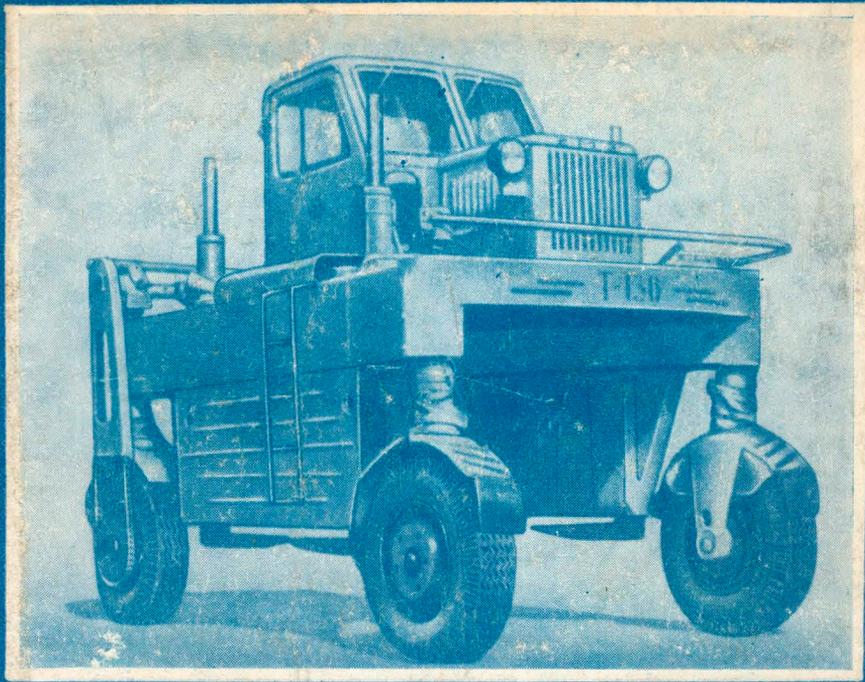


ПОРТАЛЬНЫЕ АВТОМОБИЛИ



И. Г. БЕККЕР

ПОРТАЛЬНЫЕ
АВТОМОБИЛИ

М. Г. БЕККЕР

ПОРТАЛЬНЫЕ АВТОМОБИЛИ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1971

Портальные автомобили. И. Г. Беккер М., «Машиностроение», 1971, 1316 стр.

Книга содержит сведения по портальным автомобилям, снабженным устройством для погрузки и разгрузки и предназначенным для массовых перевозок пакетированных грузов, контейнеров, а также тяжелых неделимых и длинномерных грузов.

В книге рассмотрены основные параметры отечественных и зарубежных моделей портальных автомобилей, причем особое внимание обращено на сравнительную оценку различных конструкций, указаны области их применения. Описаны наиболее распространенные конструкции автомобилей, их механизмы и агрегаты, а также выявлены возможности перспективного развития и применения этих автомобилей.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников промышленности и транспорта, занимающихся проектированием и эксплуатацией портальных автомобилей, а также комплексной механизацией и складированием грузов. Табл. 59, илл. 160, 19 библ. назв.

Рецензент канд. техн. наук **А. А. Лапин**
Редактор инж. **А. И. Скерджев**

ВВЕДЕНИЕ

Транспорт является одной из важнейших отраслей народного хозяйства.

Всеми видами транспорта Советского Союза в настоящее время перевозится около 16 млрд. т грузов в год, из них более 12 млрд. т приходится на долю автомобильного транспорта. На ближайшие годы намечено дальнейшее развитие автомобильного транспорта на основе прогрессивных форм организации перевозок и использования более совершенных типов транспортных средств.

Наиболее трудоемкими операциями во всем транспортном процессе являются погрузочно-разгрузочные и складские. Поэтому повышение производительности автомобильного транспорта может быть достигнуто в первую очередь совершенствованием погрузочно-разгрузочных работ, стоимость которых составляет примерно 30% себестоимости перевозок.

Одной из важнейших предпосылок комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ и снижения их себестоимости является применение специализированных транспортных средств и укрупнение партий транспортируемого груза путем использования контейнеров и укладки грузов пакетами на подставках и поддонах.

В случае внутривозовских и местных перевозок грузов, при которых длина ездки, как правило, не превышает 12 км, а затраты труда на погрузку и разгрузку груза составляют 60—70% затрат труда на перевозку, значительный эффект достигается при применении транспортных средств, оборудованных устройствами для погрузки и разгрузки грузов. В основном такие специализированные транспортные средства создаются на базе грузовых автомобилей массового производства, конструкции которых не претерпевают серьезных изменений. В отдельных случаях специализированные автомобили отличаются от грузовых автомобилей общетранспортного назначения не только конструкцией кузовов и наличием дополнительных погрузочно-разгрузочных устройств, но и общей компоновкой и конструкцией автомобиля и его элементов. К числу таких специализированных автомобилей относятся и порталные автомобили, которые не имеют грузовой платформы или кузова и перевозят груз в подвешенном под рамой состоянии, для чего

используются грузозахватные устройства. Эти устройства служат также для погрузки и разгрузки грузов. В связи с этим рама таких автомобилей имеет в поперечном сечении П-образную форму и образует вместе с расположенными под ней колесами портал, в котором размещается груз. Поэтому рассматриваемые автомобили можно назвать порталными.

В Советском Союзе их называют еще автомобилями-лесовозами, так как они впервые были использованы для перевозки пиломатериалов. За рубежом порталные автомобили иногда называли автовозами. Однако оба эти наименования не верны, так как в них не совсем точно отражаются назначение и конструктивные особенности рассматриваемых автомобилей.

Портальные автомобили на протяжении многих лет с успехом используют в СССР и за рубежом для перевозки массовых пакетированных грузов и контейнеров. Однако работ, содержащих в систематизированном и обобщенном виде материал по порталным автомобилям, нет ни в отечественной, ни в зарубежной литературе; имеются лишь по отдельным моделям автомобилей сведения в периодических изданиях, носящие часто рекламный характер. Отсутствие таких работ значительно затрудняет создание, освоение и эксплуатацию новых конструкций порталных автомобилей. Данная книга должна в некоторой степени восполнить этот пробел.

Приведенные в книге материалы относятся в основном к порталным автомобилям, предназначенным для эксплуатации на дорогах общего пользования, и к унифицированным с ними порталным автомобилям, которые по габаритным и весовым параметрам могут работать только на специальных дорогах или на территории предприятий.

В последнее время за рубежом появились порталные автомобили грузоподъемностью более 20 т, предназначенные для перевозки крупногабаритных контейнеров; они по эксплуатационно-техническим характеристикам и конструкции значительно отличаются от дорожных автомобилей. Эти автомобили в данной книге не рассматриваются.

В порталных автомобилях широко используются агрегаты, узлы и детали обычных грузовых автомобилей и автопогрузчиков, устройство которых в достаточной степени освещено в технической литературе. Поэтому в книге дана только краткая характеристика этих агрегатов и рассмотрены вопросы, связанные лишь с их использованием в конструкциях порталных автомобилей; главное же внимание уделено устройству и проектированию оригинальных узлов и деталей, принципам их действия и основным направлениям в их проектировании.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОРТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЯХ

НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Портальные автомобили (рис. 1) — грузовые автомобили повышенной маневренности с порталным шасси и погрузочно-разгрузочным устройством, удерживающим груз под рамой при транспортировке и осуществляющим погрузку и разгрузку груза.

Идея создания порталных автомобилей явилась следствием изысканий в направлении ускорения погрузочно-разгрузочных работ и оборачиваемости транспортных средств. Автомобили, прицепы и полуприцепы обычной конструкции, даже при выполнении их низкорамными, при ручной погрузке требуют перемещения груза в двух направлениях: вертикальном (подъем на определенную высоту) и горизонтальном (установка на платформу или в кузов). При механизированной погрузке можно избежать горизонтальных перемещений груза, если предварительно поднять его и подвести под него подвижной состав. Но для механизации погрузочно-разгрузочных операций необходимо или иметь в пунктах отправления и доставки грузов соответствующие погрузочно-разгрузочные устройства или монтировать их на автомобили. В первом случае автомобиль уже не может быть «универсальным средством» по доставке грузов в любой пункт, во втором случае снижается грузоподъемность автомобиля и увеличивается его стоимость.

После тщательного изучения погрузочно-разгрузочных операций было признано целесообразным не производить подъема груза и подавать под него транспортные средства, а наезжать на груз транспортным средством, снабженным погрузочно-разгрузочным устройством. Конструктивное воплощение этой идеи и привело к созданию порталных автомобилей.

Специфические особенности транспортировки, погрузки и разгрузки грузов порталными автомобилями вызывают необходимость применять для укладки грузов различные подставки, поддоны или кассеты и контейнеры с соответствующими опорными устройствами (рис. 2), которые нужны для того, чтобы можно было завести под груз грузозахватные устройства. При этом некоторые автомобили перевозят грузы вместе с подставками, а для других — подставки нужны только в

места погрузки и разгрузки груза. В последнее время за рубежом появились порталные автомобили, предназначенные для перевозки контейнеров и снабженные устройствами, захватывающими и удерживающими контейнер не снизу, а сверху. В связи с этим подставки под груз заменены специальными скобами для защелок, установленных в грузозахватной рамке погрузочно-разгрузочного устройства автомобиля.



Рис. 1. Автомобиль Т-80

Применение порталных автомобилей вызывает необходимость так расставлять грузы на погрузочной площадке, чтобы можно было не только близко подъехать к грузу, но и наехать на него автомобилем, причем грузозахватные устройства должны захватить подставки или груз, расположенный внутри портала.

При разгрузке должен быть обеспечен свободный подъезд автомобиля с грузом непосредственно к месту его оставления на площадке.

Следует отметить, что применение подставок, поддонов или контейнеров незначительно снижает грузоподъемность порталных автомобилей и не усложняет процесса перевозок. Практика использования порталных автомобилей при массовых перевозках грузов подтверждает высокую рентабельность этих автомобилей и обнаруживает их эксплуатационные преимущества.

Основным преимуществом работы транспортных и погрузочно-разгрузочных средств с уложенным в пакеты или контейнер грузом является возможность перемещать за один прием груз, имеющий большие объем и вес. Это позволяет операции по погрузке, разгрузке и перевозке пакета или контейнера

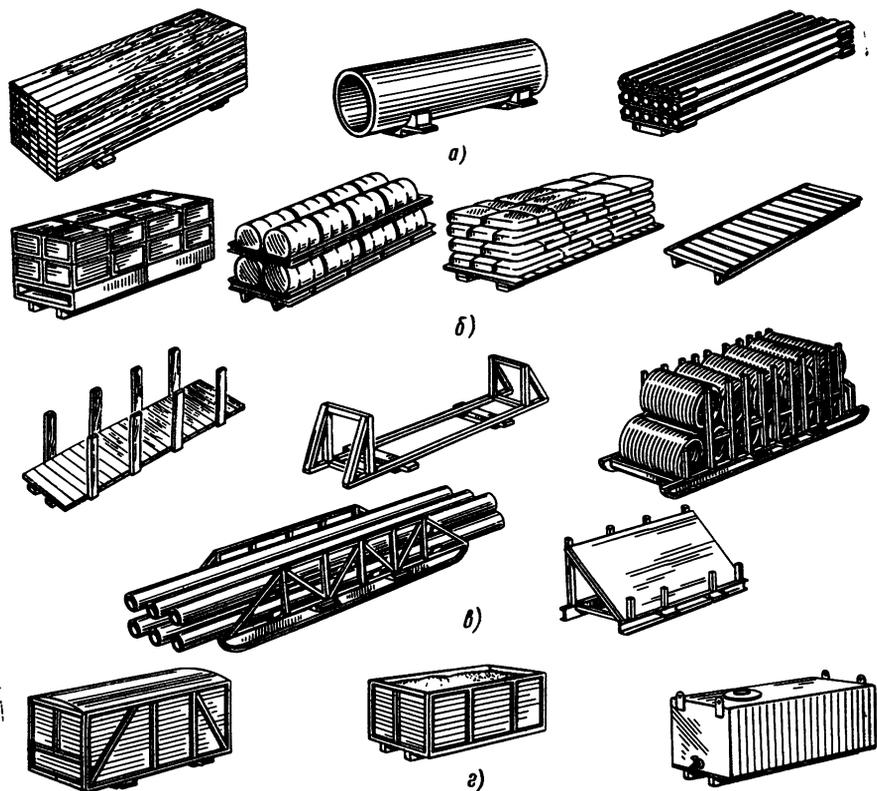


Рис. 2. Устройства, применяемые при перевозках грузов портальными автомобилями:

a — подставки; *б* — поддоны; *в* — кассеты; *г* — контейнеры

производить транспортом всех видов без дополнительного формирования и перекладки груза в пути, вплоть до поступления грузополучателю, что увеличивает производительность труда и снижает материальные затраты на перемещение грузов.

Особенно эффективны пакетные и контейнерные перевозки в смешанных железнодорожно-автомобильных и железнодорожно-водно-автомобильных сообщениях.

Как показал накопленный в СССР и в отдельных зарубежных

Показатели использования веса и мощности двигателей некоторых отечест.

Параметры	Портальные автомобили					Обычные грузовые		
	Т-80А	Т-130	Т-140	Т-150	Т-110	ГАЗ-51А	ГАЗ-53А	ЗИЛ-164А
Грузоподъемность в <i>т</i>	5	7	7	7	10	2,5	4	4
Снаряженный вес в <i>т</i>	5,26	5,86	5,63	5,7	8	2,7	3,25	4,1
Полный вес в <i>т</i> . . .	10,41	13,01	12,78	12,78	18,15	5,35	7,4	8,33
Коэффициент тары . . .	1,05	0,84	0,8	0,8	0,8	1,08	0,8	1,02
Мощность двигателя в л. с.	70	70	70	115	104	70	115	104
Удельная мощность в л. с./ <i>т</i>	6,7	5,4	5,5	9	5,7	13	15,5	12,5

* Здесь и далее в обозначении автопоездов указываются марки автомобиля-тягача и по

ных странах опыт, контейнерные и пакетные перевозки позволяют успешно решить проблемы комплексной механизации и автоматизации переработки грузов. Наиболее эффективны эти перевозки при транспортировке тарно-штучных грузов, вес которых составляет более 50% веса всех перевозимых грузов.

