обеих боковых стенках для естественной вентиляции грузового помещения. Регулировка проходного сечения люков осуществляется заслонкой.

Особенностью конструкции кузова автомобиля-фургона для перевозки мебели является установка вдоль стенок кузова полумягких валиков, а поперек — подвижных полумягких поперечин, предохраняющих мебель от повреждения.

Перевозка хлеба и кондитерских изделий производится в стандартных лотках, поэтому кузова фургонов де-



лется на секции, образованные сварными металлическими фермами с направляющими для размещения лотков. Каждая секция имеет одностворчатую дверь. Теплоизолированные кузова позволяют перевозить хлебобулочные изделия на большие расстояния.

Кузов автомобиля-фургона для перевозки готового платья не имеет внутри перегородок и отделен от кабины водителя. С правой стороны фургон имеет пять одностворчатых дверей, против каждой из которых расположена поперечная штанга со стопорными кольцами, что позволяет осуществлять загрузку и выгрузку одежды без захода внутрь кузова и исключает смятие одежды в процессе перевозки.

Особенностью автомобилей-фурионов для перевозки инкубационных яиц, молодняка птицы и полуприцепа-фургона для перевозки телят является приспособленность их для санитарной обработки и наличие отопительно-вентиляционной системы.

Для облегчения погрузочно-разгрузочных работ автомобили-фурионы многих типов снабжаются грузо-подъемными бортами.

9.3. Изотермический подвижной состав

Для перевозки скоропортящихся продуктов используется специализированный подвижной состав, включающий изотермические, рефрижераторные и отопляемые транспортные средства — автофурионы, выполненные на базе автомобиля, прицепа или полуприцепа.

Изотермические фурионы используются для развозки замороженных или охлажденных скоропортящихся продуктов на небольшие расстояния и в городских условиях.

К рефрижераторам относятся изотермические фурионы с системами машинного или безмашинного охлаждения, которое позволяет понижать температуру внутри грузового помещения до заданной по условиям сохранности перевозимого груза, а затем поддерживать ее на этом уровне.

Рефрижераторы подразделяются на классы А, В и С. В рефрижераторах класса А можно поддерживать любую температуру в грузовом помещении в диапазоне от ± 12 до 0°C , класса В — от $+12$ до -10°C , а класса С — от $+12$ до -20°C при температуре наружного воздуха $+30^{\circ}\text{C}$. Температура внутри грузового помещения отопляемых фурионов — до $+12^{\circ}\text{C}$ при температуре наружного воздуха -10°C для рефрижераторов класса А и -20°C для рефрижераторов класса В.

Рефрижераторы и отопляемые фурионы в основном используются для дальних перевозок (до 1000 км) скоропортящихся продуктов.

Кузов и оборудование изотермического подвижного состава должны обеспечивать стабильную температуру в грузовом помещении с минимальными ее колебаниями по всему объему; быстрое и равномерное охлаждение неохлажденных грузов; интенсивную циркуляцию воздуха в грузовом помещении; вентиляцию грузового помещения; возможность ведения погрузочно-разгрузочных работ с использованием

Рис. 9.1. Полуприцеп-фургон ОдАЗ-794:

а — кузов полуприцепа; б — боковая дверь; 1 — усилитель основания; 2 — передняя поперечина; 3 — шкворень; 4 — вентиляционный люк; 5 — обшивка; 6 — стойка; 7 — боковая дверь; 8, 10 — усилители крышки; 9 — крыша; 11 — поперечина крыши; 12 — задняя дверь; 13 — обвязка; 14 — лонжерон; 15 — настил пола; 16 — усилитель кузова; 17 — поперечина основная; 18 — кронштейн опорного устройства; 19 — ось крышки пломбы; 20 — крышка пломбы; 21 — пломба; 22 — подвижная петля запора; 23 — уплотнение; 24 — пластина; 25 — правая створка; 26 — левая створка; 27 — подвижная петля; 28 — неподвижная петля

подъемно-транспортного оборудования; удобство обслуживания холодильного и отопляемого оборудования. Конкретные требования к различным видам изотермического подвижного состава оговорены международными и государственными стандартами.

При безмашинном способе охлаждения грузовых помещений рефрижераторов используется твердая углекислота (сухой лед), замороженные эвтектические растворы, сжиженные газы (жидкая углекислота, азот).

Эвтектические растворы (хлористый натрий, хлористый кальций, водный раствор этиленгликоля и др.) помещаются в емкости (зероторы) и замораживаются в стационарных холодильных установках или другим способом. При оттаивании эвтектических растворов за счет поглощения ими теплоты температура в кузове может поддерживаться от $+2$ до -9°C в течение 12...15 ч.

Сублимация сухого льда (переход из твердого состояния в газообразное) позволяет достигать при охлаждении кузова весьма низких температур. Высокая плотность (1500 кг/м^3) и большая удельная теплота фазового превращения (575 кДж/кг) сухого льда дают возможность создавать компактные охлаждаемые установки. Сухой лед помещается в бункера, обычно расположенные под потолком грузового помещения. Бункер загружается через специальный люк без нарушения герметичности камеры.