Пакетно-контейнерный способ применим при перевозке продукции большинства современных предприятий, причем одни грузы можно перевозить в пакетах в стандартной таре и цеховой упаковке, другие, как, например, запасные части, шины, аккумуляторные батареи, электродвигатели и т. д. — без упаковки, применяя специальные поддоны.

Размещение груза под рамой портального автомобиля не ограничивает длину груза, а значения коэффициента снаряженного веса у них, несмотря на наличие погрузочных устройств, примерно такие же, как и у автопоездов, и ниже, чем у обычных грузовых автомобилей (табл. 1). Это объясняется тем, что у портальных автомобилей нет кузовов, нагрузка более равномерно распределена по осям автомобиля, а также тем, что эти автомобили рассчитаны на движение с более низкими скоростями, меньшие пробеги до капитального ремонта и эксплуатацию в хороших дорожных условиях. Кроме того, поскольку портальные автомобили наезжают на груз, отпадает необходимость перемещать его относительно опорных поверхностей грузозахватных устройств, и функции погрузочно-разгрузочного устройства заключаются только в захвате и вертикальном подъеме груза на относительно небольшую высоту.

Таблица 1

венных порталных и грузовых автомобилей и автопоездов

автомобили				Автопоезда						
ЗИЛ-130	МАЗ-500	Урал-377	КрАЗ-219Б	ГАЗ-51П с ПАЗ-744*	ЗИЛ-ММЗ 164АН с ОдАЗ-784	ЗИЛ-130В1 с ОдАЗ-794	КАЗ-608 с КАЗ-717	МАЗ-200В с МАЗ-5215Б	МАЗ-504 с МАЗ-5245	КрАЗ-221Б с МАЗ-5203
5	7,5	7,5	12	4	7	7,5	11,5	12,5	14	20
4,3	6,5	7,28	11,3	4,5	6,68	6,76	8	10,56	10,15	19,89
9,53	14,23	15	25,53	8,65	13,9	4,49	19,73	23,29	24,38	40,12
0,86	0,87	0,94	0,94	1,12	0,97	0,9	0,7	0,85	0,72	0,99
150	180	180	180	70	104	150	150	135	180	180
15,7	12,6	12	7,1	8,1	7,5	10,4	7,6	5,8	7,4	4,5

луприцепа.

Это не только упрощает кинематику и конструкцию погрузочно-разгрузочных устройств, но и обеспечивает при относительно небольшом их весе значительную грузоподъемность.

Таким образом, груз поднимается и опускается не по частям, а целиком. Поэтому применение порталных автомобилей не только исключает дополнительные механизмы для погрузки и разгрузки груза, но и значительно сокращает время, затрачиваемое на выполнение этих операций. Так, например, если средняя продолжительность разгрузки груза в пакетах из кузова обычного грузового автомобиля грузоподъемностью 5 т при механизированном способе выполнения работ составляет 12—15 мин, то время разгрузки порталного автомобиля не превышает 20—22 сек.

Во многих случаях опытные водители совмещают отдельные операции, например опускание и разведение грузозахватных башмаков или поворот вилочных подхватов производят во время подъезда к грузу или после того, как он будет поднят на большую высоту; окончательный подъем осуществляют во время движения и т. д. Совмещение операций еще больше сокращает время погрузочно-разгрузочных работ, повышает производительность и эффективность перевозок, осуществляемых с помощью порталных автомобилей.

Так как у порталных автомобилей время, затрачиваемое на погрузку и разгрузку, мало, их производительность с уменьшением длины ездки резко увеличивается (рис. 3). В связи с этим порталные автомобили, как и большинство

других специализированных автомобилей-самопогрузчиков, наиболее эффективно применять при расстояниях перевозки, не превышающих 8—12 км.

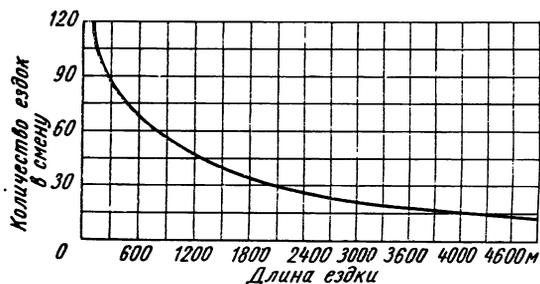


Рис. 3. Зависимость числа ездов автомобиля от длины ездки

Ниже указано время в *сек*, затрачиваемое порталными автомобилями на погрузочно-разгрузочные работы (осредненные данные).

Погрузка:	
подъезд автомобиля к грузу	3
опускание грузозахватных башмаков	3
раздвигание грузозахватных башмаков в стороны или установка вилочных подхватов вдоль автомобиля	2
наезд на груз	10
зажим груза или установка вилочных подхватов под грузом	2
подъем груза	6
Разгрузка:	
опускание груза	4
раздвигание грузозахватных башмаков в стороны или вывод вилочных подхватов из-под груза	2
съезд с груза	8
сдвигание грузозахватных башмаков или поворот вилочных подхватов	2
Установка грузозахватных башмаков или вилочных подхватов в транспортное положение	5
Всего	47

Портальные автомобили могут транспортировать самые различные промышленные, строительные, продовольственные и сельскохозяйственные грузы — от тяжеловесных и тарно-штучных, уложенных на подставки или поддоны, до сыпучих и жидких, в специальных контейнерах.

Наибольшее применение получили порталные автомобили для перевозки лесоматериалов. Свыше 40 лет почти во всех странах мира порталные автомобили являются распространенным видом внутривозовского транспорта на лесопильных

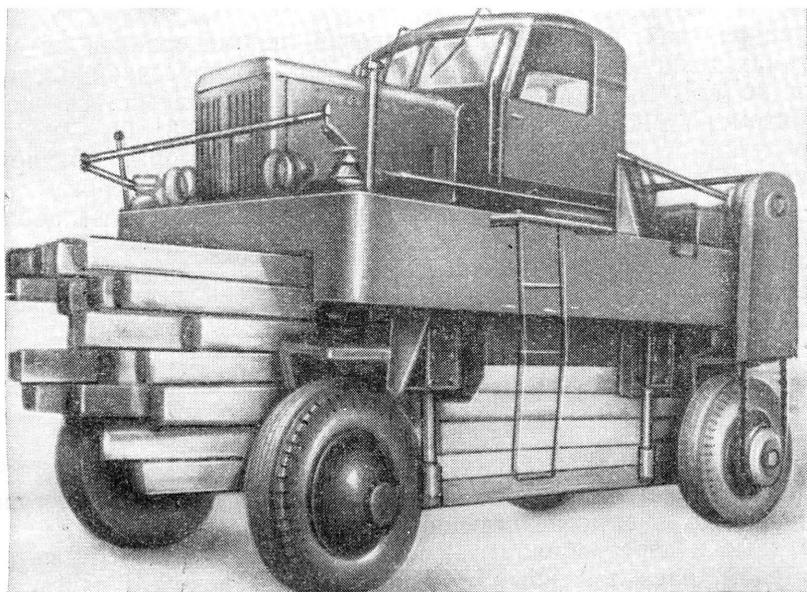


Рис. 4. Автомобиль Т-60

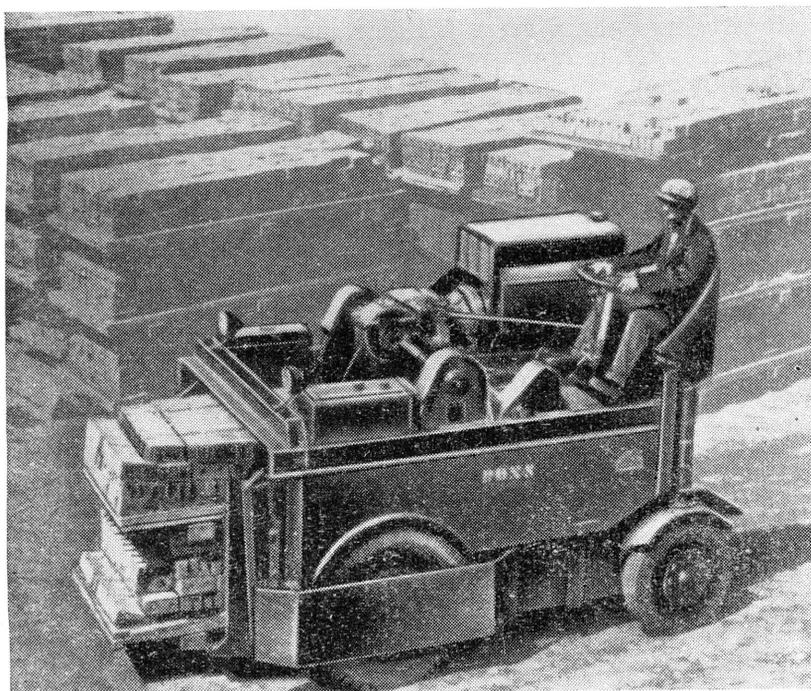


Рис. 5. Перевозка автомобилем Росс-70 кирпича на плоских поддонах

предприятиях, осуществляя перевозки пиломатериалов на всех этапах технологического процесса — от сортировочной площадки до погрузки на железнодорожный или водный транспорт, причем во многих случаях доставка пиломатериалов к местам погрузки осуществляется не только по территории предприятия, но и по улицам городов или пригородным дорогам.

Проведенные в последние годы в Советском Союзе работы по унификации размеров пакетов пиломатериалов и согласование их размеров с внутренними размерами железнодорожных платформ и полувагонов, трюмами и грузовыми площадками некоторых типов судов и порталов порталных автомобилей позволили широко использовать транспортировку пиломатериалов в пакетах в смешанных автомобильно-железнодорожно-водных перевозках внутри страны и при поставке их за границу.

При помощи порталных автомобилей пиломатериалы доставляются не только к местам погрузки на другие виды транспорта, но и непосредственно на лесоперевалочные базы, мебельные и деревообрабатывающие комбинаты и другим потребителям, расположенным с лесопильным заводом в одном населенном пункте. На этих предприятиях порталные автомобили в основном осуществляют также и все внутривозовские перевозки пиломатериалов. На рис. 4 изображен отечественный порталный автомобиль Т-60, транспортирующий пакет пиломатериалов.

В течение многих лет в США, Канаде, Финляндии и других странах порталные автомобили применяются в строительной индустрии для перевозки строительных деталей и конструкций, материалов и технологического оборудования (опалубки, станков и т. п.) на территории предприятий и складов, а также для доставки их с главных и приобъектных складов и заводов стройдеталей на строительные площадки. На рис. 5 показана транспортировка американским автомобилем Росс-70 кирпича, уложенного на поддоне. Таким же способом перевозится металлическая арматура, мешки с цементом, контейнеры с гравием, песком, щебнем и т. п. Широко используются порталные автомобили при перевозках железобетонных, металлических и деревянных конструкций большой длины (до 30 м). Иногда перевозку таких конструкций осуществляют двумя автомобилями одновременно.

Использование порталных автомобилей для перевозки строительных конструкций в некоторых случаях более экономично, чем использование обычных грузовых автомобилей. Так, по данным английской компании «Стрэдл Каррьер», один автомобиль, используемый для транспортировки стальных конструкций длиной 17 м и весом около 8 т, заменил три седельных тягача и двадцать полуприцепов.

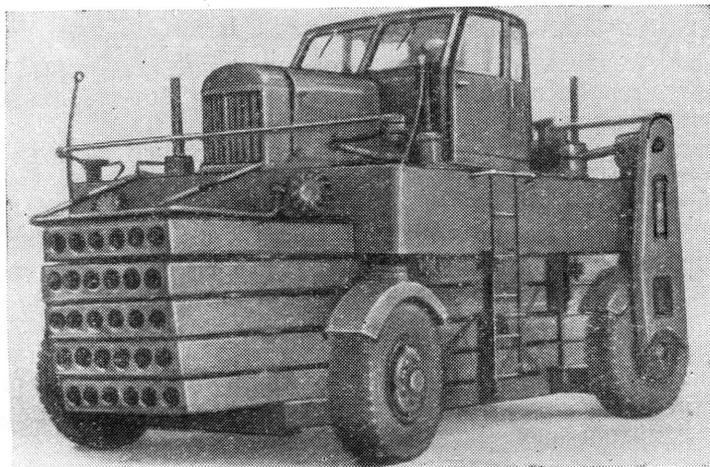


Рис. 6. Автомобиль Т-110

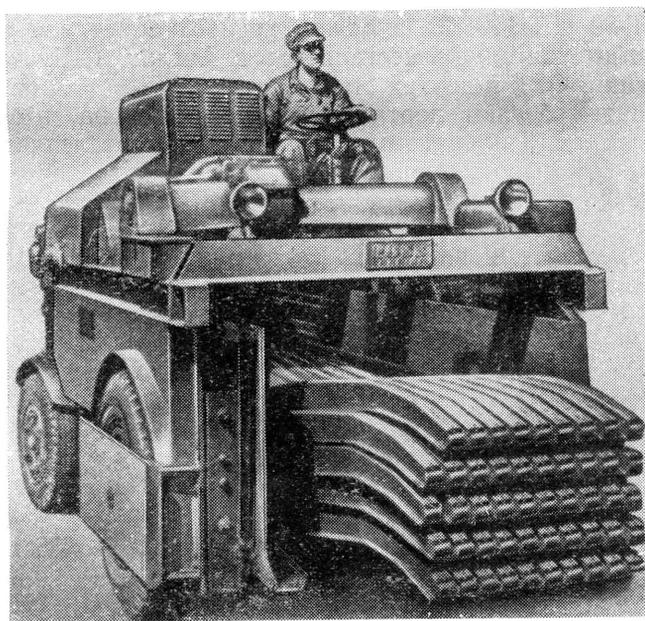


Рис. 7. Перевозка автомобилем деталей на машиностроительном заводе

Доставка грузов на строительные площадки автомобилями освобождает монтажные краны от необходимости производить разгрузку. Кроме того, использование порталных автомобилей позволяет создать на строительной площадке некоторый запас деталей, что обеспечивает бесперебойную работу монтажников независимо от четкости работы транспорта.

Опытные перевозки сборных железобетонных деталей автомобилем Т-110 (рис. 6) подтвердили высокую эффективность применения этих автомобилей в строительстве.

Весьма эффективно использование порталных автомобилей при транспортировке таких массовых грузов, как металлы. В СССР значительная часть металлического проката в настоящее время перевозится в увязанных проволокой или лентой пакетах весом до 15 т. Согласно требованиям ГОСТов вся сортовая сталь, листовая жель, металлические трубы разных диаметров и соединительные части к ним, балки и швеллеры, а также чушки цветных металлов должны поставляться потребителям в прочно скрепленных пакетах, что создает благоприятные условия для использования порталных автомобилей при перевозке таких грузов. Уже сейчас в некоторых городах Советского Союза (Николаеве, Херсоне, Днепродзержинске и др.) для перевозки металлического проката используют автомобили Т-80 и Т-140. За рубежом перевозка металла порталными автомобилями осуществляется в Англии, США, Финляндии, Швеции, ФРГ и других странах.

Успешно работают порталные автомобили на металлургических заводах. Так, например, на шведском сталеплавильном заводе в Геллефорсе порталные автомобили грузоподъемностью 22,5 т и сечением портала 1800×2150 мм уже в 1957 г. полностью вытеснили узкоколейный железнодорожный транспорт на перевозках не только готовых изделий, но и ковшей с расплавленной сталью, горячих слитков, металлического лома в мульдах на поддонах, балок и заготовок большой длины и т. п. Для этих же целей, начиная с 1962 г., порталные автомобили грузоподъемностью 22 т и с увеличенной высотой подъема груза (до 1,4 м) успешно используются на шведском сталелитейном заводе СКФ: средняя производительность одного автомобиля на этом предприятии составляет 300 ткм/ч. В перспективе, при увеличении выпуска и создании большего числа моделей различной грузоподъемности (главным образом более 15 т) предполагается использовать порталные автомобили и в отечественной металлургической промышленности.

Не менее эффективно применение порталных автомобилей и на машиностроительных заводах для перевозки готовых деталей, заготовок, полуфабрикатов и материалов (рис. 7). Установлено, что средняя производительность одного автомобиля грузоподъемностью 20 т на этих перевозках составляет

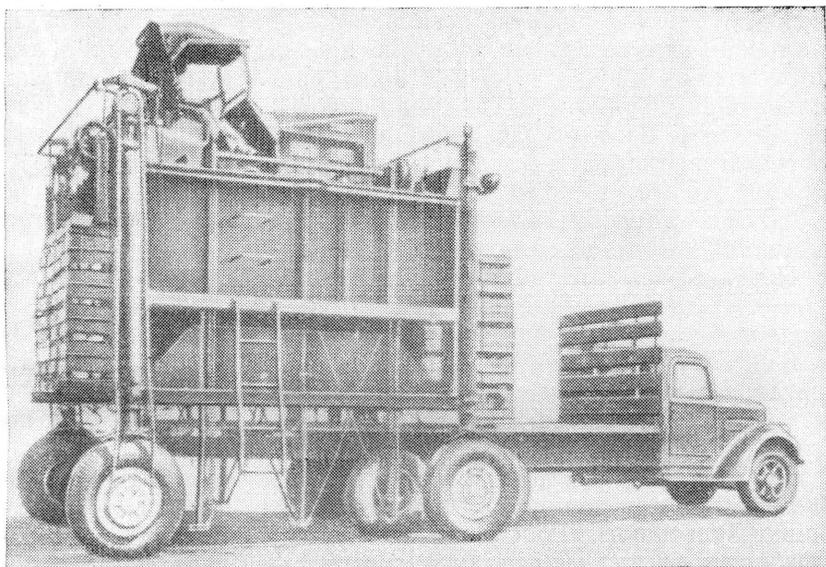


Рис. 8. Автомобиль для перевозки сельскохозяйственных грузов

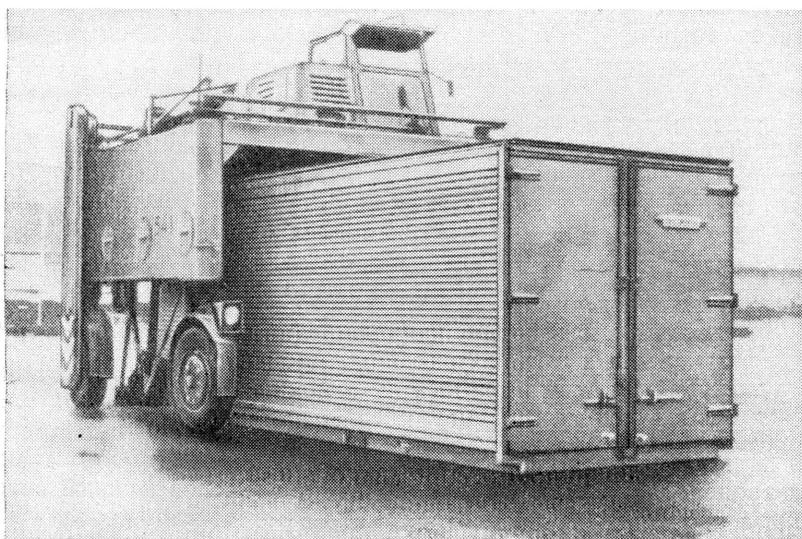


Рис. 9. Автомобиль Валмет 107 с лёгким металлическим контейнером

200—230 *ткм/ч*. В некоторых случаях порталные автомобили используют для перевозки готовой продукции этих предприятий на железнодорожную станцию или в порт, а иногда их применяют для доставки изделий непосредственно на базы, потребителю или на смежные предприятия для сборки или дальнейшей доработки. Так, например, некоторые машиностроительные заводы, расположенные в г. Херсоне, доставляют часть готовой продукции в порт или непосредственно к борту корабля только с помощью порталных автомобилей. Перевозки оказались очень рентабельными, вследствие чего эти автомобили начали применять в других городах.

Порталные автомобили перевозят также сельскохозяйственные грузы, главным образом овощи и фрукты в таре, с плодоовощных баз и консервных заводов в магазины (рис. 8).

В последние годы за границей начали широко применять порталные автомобили, предназначенные для транспортировки только контейнеров, причем особенное распространение получили автомобили для перевозки крупногабаритных контейнеров. На рис. 9 изображен автомобиль грузоподъемностью 20 т фирмы Валмет, обслуживающий международную морскую линию Хельсинки—Любек. На этой линии используются крупногабаритные контейнеры размером $2,435 \times 2,435 \times 6,0$ м, которые подвозят к судну и отвозят от него потребителям порталные автомобили. Автомобиль-контейнеровоз Валмет меньшей грузоподъемности (рис. 10) может заехать с контейнером в трюм, где при помощи электропогрузчиков или несложных грузоподъемных устройств производится укладка груза.

Для того чтобы можно было транспортировать грузы без специальных подставок или кассет, некоторые зарубежные фирмы заменяют обычные грузозахватные механизмы порталных автомобилей специальными, предназначенными только для данного вида груза. Так, например, американская фирма Хайстер изготовила автомобиль грузоподъемностью 11 т, у которого погрузочно-разгрузочное устройство выполнено в виде двух захватов клещевого типа и предназначено для захвата и перевозки длинномерных грузов круглого сечения, не сформированных в пачки (рис. 11). Этот автомобиль используют для транспортировки столбов при строительстве линий электропередач, при сортировке бревен и для других целей.

Многие зарубежные фирмы, снабжая автомобили дополнительным оборудованием для перемещения груза вне портала, используют их на таких работах, как прокладка трубопроводов и кабеля, штабелирование груза, установка опор линий электропередач и т. п. На рис. 12 изображен порталный автомобиль Ютиллити фирмы Вилламет—Эрстед, снабженный дополнительным грузоподъемным механизмом с вилами для штабелирования и укладки пакетированных грузов.

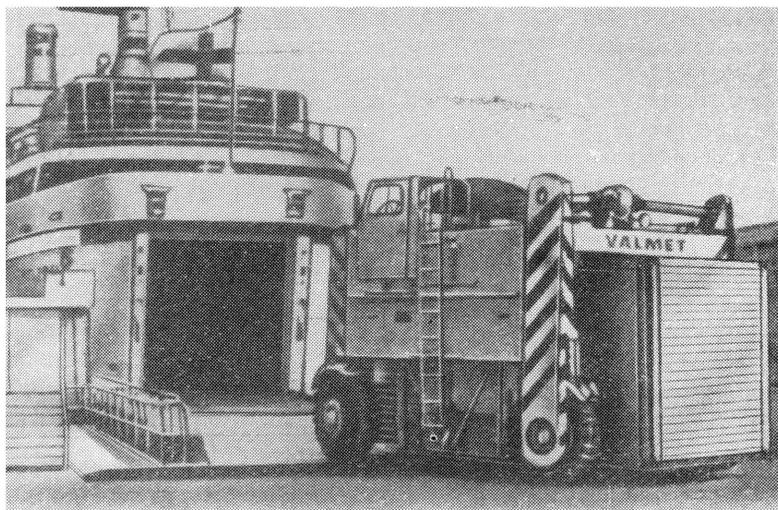


Рис. 10. Автомобиль-контейнеровоз Валмет грузоподъемностью 10 т

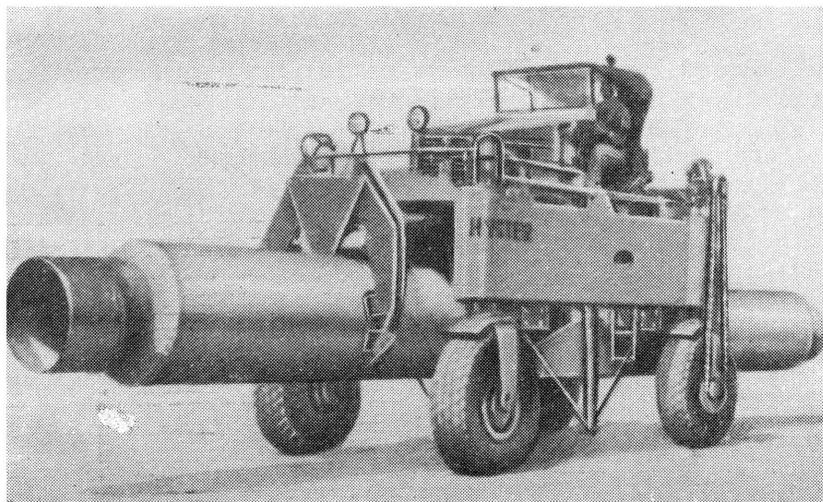


Рис. 11. Автомобиль Хайстер МН-3 с грузозахватным устройством для бесподкладочной перевозки длинномерных грузов круглого сечения

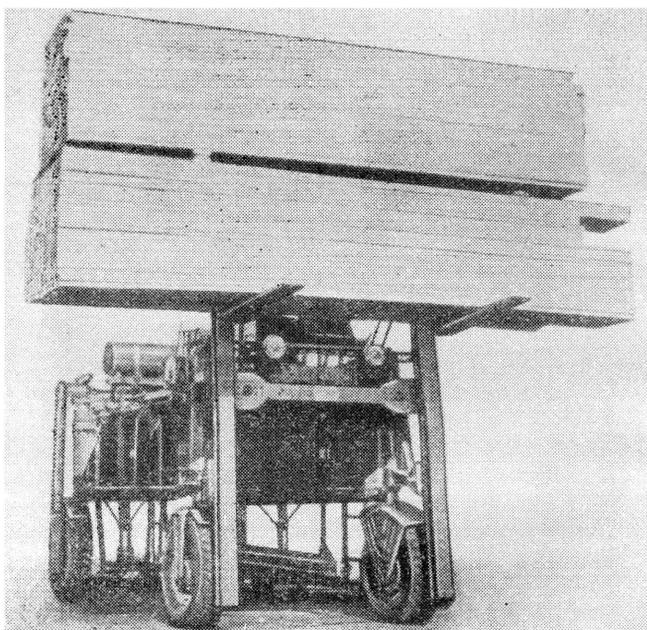


Рис. 12. Автомобиль Ютиллити для перевозки и штабелирования грузов

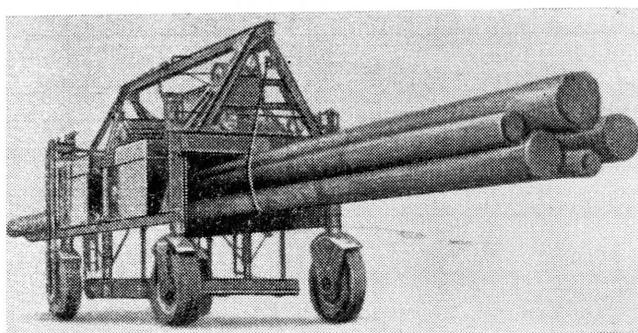


Рис. 13. Автомобиль для сбора пачки длинномерных грузов и ее перевозки без подставок

На рис. 13 изображен автомобиль той же фирмы, имеющий дополнительное оборудование для формирования пачки из длинномерных грузов круглого сечения (путем подтаскивания груза и подъема его тросами) и ее транспортировки.