Недостатком использования зероторов и бункеров для охлаждения грузовых помещений является невозможность регулирования температуры. Более совершенной системой их охлаждения является система, основанная на использовании жидкой углекислоты. Поддержание необходимой температуры в этом случае легко автоматизируется, так как необходимо управ-

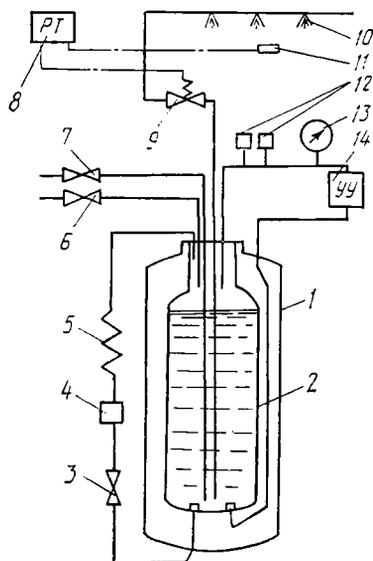


Рис. 9.2. Принципиальная схема системы охлаждения азотом:

1 — наружный кожух сосуда с азотом; 2 — сосуд с жидким азотом; 3 — вентиль; 4 — регулятор давления; 5 — испаритель азота для поддержания постоянного избыточного давления в сосуде; 6 — вентиль газосброса; 7 — вентиль заправки; 8 — регулятор температуры; 9 — вентиль подачи жидкого азота; 10 — распылительный коллектор; 11 — датчик температуры; 12 — предохранительные клапаны; 13 — манометр; 14 — указатель уровня жидкого азота

лять только вентилем, регулирующим подачу углекислоты в грузовое помещение. Недостатком охлаждения с помощью жидкой углекислоты и сухого льда является их специфическое воздействие на многие продукты. К тому же относительная стоимость углекислоты довольно высока.

В последнее время в качестве хладагента в рефрижераторах все шире применяется жидкий азот, использованию которого способствуют следующие преимущества этого способа: относительная инертность азотной среды, что препятствует окислению и развитию микроорганизмов на поверхности продуктов; возможность создания достаточно низких температур в грузовых помещениях и большая степень со-

хранения качества продуктов; незначительные капитальные затраты на производство новых и переоборудование существующих транспортных средств; отсутствие необходимости в дорогостоящем холодильном оборудовании; простота конструкции охлаждающей системы, высокая ее надежность в работе и простота обслуживания, возможность полной автоматизации управления системой охлаждения; быстрое охлаждение кузова перед рейсом и практически мгновенное восстановление температурного режима, нарушаемого при открывании дверей; незначительные габариты и масса охлаждающих устройств, что особенно важно в условиях транспортировки; минимальный расход энергоресурсов; отсутствие отходов, загрязняющих окружающую среду, и бесшумность работы. К недостаткам способа следует отнести большие капиталовложения на строительство заправочных станций.

Азотная система охлаждения (рис. 9.2) работает следующим образом. В кузове устанавливается датчик температуры 11, передающий сигнал на реле 8, настроенное на определенную температуру. По команде реле температуры (РТ) открывается или закрывается электромагнитный вентиль 9 подачи азота в камеру. Жидкий азот из сосуда 2 под давлением поступает в распределительный коллектор 10. В результате теплообмена со средой в грузовом помещении происходит испарение азота. После охлаждения среды до заданной температуры РТ дает сигнал на закрытие вентиля 9. Система охлаждения блокируется с работой дверей, при открытых дверях система отключается. Это вызвано требованиями безопасности, а также уменьшения расхода азота.

Внутри сосуда 2 поддерживается избыточное давление около 100 кПа. При увеличении давления в нем паро-

образный азот выходит через предохранительный клапан. Избыток азота в кузове также выходит через специальный выпускной клапан, обычно размещаемый в двери.

С помощью азотного охлаждения можно обеспечивать очень низкие температуры в грузовом отсеке, однако обычно они поддерживаются в диапазоне от положительных до $-20...-30^{\circ}\text{C}$. Время выхода на режим (температуру -20°C) для больших рефрижераторов составляет 10...15 мин (при машинном способе охлаждения 5...6 ч).

При машинном способе охлаждения рефрижераторы снабжаются компрессорными холодильными установками. Привод компрессора обычно осуществляется от двигателя внутреннего сгорания, что обеспечивает полную автономность работы рефрижератора как во время движения, так и на стоянках.

В современных рефрижераторах холодильные установки обычно размещают вне фургона — на передней стенке, что обеспечивает полное использование площади и вместимости фургона, а также улучшение обдува компрессора и конденсатора во время движения.

Рассмотрим принцип работы холодильно-отопительного агрегата БИС 39, устанавливаемого на полуприцепах-рефрижераторах N 13 СН, выпускаемых заводом Orlican (ЧССР) и широко используемых в нашей стране.

Холодильный агрегат обеспечивает хладопроизводительность 3,9 кВт при температуре окружающего воздуха $+30^{\circ}\text{C}$ и температуре в холодильной камере -20°C . Привод компрессора осуществляется от бензинового двигателя мощностью 13,6 кВт. Масса холодильного агрегата — 600 кг.