Для того чтобы использовать порталные автомобили на таких работах, как доставка труб к местам укладки, поштучная укладка грузов в штабели, на поддоны или в кассеты и контейнеры, английская фирма, изготавливающая автомобили P. C. L., оборудовала их дополнительно поворотной выдвигной грузоподъемной стрелой.

Для перевозки различных изделий и заготовок, металлалома, сыпучих строительных материалов и других грузов, некоторые зарубежные фирмы по просьбе потребителей оборудуют обычные порталные автомобили дополнительным механизмом-опрокидывателем, позволяющим производить разгрузку открытых контейнеров в любом месте.

Портальный автомобиль может быть использован для прокладки кабелей. С этой целью на нем монтируют устройство для установки и размотки катушек с кабелем, которое размещают внутри портала.

Приведенные выше примеры не исчерпывают всех возможностей использования порталных автомобилей, которые могут быть значительно расширены за счет увеличения номенклатуры перевозимых грузов и видов перевозок.

УСТРОЙСТВО И ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Основной особенностью любого порталного автомобиля является высоко поднятая над поверхностью дороги П-образная рама шасси, образующая вместе с колесами, расположенными под ее лонжеронами, портал, предназначенный для размещения груза, удерживаемого во время движения грузозахватным устройством, с помощью которого осуществляется погрузка и разгрузка груза.

Специфика размещения груза и более высокие (по сравнению с обычными автомобилями) требования к маневренности и обзорности порталных автомобилей при движении вперед и назад не могли не отразиться на общей компоновке этих автомобилей и конструкции отдельных их элементов.

Портальные автомобили, представляя собой специализированные транспортные автомобили, кроме специфического оборудования, имеют все основные узлы и механизмы обычного автомобиля (двигатель, трансмиссию, ходовую часть, органы управления, тормозную систему, рабочее место водителя и т. д.).

Рассмотрим устройство порталных автомобилей, используя конструктивную схему автомобиля (рис. 14), которая,

несмотря на некоторые особенности, отражает общие черты, характерные для всех типов порталных автомобилей.

Двигатель внутреннего сгорания со сцеплением и коробкой передач, обеспечивающей одинаковое число передач при движении вперед и назад, расположен справа от кабины водителя и закрыт капотом 10. На большинстве порталных автомобилей применены обычные автомобильные коробки передач с

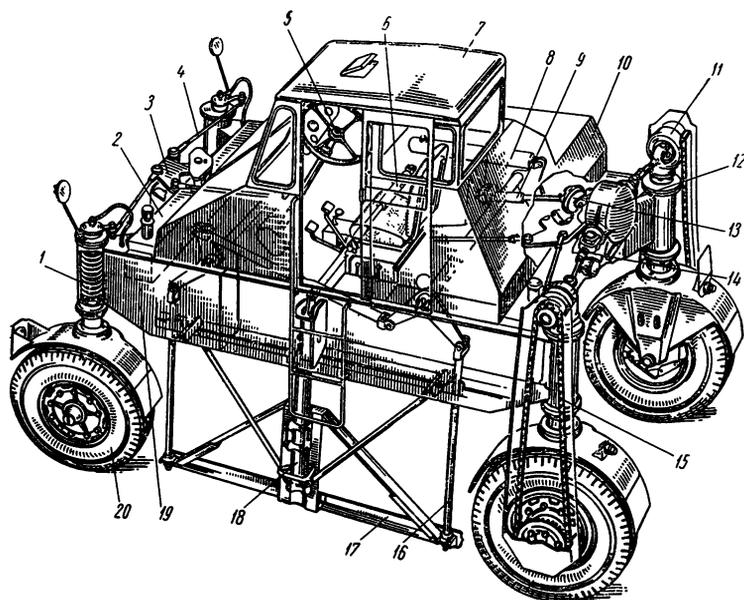


Рис. 14. Конструктивная схема порталного автомобиля с четырьмя управляемыми поддрессоренными колесами:

1 — пружинная подвеска; 2 — траверса; 3 — промежуточный рычаг рулевого управления; 4 — поперечная тяга рулевого управления; 5 — рулевой механизм; 6 — гидроцилиндр механизма зажима; 7 — кабина; 8 — гидроцилиндр механизма подъема; 9 — продольная карданная передача; 10 — капот двигателя; 11 — полуосевая головка; 12 — главная передача и дифференциал; 13 — трансмиссионный тормоз; 14 — полуосевая карданная передача; 15 — открытая бортовая цепная передача; 16 — грузоподъемная штанга; 17 — грузозахватный башмак; 18 — штанга механизма зажима груза; 19 — лонжерон рамы; 20 — колесо

одной передачей заднего хода, а для получения необходимого числа передач при движении назад устанавливают дополнительный механизм — реверс-редуктор, изменяющий направление вращения валов трансмиссии и позволяющий использовать все передачи коробки.

Коробка передач соединена с главной передачей 12 продольной карданной передачей 9. Картер главной передачи жестко закреплен на верхней панели задней траверсы рамы. От коротких полуосей главной передачи крутящий момент двумя полуосевыми карданными передачами 14 подводится к валу

ведущей звездочки бортовой цепной передачи, установленному в полуосевой головке 11. Дальнейшая передача крутящего момента непосредственно к ведущим колесам осуществляется открытыми бортовыми вертикальными цепными передачами 15.

Полуосевая головка 11, состоящая из картера, крышки и вращающегося на подшипниках качения вала ведущей звез-

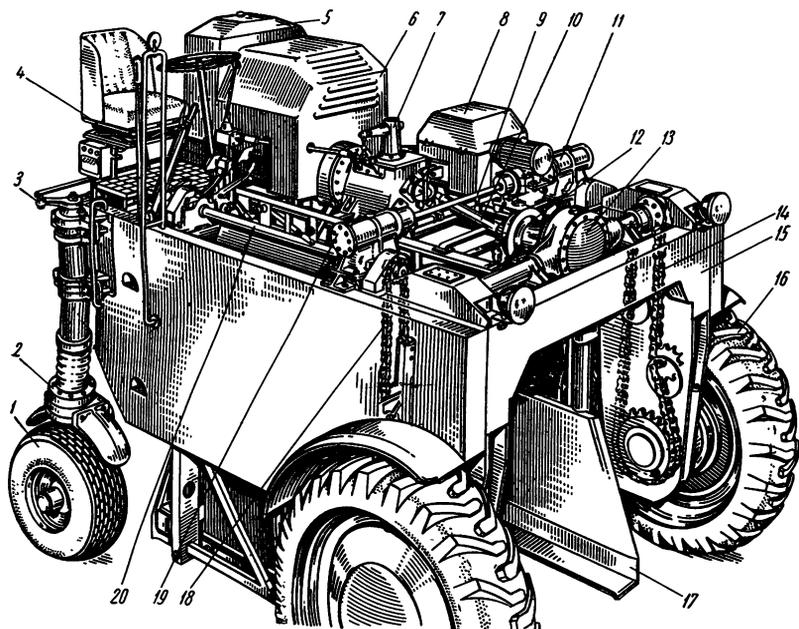


Рис. 15. Конструктивная схема автомобиля с двумя ведущими неуправляемыми и неупружиненными колесами:

1 — управляемое колесо; 2 — пружинная подвеска управляемого колеса; 3 — поворотный рычаг; 4 — рабочее место водителя; 5 — радиатор; 6 — капот двигателя; 7 — коробка передач; 8 — механизм отбора мощности для привода погрузочно-разгрузочного устройства; 9 — соединительный вал редукторов механизма подъема; 10 — продольная карданная передача; 11 и 19 — редукторы механизма подъема; 12 — трансмиссионный тормоз; 13 — главная передача и дифференциал; 14 — закрытая бортовая цепная передача; 15 — рама; 16 — ведущее колесо; 17 — грузозахватный башмак; 18 — цепь механизма подъема; 20 — соединительный вал

дочки бортовой цепной передачи, закреплена на верхнем конце штока подвески, который жестко соединен с вилкой крепления колеса. Колеса 20 и ведущие звездочки обычным способом закреплены на ступицах, свободно вращающихся на подшипниках, установленных на коротких осях, неподвижно соединенных с вилками. Конструкцией подвижных элементов подвески обеспечивается неизменность межцентрового расстояния звездочек бортовой цепной передачи и их взаимное расположение при повороте и вертикальном перемещении колес. Межцентро-

вое расстояние изменяется только при регулировке прогиба цепи¹.

Необходимо, однако, отметить, что полуосевые карданные передачи, допускающие вертикальные перемещения и поворот ведущей звездочки, и открытые цепные передачи установлены не на всех порталных автомобилях. В автомобилях с ведущими, но неуправляемыми и неподрессоренными колесами 16 (рис. 15) для этой цели используют стандартные автомобильные задние мосты, у которых ступицы колес заменены ведущими звездочками закрытых бортовых цепных передач 14, подводящих момент непосредственно к ведущим колесам 16.

Рама порталного автомобиля (см. рис. 14) состоит из двух высоких лонжеронов 19 и двух (у большинства автомобилей — из трех) основных траверс 2 меньшей высоты, используемых, иногда, как и в рассматриваемой конструкции, в качестве баков для топлива и рабочей жидкости гидропривода погрузочно-разгрузочного устройства. По концам лонжеронов рам порталных автомобилей вварены цилиндрические гильзы — направляющие подвесок колес, в которых перемещаются штоки и размещены упругие элементы — винтовые пружины.

Рулевое управление состоит из автомобильного рулевого механизма 5 с усилителем и системы продольных и поперечных 4 тяг и рычагов 3, образующих расчлененные трапеции передних и задних управляемых колес, поворот которых производится через штоки подвески. В конструкции, изображенной на рис. 15, управляемыми колесами являются только задние колеса и отсутствует усилитель.

Портальный автомобиль (см. рис. 14) оборудован двумя независимыми системами тормозов: ножной гидравлической, действующей на все колеса, и ручной с механическим приводом, действующей на продольный карданный вал.

Погрузочно-разгрузочное устройство порталного автомобиля состоит из двух действующих независимо один от другого механизмов подъема и зажима. Механизм зажима служит для разведения в стороны грузозахватных башмаков при наезде на груз и оставлении его, облегчая погрузочно-разгрузочные операции и предохраняя груз от разваливания и разрушения.

Для захвата и удержания груза служат два продольно расположенных грузозахватных башмака 17, соединенных с грузоподъемными штангами 16 и штангами 18 механизма зажима груза.

Грузоподъемные штанги подвешены к коленчатым рычагам, попарно соединенным между собой поперечными валами. Ры-

¹ Прогиб цепи — отклонение свободной ветви от теоретической прямой линии, касательной к начальным окружностям ведущей и ведомой звездочек. Прогиб цепи измеряют в середине межцентрового расстояния при приложении к цепи усилия 4—5 кг.

чаги левых грузоподъемных штанг связаны тягой, а правый задний рычаг соединен с гидроцилиндром 8 двойного действия привода механизма подъема груза. При подаче рабочей жидкости в цилиндр шток, перемещаясь, поворачивает рычаги, которые поднимают или опускают грузоподъемные штанги и закрепленные на них грузозахватные башмаки.

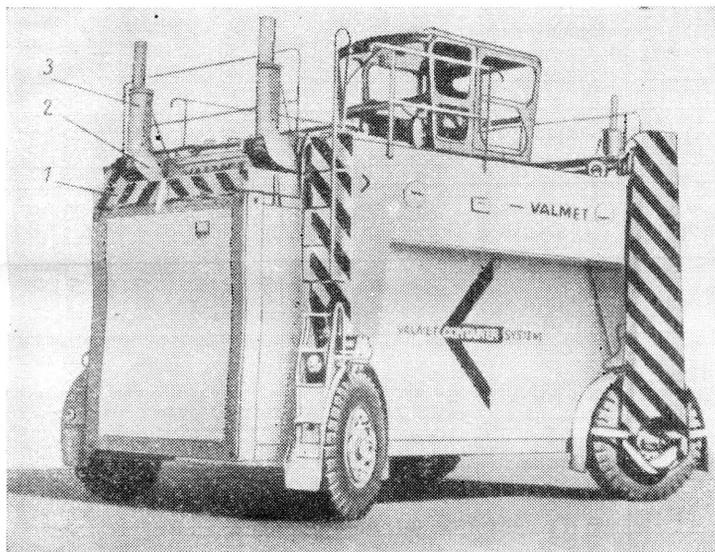


Рис. 16. Автомобиль-контейнеровоз Валмет:

1 — верхняя грузозахватная рамка; 2 — кронштейн гидроцилиндра; 3 — гидроцилиндр

Груз зажимается двумя штангами 18 маятникового типа, шарнирно закрепленными в лонжеронах 19. Вверху штанги соединяются между собой поперечной тягой, в середине которой установлен гидроцилиндр 6 двойного действия. Внизу каждая штанга укреплена двумя растяжками, разгружающими ее от изгибающих усилий, действующих в продольной плоскости. При подъеме и опускании грузозахватных башмаков их ролики перекатываются по штангам.

В конструкции портального автомобиля, изображенного на рис. 15, отсутствует механизм зажима, и грузозахватные башмаки 17, подвешенные на грузоподъемных штангах, могут только подниматься и опускаться.

Портальные автомобили, предназначенные для перевозки закрытых контейнеров (рис. 16), не имеют грузоподъемных штанг и грузозахватных башмаков; для захвата и удержания контейнера служит грузоподъемная рамка прямоугольной формы

Продолжение табл. 2

Наименование	A-220	T-140	T-130	T-150	Р. С. L. «Лесной Бойк»	Валмет 73	Лукки СС	Шорланд 20	Кларк- Росс S-81	Хайстер M200E	T-110	Валмет 102 и 105
	Соломбальский машиностроительный завод				Анг-лия	Финляндия	Анг-лия	Ковейсенер Форк Тракс	США	Хайстер Штаде Тракс Каппер	СССР	Фин-ляндия
Завод-изготовитель или фирма	Соломбальский машиностроительный завод				Анг-лия	Финляндия	Анг-лия	Ковейсенер Форк Тракс	США	Хайстер Штаде Тракс Каппер	СССР	Фин-ляндия
Страна	СССР				Анг-лия	Финляндия	Анг-лия	Ковейсенер Форк Тракс	США	Хайстер Штаде Тракс Каппер	СССР	Фин-ляндия
Грузоподъемность в т	6,3	7	7	7	7	7	7	9	9	9	10	10
Снаряженный вес в т	6,7	5,63	5,86	5,7	4,2	6,1	6,5	5,3	5,12	4,8	8	6,6
Габаритные размеры в мм: длина	4600	4480	4480	4480	3580	4660	4660	4720	4570	4460	4885	4700
ширина	4300	2530	2530	2565	2290	2780	2530	2130	1980	2000	3410	2530
высота	4250	3400	3400	3460	2820	3500	3350	3350	2285	2900	3500	3680
Размеры портала в мм: ширина	3000	1500	1500	1500	1195	1700	1450	1120	1120	1160	1950	1450
высота	2500	1750	1750	1750	1175	1900	1750	1680	1520	2080	1750	2600
									1980	2500		2750

Продолжение табл. 2

Наименование	T-60M	T-80A	A-210	Лукки I-VI	Лукки I-B-57	Вагмет 51 и 53	Кларк-Росс S-71	Гертингер 12RN	Хайстер M	Шорланд 21	VD/AWF
Максимальная высота подъема груза в мм	500	500	250* (2000)	600	600	600	305	600	510	460	300
База в мм	3500	3400	3400	3480	3480	3480	2285	2240	3460	3510	3400
Колея в мм	1750	1850	2100	1750	1750	1810	1630	1660	1700	1820	2250
Минимальный радиус поворота (по коле внутреннею колеса) в м	4,2	4,75	4,2	4,2	4,2	4,2	2,1	1,75	3,7	4,3	8,5
Максимальная скорость подъема и опускания груза в мм/сек**	100	100	100 (70)	60 (70)	60 (70)	60 (70)	100	200	150 (160)	95	—
Максимальная скорость движения вперед и назад в км/ч	38	38,1	38,1	38,3	38,3	50	46	40	53	48	60
Число управляемых колес	4	4	4	4	4	4	2	2	2	4	4
Размеры колес в дюймах:											
передних		11,00—20	11,00—20	40×8	40×8	10,00—20	9,00—20	9,00—20	9,00—20	9,00—20	8,25—20
задних		11,00—20	11,00—20	40×8	40×8	10,00—20	7,50—15	9,00—15	9,00—20	9,00—20	8,25—20
Максимальная мощность двигателя в л. с.	97	70	70	83	70	105	90	79	83	62	125
Максимальный крутящий момент двигателя в кг·м	33	20,5	20,5	28	20,5	36	26,2	26	22	24,2	—

Продолжение табл. 2

Наименование	A-220	T-140	T-130	T-150	Р. С. Л. «Лесной Волк»	Валмет 73	Лукки СС	Шорланд 20	Кларк-Росс S-81	Хайстер M20E	T-110	Валмет 102 и 105
Максимальная высота подъема груза в м	500	500	500	500	550	600	600	460	460	520	500	600
База в м	3400	3400	3400	3400	2440	3480	3480	3660	3505	3460	3650	3480
Колеса в м	3600	2100	2100	2100	2000	2310	2060	1700	1680	1650	2800	2060
Минимальный радиус поворота (по колее внутреннего колеса) в м	4,5	4,2	4,2	4,2	2,7	5	4,2	4	3,5	3,7	3,6	4,2
Максимальная скорость подъема и опускания груза в м/сек**	100	70	70	100	100	60	60	95	150	250	70	60
Максимальная скорость движения вперед и назад в км/ч	30	37	38,1	40	40	38,0	40	48	51	52	38	50
Цисло управляемых колес	4	4	4	4	2	4	4	4	4	4	4	4
Размеры колес в дюймах: передних	11,00—20	11,00—20	11,00—20	12,00—20	11,00× ×36	10,00—20	10,00—20	11,00—20	9,00—20	9,00—20	14,00—20	11,00—20
задних	11,00—20	11,00—20	11,00—20	12,00—20	10,50× ×13	10,00—20	10,00—20	11,00—20	9,00—20	9,00—20	14,00—20	11,00—20
Максимальная мощность двигателя в л. с.	70	70	70	115	65	105	126	72	90	164	104	105
Максимальный крутящий момент двигателя в кг·м	20,5	20,5	20,5	29	20	35,5	35,8	26	26,2	34	34	36

Примечания: 1. В числителе приведены значения для модели с наименьшими размерами портала, а в знаменателе — с наибольшими размерами.

2. В таблице указана мощность стандартного двигателя.

* В скобках указана глубина опускания груза, замеренная от плоскости дороги.

** В скобках указана скорость опускания груза.

Основные эксплуатационно-технические данные базовых порталных

Наименование	Валмет 13	Шорланд 30	Хайстер МН	Герлинггер PF-30	Герлинггер 30-SH
Завод-изготовитель или фирма	Валмет	Конвейен-сер Форк Тракс	Хайстер Штад-ле Тракс Каррьер	Герлинггер Каррьер	
Страна	Финляндия	Англия		США	
Грузоподъемность в т	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5
Снаряженный вес в т	$\frac{6,9}{10}$	—	6,5	$\frac{7,2}{8,1}$	$\frac{6,6}{15,9}$
Габаритные размеры в мм:					
длина	5220	4520	4850	5050	4350
ширина	$\frac{2530}{3680}$	$\frac{2200}{2970}$	2580	$\frac{2080}{2480}$	$\frac{2200}{2800}$
высота	$\frac{3590}{1410}$	$\frac{3380}{3520}$	3620	$\frac{3250}{3700}$	$\frac{3250}{3700}$
Размеры портала в мм:					
ширина	$\frac{1450}{2600}$	$\frac{1120}{1880}$	1750	$\frac{1140}{1640}$	$\frac{1450}{1750}$
высота	$\frac{1930}{2750}$	$\frac{1675}{1825}$	1980	$\frac{1520}{1920}$	$\frac{1670}{1970}$
Максимальная высота подъема груза в мм	600	460	510	$\frac{305}{760}$	$\frac{560}{650}$
База в мм	4000	3400	3760	3960	3300
Колея в мм	$\frac{2060}{3210}$	$\frac{1740}{2510}$	2180	$\frac{1650}{2950}$	$\frac{1730}{2379}$
Минимальный радиус поворота (по колее внутреннего колеса) в м	4,8	4,5	4,6	$\frac{4,5}{4,8}$	4,4
Максимальная скорость подъема и опускания груза в мм/сек*	60 (70)	75	150 (160)	230	230
Максимальная скорость движения вперед и назад в км/ч	50	40	82	50	50

Таблица 3

автомобилей (4×2) грузоподъемностью свыше 10 т

Герлинггер 30-РН	Кларк-Росс S-93	Валмет 182 и 185	Герлинггер 40-SH	Герлинггер 40-РН	Кларк-Росс S-95	Кларк-Росс S-100	Валмет 23	Кларк-Росс S-120	Бюфорс	Валмет 30	Валмет 3063-17-4,5
Герлинггер Каррьер	Кларк Экип- мент	Вал- мет	Герлинггер Каррьер		Кларк Экипмент		Валмет	Кларк Экип- мент	Бюфорс-Нохаб	Валмет	
	США	Фин- ляндия	США		США			Фин- ляндия		США	Шве- ция
13,5	13,5	18	18	18	18	23	23	27	27,5	30	30
6,1	6,85	8,5	7	6,6	8,45	10,65	14	11,15		16,5	
7,1	7,25	11	7,5	7,15	8,93	11,1	16	11,48	15	19	22
5050	5080	5350	5100	4450	5410	5690	5970	5790	6050	5970	5970
2080	2365	2710	2500	2660	2440	2795	2855	2795		3010	3300
2680	2665	3760	2820	2960	2745	3100	3330	3100	3200	3620	
3280	3405	3590	3420	3420	3405	3555	3480	3710		3910	5040
3700	3860	3810	3720	3720	3710	3860	3850	3860	4670	4050	
1140	1420	1450	1450	1450	1425	1580	1575	1580		1730	1990
1750	1720	2500	1750	1750	1730	1885	2050	1880	1890	2340	
1520	1670	1930	1670	1670	1675	1830	1780	1980		2150	3150
1980	2130	2150	1980	1980	1980	2135	2150	2135	2850	2290	
510			650								
760	530	600	760	650	530	635	600	635	1600	600	1700
4000	3960	4000	4000	3350	4265	4420	4500	4420	4630	4500	4500
1650	2000	2150	1800	2130	2040	2250	2295	2295		2450	
2250	2300	3200	2320	2460	2345	2550	2770	2770	2515	3060	2710
4,4	3,6	4,8	4,5	3,3	3,6	5,4	5,4	3,7	3,4	5,4	5,4
230	150	60	230	230	—	—	60	—	100	50	80
50	54	50	50	50	39	30	50	27	50	50	22 (30)

Наименование	Валмет 130	Шорланд 30	Хайстер МН	Герлингер PF-30	Герлингер 30-SH
Размеры колес в дюймах:					
передних	12,00—20			11,00—20	
задних	12,00—20			11,00—20	
Максимальная мощность двигателя в л. с.	105	81	100	130	192
Максимальный крутящий момент в кг·м	35,5	33,5	31	30	45
Примечания. 1. В числителе приведены значения для модели с наименьшими разме 2. Число управляемых колес — четыре. 3. В таблице указана мощность стандартного двигателя.					
* В скобках указана скорость опускания груза.					

с защелками, которая двигается вниз и вверх внутри портала. Опускаясь вниз, рамка при помощи защелок захватывает контейнер за скобы на крыше и поднимает его вверх до тех пор, пока он не упрется в нижнюю плоскость траверс. Подъем и опускание грузоподъемной рамки осуществляются четырьмя гидроцилиндрами, укрепленными с наружных сторон концевых траверс рамы, а управление защелками — гидроцилиндром, расположенным на рамке.

Для привода механизмов погрузочно-разгрузочного устройства портального автомобиля, изображенного на рис. 14, служит гидронасос, установленный на двигателе, от которого поток рабочей жидкости через гидрораспределитель направляется в ту или иную полость цилиндра или в бак (траверсу).

Место водителя расположено в одноместной металлической кабине 7, в которой размещены все органы управления автомобилем и его механизмами, а также контрольно-измерительные приборы, смонтированные на щитке приборов.

Система электрооборудования всех современных портальных автомобилей однопроводная. Она обеспечивает работу электроприборов и освещение пути и груза в ночное время.

В табл. 2 и 3 приведены эксплуатационно-технические данные некоторых портальных автомобилей.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

По назначению и в соответствии с комплексом установленного на портальных автомобилях оборудования они могут быть подразделены на две группы.

Герлинггер 30-RH	Кларк-Росс S-93	Валмет 182 и 185	Герлинггер 40-SH	Герлинггер 40-RH	Кларк-Росс S-95	Кларк-Росс S-100	Валмет 23	Кларк-Росс S-120	Бофорс	Валмет 30	Валмет 3083-17-4,5
11,00—20 11,00—20		14,00—20 14,00—20		12,00—20 12,00—20			14,00—24 14,00—34		— —	14,00—24 14,00—24	
192 45	145 43,2	105 35,5	192 45,8	192 45,8	160 52	145 43,2	165 63	160 52	170 53	195 72	195 72

рами портала, а в знаменателе — с наибольшими.

1. Автомобили с устройством для погрузки груза, удержания его в транспортном положении и разгрузки. Операции, выполняемые этими автомобилями, сводятся к следующим циклам: наезду на груз, захвату его, транспортировке к месту назначения, опусканию и освобождению груза. К этой группе относятся автомобили, предназначенные для перевозки пакетов и контейнеров, установленных на специальных подставках (см. рис. 1), и автомобили с погрузочно-разгрузочным устройством для захвата, удержания, опускания и освобождения грузов определенной формы, в частности длинномерных грузов круглого сечения (см. рис. 11), специальных контейнеров (см. рис. 10) без подставок.

К первой группе относятся также автомобили, у которых груз при транспортировке подвешен под рамой на тросах (см. рис. 13) или удерживается электромагнитной плитой (металлические листы).

2. Автомобили, снабженные дополнительными механизмами для перемещения грузов вне портала, например штабелирования (см. рис. 12), кантования (рис. 17), подъема и укладки сбоку от автомобиля и т. д., т. е. так называемые универсальные автомобили.

По проходимости порталные автомобили классифицируют на автомобили:

ограниченной проходимости, предназначенные для эксплуатации по дорогам с твердым покрытием;

нормальной проходимости, предназначенные для эксплуатации по дорогам всех категорий.

По весовым и габаритным параметрам (ГОСТ 9314—59)

портальные автомобили можно разделить на автомобили, предназначенные для эксплуатации по дорогам общего пользования, — дорожные, и автомобили, служащие для заводских и специальных перевозок, — внедорожные.