Холодильно-отопительный агрегат с бензиновым двигателем скомпоно-

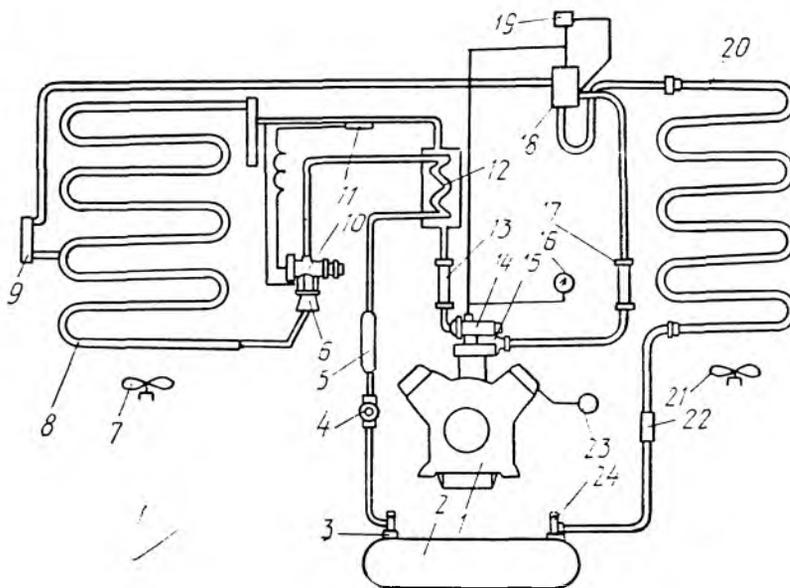


Рис. 9.3. Принципиальная схема холодильно-отопительного агрегата

ван как единый блок, который крепится на передней стенке изотермического фургона. Агрегат промежуточной стенкой разделен на две части: конденсаторную и испарительную. Испарительная часть через проем в верхней части стенки фургона вставляется внутрь холодильной камеры. Конденсаторная часть размещается в закрытом шкафу, имеющем дверку и решетку для доступа воздуха к конденсатору и двигателю.

Ниже установки в отдельном ящике находятся аккумуляторы, которые необходимы для пуска и работы двигателя. Бензобак для двигателя размещен под полом полуприцепа.

Холодильно-отопительный агрегат оснащен электронной системой регулирования температуры, задаваемой при помощи ручек управления электронным термостатом. Температура в холодильной камере замеряется при помощи термометра сопротивления.

Холодильный блок, кроме того, оснащен системой автоматического оттаивания, управляемой при помощи дифференциального реле давления. Система оттаивания может включаться и вручную.

В режиме «охлаждение» компрессор 1 (рис. 9.3) всасывает пары хладагента через клапан 14. С помощью этого клапана поддерживается постоянное давление на входе в компрессор. Таким образом компрессор и двигатель предохраняются от тепловых перегрузок. Сжатый хладагент через нагнетательный клапан 15, амортизирующий вкладыш 17 и двухходовый вентиль 18 поступает в конденсатор 20, представляющий собой теплообменный аппарат. Здесь теплота от хладагента отводится в окружающую среду (воздух). Интенсивность теплообмена усиливается вентилятором 21. Количество отводимой теплоты должно соответствовать условиям перехода

газообразного хладагента в жидкое состояние.

Жидкий хладагент через обратный клапан 22, вентиль 24 поступает в ресивер 2, затем через вентиль 3, индикатор жидкого хладагента 4, фильтр-осушитель 5 для поглощения имеющейся в хладагенте влаги, теплообменник 12 — к терморегулируемому вентилю 10. С помощью последнего автоматически регулируется степень заполнения холодильной установки хладагентом в зависимости от температуры его паров. Автоматическое регулирование системы обеспечивается с помощью термобаллона 11, закрепленного на выходном трубопроводе испарителя, и уравнительной линии, подключенной вблизи термобаллона. Давление хладагента на выходе из терморегулирующего вентиля уменьшается до давления испарения, и хладагент через распределитель 6 поступает в испаритель 8. Распределитель обеспечивает равномерное распределение хладагента по всем секциям испарителя, через разделяющие трубки которого подводится теплота от охлаждаемой среды, что обеспечивает переход хладагента в газообразное состояние. Пары хладагента через теплообменник, амортизирующий вкладыш 13 и клапан 14 снова возвращаются в компрессор.

Теплообменник представляет собой змеевик, заключенный в кожух. Змеевик подключен к трубопроводам для жидкого хладагента между ресивером и терморегулирующим вентиляем, а кожух по противоточной схеме — к трубопроводам с газообразным хладагентом на выходе из испарителя. Использование теплообменника способствует улучшению энергетических показателей и эксплуатационных качеств холодильной машины: обеспечивается «сухой ход» компрессора (перегрев паров перед всасыванием);

повышается надежность работы терморегулирующего вентиля; улучшается возврат масла в компрессор.

Для отопления кузова двухходовый вентиль 18 переводится в положение, соответствующее поступлению горячих паров хладагента не в конденсатор, а непосредственно в испаритель 8 через распределитель паров 9. Охлажденные пары снова засасываются компрессором из испарителя через теплообменник 12, амортизирующий вкладыш 13 и клапан 14.

Для повышения эффективности работы конденсатора и испарителя используются вентиляторы 21 и 7

Снятие «снеговой шубы» с испарителя происходит в режиме «оттаивание». Этот режим отличается от режима «отопление» только отключением работы вентилятора испарителя.

Контроль за давлением в линии всасывания осуществляется по манометру 16. Максимальное давление в системе ограничивается автоматическим устройством защиты 23, которое прекращает работу установки при повышении давления свыше 1,6 МПа, и снова включает ее при понижении давления до допустимой величины.

Управление двухходовым вентиляем осуществляется с помощью электромагнитного клапана 19. В режиме «охлаждение» ток на электромагнитный клапан не подается, и нагнетательный трубопровод компрессора постоянно подключен к конденсатору.

Для облегчения разгона компрессора в момент пуска электромагнитный клапан соединяет всасывающий и нагнетательный трубопроводы.

В режиме «оттаивание» ток постоянно подается на электромагнитный клапан, в результате чего двухходовый вентиль обеспечивает подачу хладагента в испаритель.

В холодильных установках, применяемых на автотранспортных сред-

ствах, в качестве холодильного агента обычно используется хладон R-12 — бесцветный газ, который не горюч, взрывобезопасен и безвреден.

Особенность конструкции изотермических фургонов, фургонов-рефрижераторов и обогреваемых фургонов состоит в том, что они имеют термоизоляцию, располагающуюся между наружной и внутренней облицовками. Конструктивно кузов фургона выполняется с каркасом или имеет бескаркасное исполнение.

Фуруны с каркасами обычно применяются на рефрижераторах, предназначенных для перевозки грузов, подвешиваемых к крюкам на крыше (например, мясных туш). Клепанные каркасы современных фургонов изготавливают из алюминиевого или стального профиля. Элементы крепления внутренних и внешних панелей к каркасу расположены со стороны каркаса и закрываются внешней или внутренней обшивкой. В такой конструкции «теплые мостики» — места соединения металлического каркаса с облицовкой.

Термоизоляция осуществляется несколькими способами: напылением изоляционного слоя снаружи или внутри кузова до установки наружной или внутренней облицовок; заполнением полости между обшивками пенообразующим раствором, который при последующем вспенивании расширяется и заполняет все пустоты. Нанесение вспененной композиции до закрепления одной из обшивок позволяет исключить появление пустот в теплоизоляции, которое может иметь место при подаче пены в труднодоступные места при втором способе устройства теплоизоляции.

Бескаркасные фургоны обычно изготавливают с использованием термоизоляционных плит толщиной до 90 мм. Простые термоизоляционные

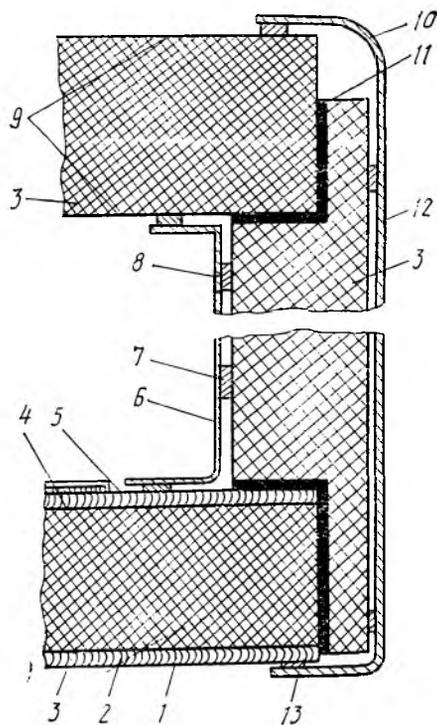


Рис. 9.4. Элементы кузова фургона-рефрижератора:

1 — наружная облицовка пола; 2 — деревянная облицовка; 3 — термоизоляция; 4 — металлическая облицовка пола; 5 — внутренняя пластиковая облицовка; 6 — внутренняя облицовка стен из дюралюминия; 7 — уплотнитель; 8 — алюминиевый уголок; 9 — наружная и внутренняя облицовка потолка из анодированного алюминия; 10, 13 — гнутые профили из анодированного алюминия; 11 — межизоляционная прокладка; 12 — наружная облицовка из лакированной стали

плиты получают путем вспенивания материала между металлическими листами. После его затвердевания с обеих сторон плит наклеиваются листы дюралюминия. В качестве теплоизолирующего материала наиболее часто используется пенополиуретан. В более сложных конструкциях изоляционных панелей для обеспечения повышенной их жесткости в слое изолирующего материала помещаются различные вставки из стекловолокна, фа-

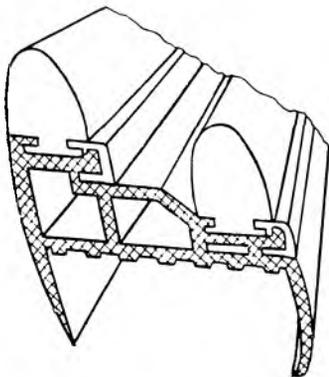


Рис. 9.5. Уплотнение для дверей прицепов-рефрижераторов фирмы Schegel (UK) Engineering (Великобритания)

неры и т. п., соединенные между собой с помощью специальных клеев.

Одна из конструкций бескаркасно-го фургона показана на рис. 9.4. Соединение слоистых панелей пола, стенка и потолка внутри кузова осуществляется с помощью алюминиевых уголков 8 и уплотнителей 7. Снаружи панели кузова соединяются гнутыми профилями 10 и 13 из анодированного алюминия, которые в свою очередь соединяются с аналогичными вертикальными алюминиевыми профилями по углам кузова.

Кузова фургонов оборудуются навесными задними двустворчатыми и боковыми навесными или сдвижными дверями. Для изготовления дверей используют алюминиевые сплавы, коррозионно-стойкие стали или композитные материалы. При конструировании дверей особое внимание уделяется эффективности уплотнений, которые обычно состоят из двух прокладок (рис. 9.5): внешней, контактирующей с атмосферой, и внутренней — теплоизолирующей. Обе прокладки закреплены на поливинилхлоридном несущем элементе, который приклеивается по периметру двери неопреновым клеем.

Расстояние между прокладками выбирается таким, при котором обеспечивается оптимальная теплоизоляционная характеристика всего уплотнения. Наружный элемент уплотнения представляет собой цельный профиль с мягким краем, что позволяет компенсировать возможные неровности двери.

Для равномерного охлаждения кузова холодный воздух от испарителя обычно вентилятором подается в верхнюю часть кузова, а затем вдоль двери и пола к вентилятору.