Основным базовым параметром, по которому грузовые автомобили располагаются в параметрическом ряду, является

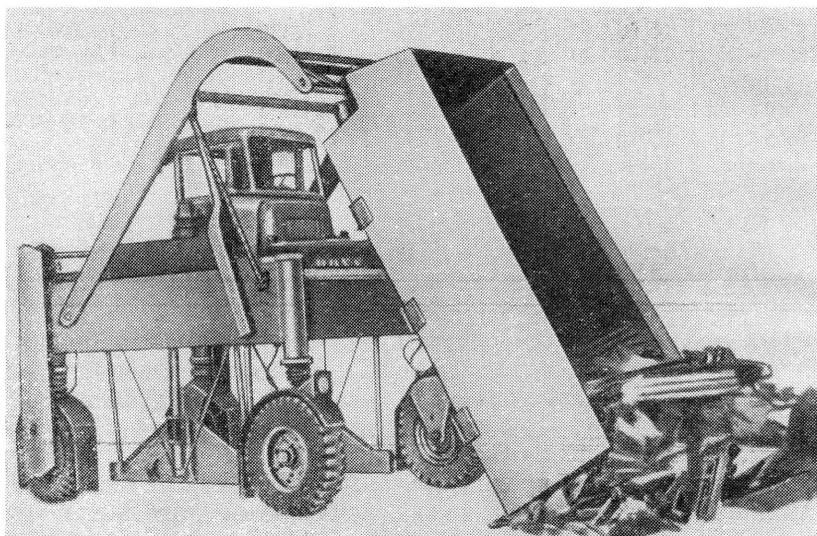


Рис. 17. Автомобиль Кларк-Росс S-81 с кантователем-опрокидывателем для разгрузки открытых контейнеров

грузоподъемность. Поэтому этот параметр для порталных автомобилей также является классификационным признаком.

По грузоподъемности порталные автомобили делятся на автомобили:

- особо малой грузоподъемности (до 5 т);
- малой грузоподъемности (5—7 т);
- средней грузоподъемности (7—12 т);
- большой грузоподъемности (12—20 т);
- особо большой грузоподъемности (свыше 20 т).

Более высокие значения грузоподъемности у порталных автомобилей, по сравнению с обычными автомобилями особо малой, малой и средней грузоподъемностей¹, объясняются тем,

¹ Согласно перспективному типу обычных грузовых автомобилей автомобили грузоподъемностью 1,25—2,5 т относятся к классу автомобилей малой грузоподъемности, грузоподъемностью 3,5—4,5 т — к средней, и свыше 5 т — к большой грузоподъемности.

что порталные автомобили предназначены для перевозки массовых грузов в основном по дорогам с усовершенствованным покрытием. В связи с этим порталные автомобили грузоподъемностью 2—3 т применяются мало и их изготавливают в ограниченных количествах.

Приведенная классификация практически охватывает порталные автомобили всех типов, имеющиеся в настоящее время в СССР и за рубежом.

Основными классификационными конструктивными признаками, общими для порталных автомобилей всех моделей, являются тип двигателя и трансмиссии, устройство ходовой части и органов управления, тип грузоподъемного механизма и оборудование рабочего места водителя.

На порталных автомобилях устанавливают карбюраторные двигатели или дизели. Расположение двигателя может быть передним, задним или боковым.

Порталные автомобили могут иметь различия в устройстве трансмиссии. Эти различия касаются сцепления (фрикционное однодисковое и фрикционное многодисковое), устройства реверс-редуктора (механический с соосными валами и прямозубыми шестернями и механический с несоосными валами и косозубыми шестернями), механической ступенчатой коробки передач (с несколькими передачами заднего хода и без передач заднего хода), карданных передач (с продольным карданным валом, имеющим два жестких шарнира, и без него), главной передачи (одинарная или двойная), полуосевых передач (с неразрезными полуосями или карданными передачами), бортовых цепных передач (открытая или закрытая) и т. д.

На порталных автомобилях применяют независимую подвеску колес с упругим элементом и без него. Автомобили могут иметь колесную формулу 4×2 и 6×2 . Рама может быть выполнена из элементов открытого или закрытого профиля.

В зависимости от устройства рулевого управления автомобили имеют четыре и два управляемых колеса (обычно задние).

Тормоза могут быть колесными или трансмиссионными. Колесные тормоза могут быть с механическим, гидравлическим или пневматическим приводом. У трансмиссионных тормозов привод, как правило, механический. Они подразделяются на полуосевые и центральные.

В зависимости от типа погрузочно-разгрузочного устройства существуют порталные автомобили без механизма зажима, с отдельными или с совмещенными механизмами зажима и подъема груза, а также автомобили с поворотными вилочными подхватами или верхними грузозахватными рамками. Привод погрузочно-разгрузочного устройства может быть механическим, гидравлическим и гидромеханическим.

Рабочее место водителя может быть открытым или может размещаться в закрытой кабине.

Портальные автомобили с гидротрансмиссией и электроприводом в настоящую классификацию не включены, так как эти виды передач имеют очень ограниченное применение в конструкциях портальных автомобилей и используются только в некоторых моделях зарубежных фирм.

Классификация автомобилей по дополнительному оборудованию для перемещения грузов, устанавливаемому на серийных автомобилях, не дается, так как это оборудование может быть самым разнообразным.

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗВИТИИ КОНСТРУКЦИИ ПОРТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Развитие конструкций автомобилей за рубежом. Первые портальные автомобили (рис. 18) были изготовлены в 1918 г. в США фирмой Росс-Каррьер и предназначались для перевозок пиломатериалов. Экономический эффект, полученный от применения автомобиля нового вида, определил большой спрос на него и заставил другие фирмы США включить портальные автомобили в производственную программу. К середине 20-х годов производство портальных автомобилей было организовано на заводах фирм Миллер, Вилламет-Эрстед и Герлингер-Каррьер.

Портальные автомобили фирмы Миллер принципиально мало отличались от автомобилей фирмы Росс-Каррьер, но в их конструкции были внесены некоторые изменения, улучшающие эксплуатационные качества этих автомобилей. Так, например, колеса автомобиля имели независимую подвеску с полуэллиптическими рессорами, была улучшена конструкция колес, грузоподъемного механизма и рулевого управления.

Более совершенными были портальные автомобили фирмы Герлингер-Каррьер. В их конструкции использовались полуосевые карданные передачи, бортовые вертикальные цепные передачи, независимая подвеска колес с винговыми пружинами. Для захвата груза впервые были применены длинные горизонтальные башмаки, а для их подъема — зубчато-реечные механизмы.

Портальные автомобили Вилламет-Эрстед моделей конца 20-х годов так же, как и автомобили Росс-Каррьер этого же периода, были снабжены пневматическими шинами и имели полуосевые ленточные тормоза, механизмы для разведения грузозахватных башмаков в стороны, складной тент над рабочим местом водителя и другие усовершенствования. Эти автомобили могли транспортировать длинномерные (до 25 м) и тяжеловесные (до 12 т) грузы на большие расстояния и практически являлись прототипами современных портальных автомобилей.

Началом развития современных портальных автомобилей можно считать 30-е годы. В это время создаются портальные автомобили новых типов, которые, помимо подъема в транспортное положение груза и его транспортировки, могли штабелировать или укладывать его на другие транспортные средства, подтаскивать груз к автомобилю и перевозить его без подставок и т. п. К этому времени расширяется область использования портальных автомобилей как по номенклатуре перевозимых грузов, так и по видам перевозок. Они уже перестают быть только внутризаводским транспортом и эксплуатируются на дорогах общего пользования (рис. 19).

Расширение области использования портальных автомобилей немедленно сказалось и на их типаже, который увеличился как по грузоподъемности, так и по грузоместимости.

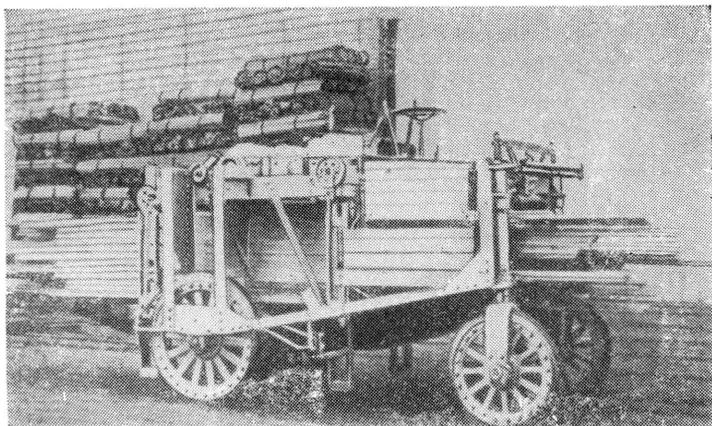


Рис. 18. Первый порталный автомобиль Росс-Каррьер



Рис. 19. Автомобиль Росс, предназначенный для эксплуатации на дорогах общего пользования

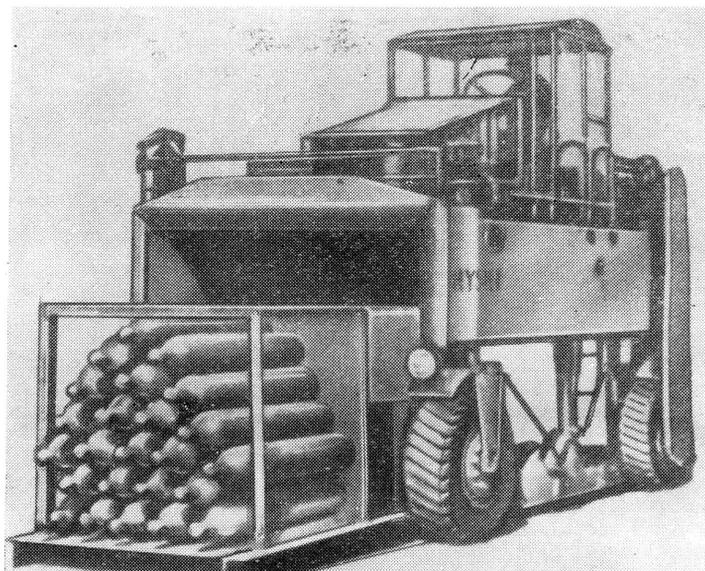


Рис. 20. Автомобиль Хайстер

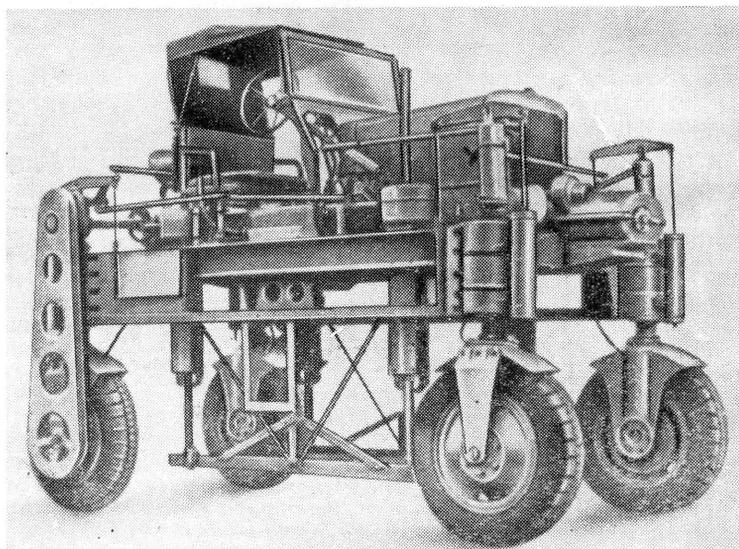


Рис. 21. Автомобиль Валмет III—IV

Например, в 1930—1932 гг. фирма Росс-Каррьер изготовляла 12 различных по грузоподъемности и размерам сечения портала моделей.

В 1939—1940 гг. производство порталных автомобилей освоила американская фирма Хайстер, которая, помимо общеизвестных конструкций (рис. 20), начала выпускать автомобили со специальными захватами, предназначенными для перевозки грузов определенной формы без подставок (см. рис. 11).

Значительно увеличилось за рубежом производство порталных автомобилей после 1946 г. Только одна фирма Кларк-Росс освоила производство 50 типоразмеров этих автомобилей, объединенных по грузоподъемности в че-

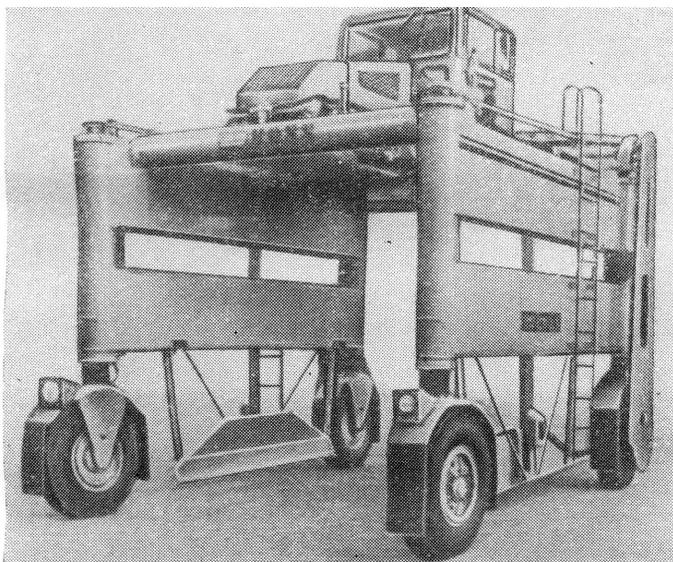


Рис. 22. Бельгийский внедорожный порталный автомобиль для перевозки крупногабаритных грузов и контейнеров

тыре серии. Более 48 моделей порталных автомобилей стала изготовлять фирма Герлингер и около 20 — фирма Хайстер. Некоторые из автомобилей этих фирм: Росс-90 и Герлингер SRH — успешно эксплуатировались и в Советском Союзе.

В 50-х годах производство порталных автомобилей было начато в Финляндии, Англии, Бельгии, Италии и Японии. В Финляндии изготовление порталных автомобилей освоила фирма Валмет, автомобили которой с 1946 г. начали экспортироваться в Советский Союз. На рис. 21 изображен порталный автомобиль Валмет III—IV 1947 г. выпуска. В конце 50-х годов в Финляндии было создано большое число типов и моделей порталных автомобилей грузоподъемностью 5—30 т, которые широко используются для перевозки различных грузов во многих странах мира. Некоторые из них уже длительное время эксплуатируются и в Советском Союзе.