Поддержание постоянной и практически одинаковой температуры по всей длине кузова достигается с использованием системы циркуляции холодного воздуха, называемой «обратный поток». Холодильная установка при этом способе охлаждения подает воздух от испарителя в нижнюю часть кузова по каналам в передней стенке, откуда он попадает в каналы, образованные в настиле пола, а затем подается к потолку вдоль направляющих на внутренней стороне дверей кузова.

9.4. Теплотехнический расчет изотермических фургонов

Теплотехнический расчет при проектировании изотермических фургонов производится для оценки теплоизоляционных качеств кузова фургона, определения необходимых хладопроизводительности холодильной установки и мощности приборов отопления.

Исходными данными для расчета являются размеры грузового помещения; требуемый коэффициент теплопередачи; максимальное и минимальное значение температуры наружного воздуха и воздуха в грузовом помещении; требуемая кратность обмена воздуха в грузовом помещении; принятые системы охлаждения и отопления; ско-

рость охлаждения грузов и другие показатели технологического режима перевозки скоропортящихся грузов.

Кузов изотермического фургона представляет пространственную конструкцию с многочисленными элементами сложной геометрической формы в многослойных частях кузова, что затрудняет теплотехнические расчеты.

Наиболее полно сущность физических процессов, происходящих в грузовом помещении кузова, отражает квазистационарный метод теплотехнического расчета. Предварительные расчеты обычно производятся для стационарного теплового режима в грузовом помещении. Для расчета теплоизоляции охлаждаемых помещений при стационарном тепловом режиме наиболее часто применяется зональный метод.

При зональном методе поверхность ограждения грузового помещения (стены, крыша, пол и т. д.) делится на зоны, характеризующиеся одинаковым конструктивным решением. Коэффициент теплопередачи ($Вт/(м^2 \cdot К)$) в каждой j -й зоне рассчитывается по формуле

$$k_j = \left(1/\alpha_n + \sum_{i=1}^n b_i/\lambda_i + 1/\alpha_v \right)^{-1}$$

где α_n — коэффициент теплопередачи от окружающего воздуха к наружной поверхности ограждения грузового помещения при охлаждении или от наружной поверхности к окружающему воздуху при отоплении кузова, $Вт/(м^2 \cdot К)$; b_i — толщина i -го однородного слоя рассматриваемой конструкции ограждения, м; λ_i — коэффициент теплопроводности i -го слоя ограждения, $Вт/(м \cdot К)$; α_v — коэффициент теплопередачи от внутренней стенки ограждения к воздуху внутри кузова при охлаждении или от воздуха к внутренней стенке при отоплении,

$Вт/(м^2 \cdot К)$; n — число слоев ограждения в рассматриваемой зоне.

Коэффициент α_n для фургонов, имеющих гладкие и ровные поверхности, определяется по эмпирической зависимости

$$\alpha_n = 4,9 + 15 \sqrt{v_v},$$

где v_v — скорость движения воздуха (автомобиля), м/с.

Коэффициент α_v зависит от скорости воздушного потока внутри кузова и определяется по формуле $\alpha_v = 5,3 + 3,6v_{ц}$, где скорость воздуха $v_{ц}$ составляет 0,1...0,3 м/с при естественной циркуляции и 0,5...0,8 м/с при принудительной вентиляции.

Средний коэффициент теплопередачи для кузова фургона

$$k = \sum_{j=1}^m k_j A_j / A_p,$$

где $A_p = \sum_{i=1}^m A_j$ — расчетная площадь теплопередающей поверхности кузова фургона, $м^2$; m — число рассматриваемых зон ограждения.

Расчетная площадь теплопередающей поверхности в j -й зоне

$$A_j = (A_{nj} A_{vj})^{1/2},$$

где A_{nj} и A_{vj} — площадь соответственно наружной и внутренней поверхности в рассматриваемой зоне ограждения.

Кузов фургона имеет продольные и поперечные элементы жесткости. В местах их размещения создаются несквозные «тепловые мостики», через которые происходит передача теплоты. Наличие тепловых мостиков учитывается увеличением среднего коэффициента теплопередачи на 10...30 % (меньшие значения относятся к ограждениям типа «сэндвич»), т. е. действительный коэффициент теплопередачи $k_{д} = (1,1...1,3)k$.

Во время эксплуатации фургонов коэффициент теплопередачи увеличивается на 3...5 % в год из-за увлажнения, усадки и старения теплоизоляции, ослабления уплотнений кузова и т. п. Следовательно, расчетный коэффициент теплопередачи

$$k_p = (1 + 0,04\tau_{эк})k_d,$$

где $\tau_{эк}$ — срок эксплуатации фургона до капитального ремонта, лет.

Значение расчетных коэффициентов теплопередачи для изотермических, холодильных и отапливаемых кузовов транспортных средств с нормальной или усиленной теплоизоляцией стандартизированы. Так, для рефрижератора с усиленной теплоизоляцией класса FR-C с температурой внутри кузова от +12 до -20 °С при температуре окружающего воздуха 30 °С коэффициент теплопередачи должен быть не более 0,33 Вт/(м²·К).

Для определения хладопроизводительности (Q_0) холодильной установки, достаточной для поддержания заданных температурных условий внутри грузового помещения фургона, производится расчет теплопритоков в наиболее тяжелых условиях перевозок.

Тепловой поток (Вт), отводимый холодильной установкой рефрижератора, перевозящего низкотемпературные грузы, определяется по формуле

$$Q_0^I = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Теплоприток в грузовое помещение фургона через его ограждение за счет различия температур наружного t_n и внутреннего t_b воздуха

$$Q_1 = k_p A_p (t_n - t_b).$$

Расчетная температура наружного воздуха t_n принимается наиболее высокой из всех температур, наблюдавшихся в климатических зонах, где будут эксплуатироваться изотермиче-

ские фургоны (рефрижераторы). Температура воздуха в грузовом помещении t_b выбирается исходя из технологических требований к перевозкам скоропортящихся грузов или класса рефрижератора.

Теплоприток с наружным воздухом через неплотности, имеющиеся в ограждении грузового помещения,

$$Q_2 = V_{во} \rho_n (i_n - i_b),$$

где $V_{во}$ — скорость воздухообмена через неплотности кузова, м³/с; ρ_n — плотность воздуха при температуре t_n , кг/м³; i_n , i_b — энтальпия соответственно наружного воздуха и воздуха в грузовом помещении, Дж/кг.

Дополнительный теплоприток от воздействия солнечной радиации

$$Q_3 = k_p A_c \Delta t_c (\tau_c / 24),$$

где A_c — расчетная площадь поверхности фургона, подверженной солнечной радиации, равная суммарной площади поверхностей крыши, одной боковой и торцевой стен, м²; Δt_c — разность температур поверхности фургона, подверженной солнечной радиации, и наружного воздуха, °С: $\Delta t_c = \mu a / \alpha_n$; μ — коэффициент проникновения солнечной радиации через ограждение кузова; I — средняя интенсивность солнечной радиации, Вт/м²; a — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью фургона, зависящей от материала, цвета и состояния поверхности; τ_c — продолжительность солнечного облучения в течение суток, ч.

Теплоприток от электродвигателей вентиляторов

$$Q_4 = P_{дв} \eta (\tau_{дв} / 24),$$

где $P_{дв}$ — мощность, потребляемая электродвигателем вентиляторов; η — КПД электродвигателей; $\tau_{дв}$ — продолжительность работы вентиляторов в течение суток, ч.

Теплоприток Q_4 , образующийся при

оттаивании «снеговой шубы» испарителя, принимается равным 200 Вт.

Потребная хладопроизводительность холодильной установки (Вт) на I режиме работы (доставка низкотемпературных грузов)

$$Q_I = Q_0^I (24/\tau_x).$$

где τ_x — продолжительность эффективной работы холодильной установки в течение суток, ч.

При расчетах можно принимать $t_H = 36^\circ\text{C}$, $t_B = -20^\circ\text{C}$, $V_{\text{во}} = 0,008...0,12 \text{ м}^3/\text{с}$, $\rho_H = 1,27 \text{ кг}/\text{м}^3$, $i_H = 60 \text{ кДж}/\text{кг}$, $i_B = 18 \text{ кДж}/\text{кг}$, $I = 640 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $a = 0,7...0,8$, $\tau_c = 16 \text{ ч}$, $\eta = 0,85...0,95$; $\tau_{\text{дв}} = \tau_x = 22 \text{ ч}$, $\mu = 0,75...1,0$.

При перевозке неохлаждаемых плодов и овощей (II режим) общий тепловой поток

$$Q_0^{II} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7.$$

Первые пять слагаемых рассчитываются по формулам, приведенным для режима I, с учетом соответствующих исходных данных.

При перевозке плодов и овощей широко применяется их охлаждение в пути следования. Скорость аккумуляции теплоты в грузах и таре

$$Q_6 = (m_G c_G + m_T c_T) (t_{Г.н} - t_{Г.к}) / \tau_{\text{охл}},$$

где m_G и m_T — масса соответственно груза и тары (принимается, что масса тары составляет примерно 15% от массы груза), кг; c_G , c_T — удельная теплоемкость соответственно груза и тары, кДж/(кг · К); $c_T = 2,7 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t_{Г.н}$ — начальная температура груза, °С; $t_{Г.к}$ — конечная температура груза, °С; $\tau_{\text{охл}}$ — продолжительность охлаждения груза (зависит от температуры наружного воздуха и мощности холодильной установки (указывается в задании на проектирование)), с.

При перевозке плодов и овощей в незамороженном виде в них не прерываются процессы жизнедеятель-

ности, которые сопровождаются выделением биологической теплоты

$$Q_7 = q_0 m_G,$$

где q_0 — количество биологической теплоты, выделяемой плодами и овощами, Вт/кг; m_G — масса плодов и овощей, перевозимых в фургоне, кг.

Для подбора компрессора потребную хладопроизводительность установки на I и II режимах приводят к стандартной. За расчетную принимается большее ее значение.

Конденсатор рассчитывается по рабочей хладопроизводительности для режима охлаждения, а испаритель — для режима перевозки мороженных грузов и проверяется на допустимую тепловую нагрузку при II режиме.

При перевозке грузов с отоплением кузова необходимая мощность обогревателя (Вт) определяется по формуле

$$P_{\text{об}} = Q_{\text{от}} / \eta_{\text{об}},$$

где $Q_{\text{от}} = Q_1 + Q_2 - Q_4 - Q_7 - Q_8$.

Значения Q_1 , Q_2 , Q_4 и Q_7 определяются по формулам, приведенным выше, причем в них при определении Q_1 и Q_2 t_H , i_H и t_B , i_B меняются местами, а КПД обогревателя $\eta_{\text{об}} = 0,83...0,87$.