Первый английский порталный автомобиль модели Р. С. Л. фирмы Пест-контроль (известный под названием «Лесной волк») имел грузоподъемность 7 т. Отличительные конструктивные особенности автомобиля: заднее располо-

жение двигателя, два управляемых задних колеса уменьшенного по сравнению с ведущими передними колесами размера, отсутствие механизма для разведения грузозахватных башмаков в стороны. На базе данной модели был изготовлен порталный автомобиль с дополнительной поворотной грузоподъемной стрелой, установленной сбоку на раме, с помощью которой можно укладывать и разбирать груз.

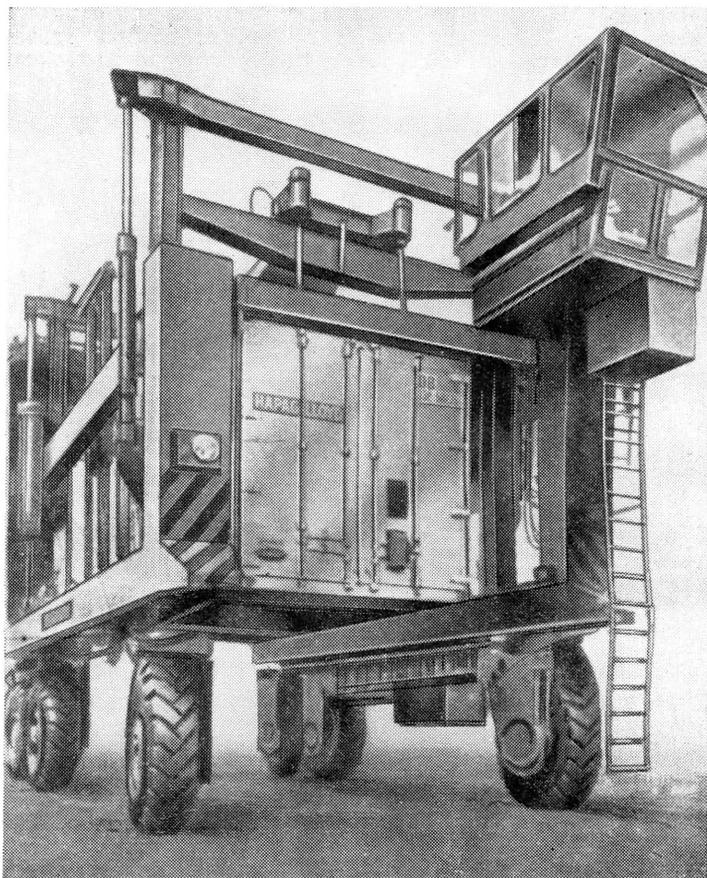


Рис. 23. Трехосный внедорожный автомобиль Демаг для перевозки крупногабаритных грузов

Позднее производство автомобилей освоила еще одна английская фирма — Конвейенсер Форк Трэкс. На автомобилях данной фирмы, получивших название «Шорланд», установлены двухступенчатая главная передача и устройство для отключения задних колес от рулевого управления при длительном движении на дорогах общего пользования. Оригинально у этих автомобилей выполнен привод механизма подъема груза, имеющий один гидроцилиндр.

В 1955 г. в Англии появились порталные автомобили «Шорланд» с электрическими двигателями, питающимися от аккумуляторных батарей. Хотя эти

автомобили широкого распространения не получили, их можно эксплуатировать в закрытых складских помещениях, цехах промышленных предприятий и т. п. местах, где не должно быть отработавших газов, отравляющих воздух и пагубно влияющих на качество пищевых продуктов и различных материалов. Кроме того, такие автомобили более безопасны и в пожарном отношении.

В Бельгии производство порталных автомобилей организовало отделение фирмы Кларк-Росс. В 1957 г. было начато производство порталных автомобилей и японской машиностроительной компанией ТМС (Тово Умпанки Компани Лимитед). Порталные автомобили, изготавливаемые в Бельгии и Японии, практически мало отличаются от автомобилей, выпускаемых фирмой Кларк-Росс в США (рис. 22).

Не отличаются по конструктивно-эксплуатационным параметрам от американских автомобилей фирмы Герлингер и порталные автомобили, выпускаемые в Италии.

Производство порталных автомобилей оригинальной конструкции и большой грузоподъемности (до 30 т), предназначенных для перевозки металла, леса, продуктов химической и целлюлозно-бумажной промышленности, освоила также и шведская фирма Мидквист и Хольм. Автомобили данной фирмы, получившие название «Бофорс», с успехом эксплуатируются во многих европейских странах.

В начале 60-х годов были изготовлены и первые порталные автомобили в ФРГ. В основном это были трехосные автомобили, предназначенные для внутригородских перевозок грузов сечением 1800×2200 мм и длиной до 6,5 м.

В последнее время появилось значительное число типов внедорожных порталных автомобилей для перевозок специальных и крупногабаритных грузов (рис. 23).

Грузоподъемность внедорожных автомобилей достигает 40 т, а высота подъема груза — 2 м.

Производство таких автомобилей-контейнеровозов освоили фирмы Кларк-Росс (США), Мицубиси (Япония), Валмет (Финляндия), Пайнер и Демаг (ФРГ).

Развитие конструкций отечественных автомобилей. В Советском Союзе порталные автомобили впервые появились в 1927 г. и использовались в основном для перевозки пиломатериалов. Это были автомобили американских фирм Росс-Каррьер и Вилламет. С тех пор порталные автомобили поставлялись из США в течение нескольких лет.

Первый отечественный порталный автомобиль грузоподъемностью 7 т был разработан Киевским филиалом Центрального научно-исследовательского института промышленного транспорта (ЦНИИПТ) в 1931—1932 гг. Он мог перевозить грузы сечением 1270×1275 мм и имел скорость движения около 30 км/ч. Однако уровень развития автомобильной промышленности в то время не позволил наладить серийный выпуск этих автомобилей.

С 1934 г. порталные автомобили выпускает Вологодский машиностроительный завод «Северный Коммунар».

Созданные на заводе автомобиль СК-5 грузоподъемностью 5 т и автомобиль СК-7 грузоподъемностью 7 т изготавливались на базе агрегатов и деталей обычных автомобилей Горьковского автозавода. Портальный автомобиль СК-5 мог перевозить грузы шириной 1000 мм и высотой 1200 мм. Применение реверс-редуктора в трансмиссии, небольшой радиус поворота, а также другие качества позволяют отнести эти автомобили к лучшим зарубежным образцам.

В 1936 г. производство порталных автомобилей было передано Соломбальскому машиностроительному заводу, который изготовлял их до 1941 г. Наибольшее распространение получил порталный автомобиль «Соломбалец» 5-С-2 (рис. 24) грузоподъемностью 5 т, в конструкции которого широко использовались агрегаты и детали грузовых автомобилей Московского автомобильного завода. Недостаточные размеры портала, большой вес и отсутствие

закрытой кабины у автомобиля являлись серьезными его недостатками. В связи с этим в 1939—1940 гг. были разработаны новые автомобили «Соломбалец»: модель 5-С-3 с газогенераторной установкой ЗИС-21, размещенной за кабиной, и модель 5-С-5 с бензиновым двигателем ЗИС-5, расположенным перед кабиной. Хотя производство порталных автомобилей на Соломбальском заводе с каждым годом возрастало, масштабы выпуска были совершенно несоиз-

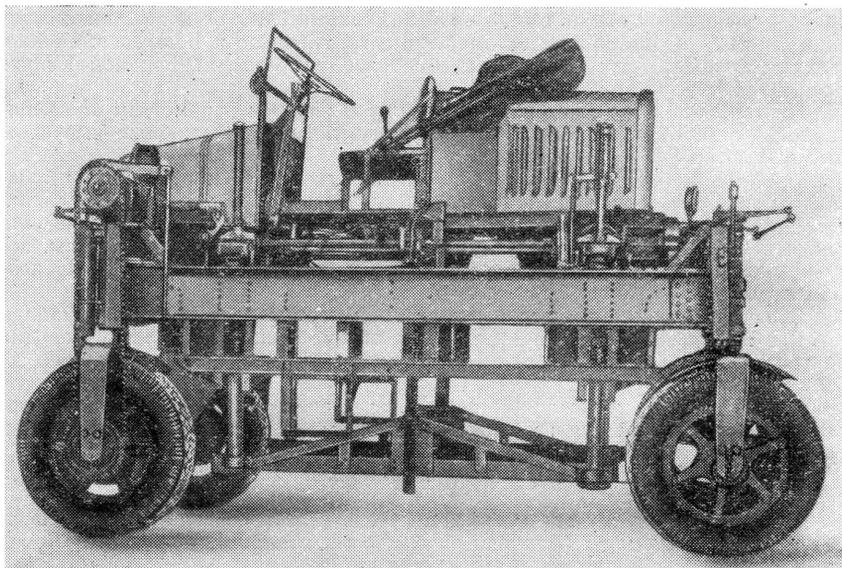


Рис. 24. Автомобиль «Соломбалец» 5-С-2

меримы с потребностями народного хозяйства. Поэтому часть автомобилей ввозилась также из-за границы.

В 1949 г. в СССР начались работы по созданию и освоению производства новой модели порталного автомобиля.

В 1954 г. Соломбальским машиностроительным заводом был освоен автомобиль Т-60 «Комсомолец» грузоподъемностью 5 т и сечением портала 1170×1580 мм.

Проект данного автомобиля, так же как и всех последующих моделей, был разработан в Государственном институте по проектированию новых машин и механизмов для лесозаготовок и сплава (Гипролесмаш) и Центральном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте механизации и энергетики лесной промышленности (ЦНИИМЭ).

Автомобиль Т-60 (см. рис. 4) представлял собой оригинальную конструкцию, в которой были учтены основные особенности наших эксплуатационных условий и впервые применены гидромеханический привод погрузо-разгрузочного устройства, гидроусилитель рулевого управления, рама из элементов закрытого профиля, закрытая утепленная кабина и другие конструктивные решения, которые впоследствии стали широко использоваться и во многих зарубежных автомобилях.

В 1957 г. на базе этого автомобиля была создана модель Т-60М. Несколько позднее Соломбальский машиностроительный завод на базе этой модели

изготовил большую партию автомобилей Т-60У с шириной портала, увеличенной до 1500 мм.

В 1959 г. был разработан и принят к серийному производству автомобиль Т-80 (см. рис. 1). Этот автомобиль при сохранении такой же грузоподъемности, как и у автомобиля Т-60М, и увеличенном до 1250×1750 мм сечении портала имел значительно меньший вес, что в совокупности с более рациональным выбором передаточных чисел трансмиссии позволило установить на автомобиле менее мощный, а следовательно, и более экономичный двигатель.

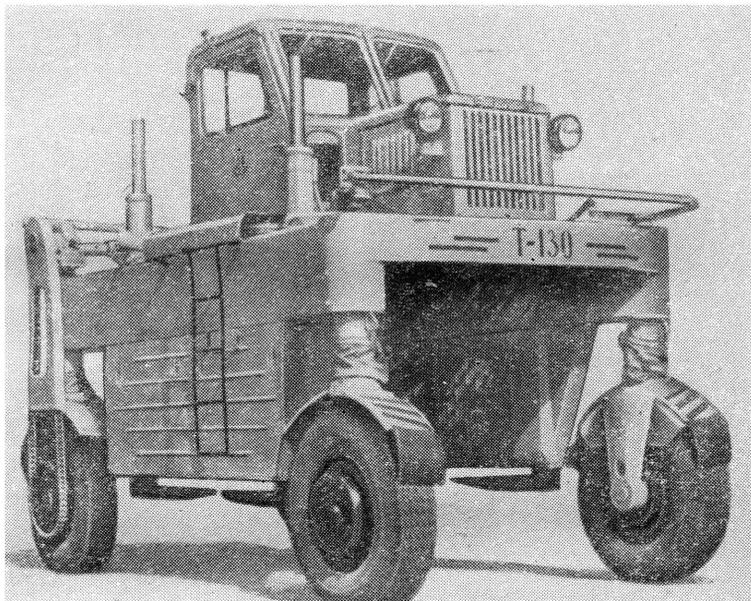


Рис. 25. Автомобиль Т-130

Гидропривод, надежная и простая система синхронизации движения грузоподъемных штанг, хорошая маневренность и обзорность явились отличительными признаками этого автомобиля.

В 1961 г. был создан и успешно прошел испытания отечественный автомобиль Т-110 грузоподъемностью 10 т и с увеличенной до 1950 мм шириной портала (см. рис. 6), а через год был изготовлен автомобиль Т-130 (рис. 25), предназначенный для транспортировки грузов без подставок.

В 1962 г. был разработан проект универсального автомобиля, предназначенного не только для транспортировки грузов, но и для их штабелирования. В 1963 г. Соломбальский машиностроительный завод освоил производство автомобиля Т-140.

В 1964—1965 гг. были созданы две модели Т-80А и Т-150. Первая модель являлась модернизацией модели Т-80 и сохраняла все ее основные эксплуатационные параметры. На автомобиле Т-150 (рис. 26) установлен V-образный карбюраторный двигатель мощностью 115 л. с. и одноместная кабина. Лонжероны рамы автомобиля сварены из гнутых элементов, а поперечины имеют трубчатое сечение. Значительно улучшен доступ ко всем агрегатам и узлам и увеличен срок их службы. В автомобиле Т-150 впервые в отечественной практике двигатель был установлен с правой стороны кабины, что обеспечи-

вало хорошую обзорность пути и груза как при движении вперед и назад, так и при приеме и разгрузке груза.