Затраты теплоты (Вт) на подогрев наружного воздуха, поступающего в грузовое помещение,

$$Q_8 = \frac{nV\rho_H(i_B - i_H)}{24 \cdot 3600},$$

где n — кратность обмена воздуха в грузовом помещении в течение суток ($n = 10$); V — объем грузового помещения, м³.

*

Важнейшим направлением технического прогресса на автомобильном транспорте является создание спе-

специализированных автотранспортных средств, обеспечивающих комплексную механизацию погрузочно-разгрузочных работ, совершенствование конструкций большегрузных автопоездов-контейнеровозов как для внутренних, так и международных перевозок. Для различных отраслей народного хозяйства страны необходимы новые высокоэффективные специализированные автомобили и автопоезда, максимально приспособленные для перевозки определенных видов грузов и к конкретным условиям эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия/А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др.; Под ред. А. И. Гришкевича.—Мн.: Выш. шк., 1985.—240 с.

Автомобили-самосвалы/Под ред. А. С. Мелик-Саркисянца.—М.: Машиностроение, 1987.—214 с.

Акимов А. Г., Закс М. Н., Мелик-Саркисянец А. С. Саморазгружающийся автотранспорт.—М.: Машиностроение, 1965.—232 с.

Бураков М. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта.—М.: Транспорт, 1979.—296 с.

Высоцкий М. С., Беленький Ю. Ю., Московкин В. В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов.—Мн.: Наука и техника, 1984.—208 с.

Гальперин А. И., Николенко В. Ф., Семин Е. Л. Автопоезда для перевозки длинномерных труб.—М.: Транспорт, 1985.—97 с.

Гришкевич А. И. Автомобили: Теория.—Мн.: Выш. шк., 1986.—208 с.

Грузовые автомобили/М. С. Высоцкий,

Вместе с тем ускорение научно-технического прогресса и расширение номенклатуры перевозимых грузов постоянно требует решения новых технических задач по совершенствованию и созданию новой специализированной автомобильной техники. Поэтому приведенный в учебном пособии материал носит основополагающий характер, должен способствовать формированию творческого мышления будущих инженеров и рассматриваться с учетом динамики научно-технического прогресса.

Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др.—М.: Машиностроение, 1979.—384 с.

Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда.—М.: Транспорт, 1986.—136 с.

Рыбаков К. В., Савин В. Д., Митягин В. А. Автомобильные цистерны для транспортирования нефтепродуктов.—М.: Транспорт, 1979.—160 с.

Специализированный автомобильный подвижной состав (для топлив, масел и специальных жидкостей): Справочник/К. В. Рыбаков, В. Е. Бычков, И. Я. Шарнин и др.—М.: Транспорт, 1982.—175 с.

Чеботаев А. А. Большегрузные контейнеровозы.—М.: НИИНавтопром, 1982.—56 с.

Чеботаев А. А., Эдиев С. Б. Съёмные кузова автомобилей.—М.: Транспорт, 1976.—93 с.

Шавра В. М., Барулина И. Д., Поварчук М. М. Холодильный автотранспорт.—М.: Пищевая промышленность, 1981.—224 с.

Якобашвили А. М., Олитский В. С., Цеханович А. Л. Специализированный подвижной состав для грузовых автомобильных перевозок.—М.: Транспорт, 1979.—319 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ ¹

- Автобетоновозы 190
Автобетоносмесители 192
Автобитумовозы 186
Автомобили- и автопоезда-фургоны 224—237
— — цистерны 174—197
Автомобили-самосвалы 103—140
— — карьерные 103, 104
— — ковшовые 103
— — саморазгружающиеся 103, 104
— — сельскохозяйственные 103, 104
— — строительные 103
— — с бункерной разгрузкой кузова через люк 103, 104
— — с принудительной выгрузкой груза 103, 104
— — с принудительным опрокидыванием кузова 103, 104
— — с разгрузкой на боковые стороны 103
— — — — назад 103, 104
— — — — и на боковые стороны 103
— — узкоспециальные 103, 104
— — универсальные 103
Автомобили с порталными кранами 215—217
Автомобиль-тягач 24
Автомобили-цистерны для перевозки сельскохозяйственных грузов 192—196
— — — сыпучих и полужидких грузов 186—192
— — — нефтепродуктов 177—186
Автомобили-фургоны универсальные и специализированные 225—227
Автопоезда 13—55
— двухзвенные 15
— для перевозки железобетонных изделий 141, 163—169
— — — длинномерных, тяжеловесных грузов и строительных конструкций 141—173
— — — лесоматериалов 142—155
— — — металла 141
— — — металлопроката 155, 156
— — — труб 141, 157—163
— — — тяжелых неделимых грузов 141, 169—173
— лесовозные 141
— многозвенные 14
— общетранспортные 14
— прицепные 14, 15
Автопоезда-ропуски 14
— седельные 14, 15
— специальные 14
— с приводом активным 14
— — — пассивным 14
— трехзвенные 15, 16
Авторастворовозы 188—190
Автоцементовозы 187, 188
Автоцистерны для перевозки жидких минеральных удобрений 193—195
— — — молока 192, 193
— — — сыпучих сельскохозяйственных грузов 195, 196
— — — топлива 177—179
Анализ компоновочных схем автопоездов 14—17
Бак масляный 124—127
Время запаздывания тормозного привода 58
— нарастания замедления 58
— реакции водителя 58
Выбор коэффициента сопротивления стабилизаторов самоустанавливающихся колес 90—92
Гидрораспределитель золотниковый 129
— — электромагнитный 129
Гидроцилиндр опрокидывающего механизма 129—132
Грузы вязкие 8
— длинномерные 7
— жидкие 8, 9
— изделия крупногабаритные 9
— крупногабаритные 7
— объемные 7

Составлен Ж. И. Васюк.

- полужидкие 8
- порошкообразные 8, 9
- продовольственные 8
- промышленные 8
- сыпучие 8
- штучные 7

Двигатель магистральных поездов 21

Дороги забойные 105

- основные 105
- отвальные 105

Дышло роспуска 152

- складывающееся 153

Известковозы 190

Использование прицепа-роспуска при работе в составе автопоезда 153—155

Клапан вдыхательный 184

- дыхательный 184
- комбинированный 184
- управления 122, 123
- опрокидывающим механизмом 129

Классификация компоновочных схем автопоездов 14—17

- самосвалов 103—104
- специализированного подвижного состава 7—9

Колеса самоустанавливающиеся 53—55

Компоновка автомобилей-самосвалов 110—112

Коник 146—148

Конструкция тягачей автомобильных поездов 24—30

Коробка отбора мощности 119, 121, 150

- передач 22
- многоступенчатая 22

Контейнер грузовой 198

- закрытый 199
- мягкий 199
- открытый 199
- платформа 199
- разборный 199
- складной 199
- специализированный 198
- универсальный 198

Контур привода тормозов прицепа 72

- рабочей тормозной системы 70

Кран пневмораспределительный 124

Кузов автомобиля-самосвала 114, 115

Лебедка 150

Маневренность и устойчивость поездов 79—102

Метод расчета траекторий движения автопоезда аналитический 87, 88

- графоаналитический 86, 87

Механизм опрокидывающий 128

— подъема кузова 119

Механизмы подъемные гидравлические 116

- привода тормозов прицепа 72

Моделирование 17

Мост ведущий 23

Наконечник дышла 153

Насос масляный шестеренный 120

Оборудование автоцистерн технологическое 179—186

- лесовозных автомобилей специальное 146—153

- противопожарное 185

Охлаждение кабины 148—150

Определение вместимости масляного бака гидросистемы и сечений трубопроводов 138, 139

- диаметров гидроцилиндров опрокидывающих устройств 136—138

- подачи масляного насоса опрокидывающего механизма 138

- усилей в гидроподъемнике 132—136

Ось 53—55

- прицепного состава 40—42

Пневмоцилиндр управления запорами заднего борта 124

Подвеска гидравлическая 42

- пневматическая 42

— роспуска 152

- с упругими элементами 42

Полоса движения габаритная 82—88

Полуприцеп 39

Полуприцепы-блочные 169

- контейнеровозы 203—206

- с грузоподъемными устройствами 217—219

- панелевозы 164—166

- хребтовые ферменные 166

- сантехкабиновозы 169

- кассетные 166

- фермовозы 167, 168

Приводы тормозные автопоездов 66—78

- гидравлические 66

- инерционные 66

- пневматические 66

Приборы контрольно-измерительные 185

Признак классификации автомобилей-цистерн 174

- — — по виду транспортируемого продукта 174

- — — — по вместимости 174

- — — — по назначению 174

- — — — по типу базового шасси 174

- — — — — несущего шасси 174

- — — — — технологического оборудования для выгрузки 174

Признак классификации резервуаров цистерн 174

- по виду материала 174
- по наличию отсеков и волнорезов 174
- по теплоизоляционным характеристикам 174
- по форме поперечного сечения 174

Рама подкониковая 148

— роспуска 151

Расчет автопоездов 17—24

- деталей седельно-сцепных устройств 38, 39
- сцепных устройств 36, 37
- изотермических фургонов теплотехнический 233—237
- на прочность деталей цилиндров гидроподъемника опрокидывающего механизма автомобиля-самосвала 135, 139, 140
- опрокидывающих устройств автомобилей-самосвалов 132—140
- плеча стабилизации самоустанавливающихся колес 88—90
- поперечной устойчивости автопоездов 97—102
- тяговых крюков и вилок 38

Система автоматического управления 93

- тормозная вспомогательная 73
- запасная 70
- роспуска 152
- стояночная 70
- транспортная контейнерная 202
- управления гидравлическая 93, 96, 97
- механическая 93
- непрямого действия 93
- прямого действия 93
- ручного 93
- электрических 93
- электрогидравлическая 93

Системы автопоездов тормозные 56—78

Состав подвижной изотермический 227—233

- прицепной 39—55
- специализированный подвижной 7

Способ выгрузки грузов гравитационный 187

— комбинированный 187

— механический 187

— пневматический 187

Способы управления прицепными звеньями 93—97

Средства автотранспортные с грузоподъемными бортами 207—210

— устройствами 206—219

— консольными стреловыми кранами 210—215

— со съемными кузовами 219—223

Схемы и технические характеристики лесовозных поездов 142—146

Типаж специализированного подвижного состава 10—12

Тягач седельный 24

Устройства дыхательные 184

— кузовов автомобилей-самосвалов опрокидывающие 115—132

— опорные 44—46

— поворотные 46—49

— роликовые 35

— седельно-сцепные 35, 36

— сцепные 30—39, 49—53

— тягово-сцепные 30—34

— крюковые 30—32

— шкворневые 32, 33

— шкворневые 35

Устойчивость автомобилей-самосвалов при их разгрузке поперечная 112—114

— цистерн поперечная 196, 197

Фургон специальный 224

— универсальный 224

Цистерна 181, 182

Часть привода питающая 70