В 1965 г. на базе серийного автомобиля Т-140 были спроектированы еще две модификации: автомобили А-210 и А-220. Основное отличие автомобиля А-210 от автомобиля Т-140 заключается в погрузочно-разгрузочном устройстве. У автомобиля А-210 оно позволяет опускать груз на 1500 мм ниже плоскости дороги, вследствие чего возможности применения этого автомобиля увеличиваются. Так, например, автомобиль А-210 может быть использован для

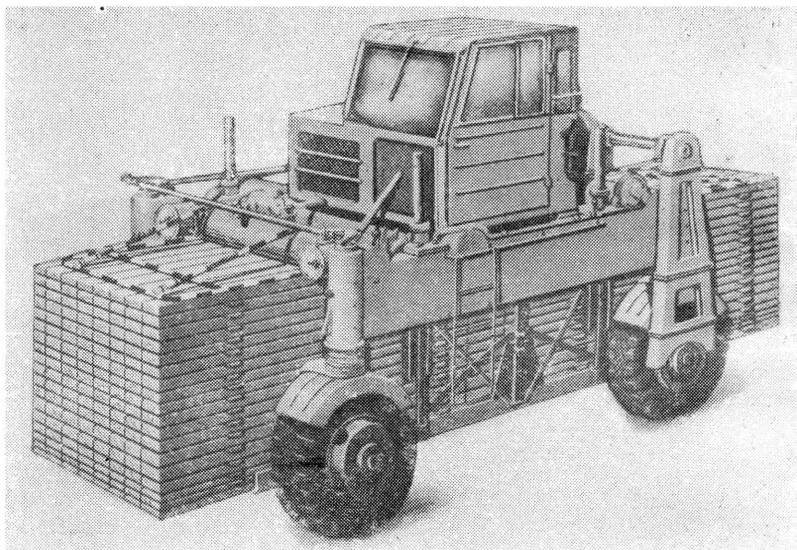


Рис. 26. Автомобиль Т-150

антисептирования пиломатериалов в пакетах, укладки груза в люки складов, размещенных ниже уровня дороги, мойки груза в заглубленных ваннах и т. д.

Отличие портального автомобиля А-220 от портального автомобиля Т-140 заключается только в увеличении сечения портала, что позволяет использовать автомобиль для транспортировки крупногабаритных неделимых грузов.

В настоящее время в Советском Союзе продолжают работы по совершенствованию существующих и созданию новых моделей автомобилей с различными грузоподъемностями и размерами портала, а также ведется подготовка к разработке типажа этих автомобилей. В конструкциях разрабатываемых автомобилей используются агрегаты и узлы новых грузовых автомобилей массового производства.

ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОРТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Конструктивно-эксплуатационные качества портального автомобиля характеризуются параметрами, зависящими от конструктивных особенностей автомобиля и условий его эксплуатации.

ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ АВТОМОБИЛЯ

Габаритные размеры. К габаритным размерам относятся ширина, высота и длина автомобиля без учета длины груза.

К дорожным и внедорожным автомобилям предъявляются различные требования.

На автомобили, работающие на дорогах общего пользования, распространяются все ограничения, регламентированные ГОСТом 9314—59.

Параметры внедорожных автомобилей не ограничиваются требованиями указанного ГОСТа и определяются в зависимости от конкретных дорожных условий или требований технологического процесса предприятия. Требования ГОСТа 9314—59 не распространяются на портальные автомобили, предназначенные для перевозки негабаритных тяжеловесных неделимых грузов.

За пределы габаритов по ширине, установленной для дорожных автомобилей, могут выступать лишь боковые зеркала при условии установки их на откидных кронштейнах, складывающиеся антенны, указатели близости подъезда к бордюру тротуара.

Габаритные размеры портальных автомобилей должны позволять перевозить их по всей сети железных дорог, т. е. они должны вписываться в железнодорожный габарит 1-В (рис. 27). При увеличенных габаритных размерах портальных автомобилей должна быть предусмотрена возможность перевозки их в разобранном виде или, что менее желательно, они должны укладываться в ограничения, установленные для негабаритных грузов наименьшей степени.

В табл. 4 приведены предельные габаритные размеры и вес автомобилей и автопоездов общетранспортного назначения, действующие или рекомендованные в некоторых странах.

Ширина B portalного автомобиля измеряется между двумя вертикальными плоскостями, параллельными продольной оси автомобиля, и касательными к наиболее выступающим боковым деталям portalного автомобиля. У большинства portalных автомобилей наиболее удаленными от продольной оси автомобиля элементами конструкции являются ограждения

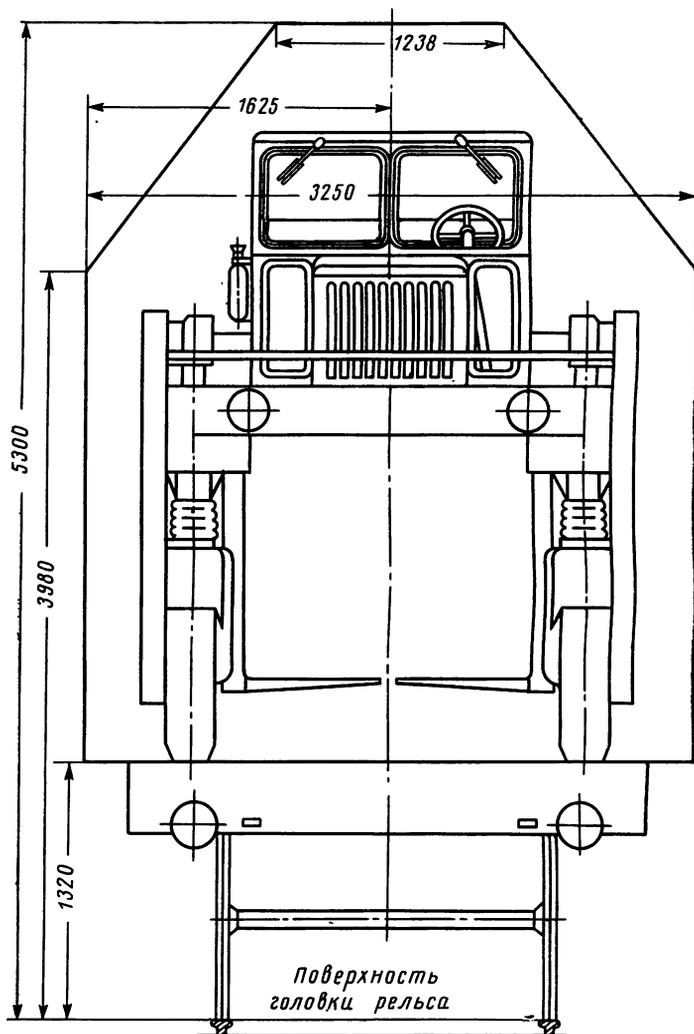


Рис. 27. Схема вписываемости автомобиля Т-130 в железнодорожный габарит 1-В

Таблица 4

**Предельные габаритные размеры и вес автомобилей
и автопоездов общетранспортного назначения**

Страна или международная организация	Ширина в м	Высота в м	Максимальная длина в м		Максимальная нагрузка в т			Максимальный полный вес в т	
			автомоби- ля	автопоез- да ¹	на одну ось	на двух- осную тележку	автомо- биля	автопоез- да ¹	
<i>Принятые параметры</i>									
СССР	2,5	3,8	12	20	10	18	25	40	
США ²	2,44	4,1	10,7	15,3	8,15	14,5	22,65	~ 33	
Канада ³	2,44	4,1	10,7	15,3	8,15	14,5	18,2	31,7	
Франция	2,5	4	11	14	13	21	26	35	
Англия	2,44	4,1	9,14	10,7	9,15	18,3	24,4	24,4	
Австрия	2,4	3,8	11	14	10	16	18	30	
ФРГ	2,5	4	12	15	10	16	22	32	
ГДР	2,5	4	12	14	9	13	24	30	
ЧССР	2,5	4	12	14	9	14,5	26	30,25	
Польша	2,5	4	11	14	8	14,5	21	30	
Венгрия	2,5	4	11	14	8	14,5	20	22	
Румыния	2,75	4	12	—	10	16	24	—	
Испания	2,5	4,4	10	14	12	20	25	27	
Дания	2,5	3,6	12	14	8	14,5	15	—	
Финляндия	2,4	3,8	11	14	8	13	17,5	—	
Италия	2,5	4	11	14	10	14,5	22	32	
Бельгия	2,5	4	12	14	13	20	26	32	
Голландия	2,5	3,8	11	14	10	16	22	50	
Люксембург	2,5	4	12	14	13	20	26	35	
<i>Рекомендуемые параметры</i>									
СЭВ	2,5	3,8	11 ⁴	15	10	18	22	36	
Европейская экономи- ческая комиссия (ЕЭК)	2,5	4,0	12,0	15,0	10	16	22	36	

¹ Автопоезд состоит из седельного тягача и полуприцепа.
² Данные для большинства штатов при эксплуатации по государственным и федеральным дорогам.
³ Данные для большинства провинций.
⁴ Допускается увеличение длины двухосного автобуса до 12 м.

бортовых цепных передач (рис. 28), в некоторых конструкциях — наружные плоскости обтекателей колес (автомобили Т-60, Т-60М) или самих колес (автомобили Росс-70, Герлингер 12RH). Для порталных автомобилей размер допустимой ширины B имеет большое значение, так как он очень сильно влияет на ширину портала. И чем больше грузоподъемность

портального автомобиля, тем труднее обеспечить необходимую ширину портала, ибо с повышением грузоподъемности увеличиваются размеры колес и других элементов ходовой части. Наибольшая ширина транспортных средств, используемых на дорогах общего пользования, допустимая по ГОСТу 9314—59, равна 2,5 м. Это в основном соответствует также тре-

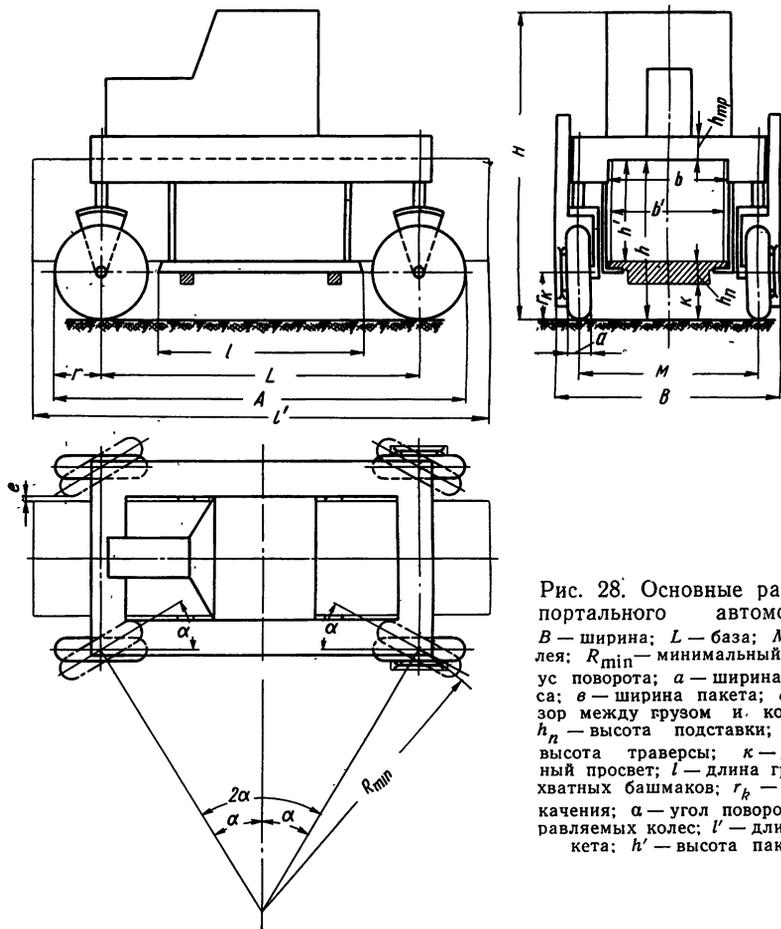


Рис. 28. Основные размеры портального автомобиля: B — ширина; L — база; M — колес; R_{min} — минимальный радиус поворота; a — ширина колеса; b — ширина пакета; e — зазор между грузом и колесом; h_n — высота подставки; h_{mp} — высота траверсы; k — дорожный просвет; l — длина грузозахватных башмаков; r_h — радиус качения; α — угол поворота управляемых колес; l' — длина пакета; h' — высота пакета

бованиям в отношении допустимой ширины, существующим и в других странах.

Следует, однако, отметить, что у автомобилей, автобусов и прицепов ширина при движении увеличивается из-за бокового раскачивания кузова вследствие наличия упругих элементов подвески и шин, причем отклонение верхней части кузова у транспортных средств высотой 3,8 м достигает 75—100 мм на

сторону. У порталных автомобилей подрессоренные элементы практически не имеют бокового раскачивания, если не считать небольших колебаний вследствие неодинаковой деформации шин правой и левой стороны. В связи с этим их ширина может быть несколько увеличена (примерно на 150—200 мм).

Большинство внедорожных порталных автомобилей имеет ширину до 3,5 м (см. табл. 2 и 3).

Эксплуатация порталных автомобилей с шириной более 2,5 м на дорогах общего пользования I, II и III категорий, у которых ширина полосы движения не превышает 3,5 м, затруднена. На этих дорогах порталные автомобили можно эксплуатировать лишь с разрешения соответствующих организаций и после принятия специальных мер (устройство дополнительных разъездов, снижение скорости движения и т. п.).

Между скоростью движения v и необходимой шириной проезжей части дороги B_0 существует следующая зависимость:

$$B_0 = 0,015v + B + 0,3 \text{ м.} \quad (1)$$

Так, при движении по дороге, проезжая часть которой имеет ширину 3,5 м, скорость порталного автомобиля, имеющего ширину $B=2,5$ м, не должна превышать 47 км/ч.

Предусмотренное принятыми в СССР Строительными нормами и правилами (СНиП II-Д. 5—62) для вновь проектируемых дорог I категории увеличение ширины полосы до 7,5 м позволит больше использовать порталные автомобили с шириной свыше 2,5 м.

Одним из важных параметров, характеризующих рациональное использование ширины B автомобиля, может служить коэффициент использования ширины, представляющий собой отношение конструктивной ширины b портала к ширине B автомобиля (см. рис. 28):

$$K_{ш} = \frac{b}{B}. \quad (2)$$

Коэффициент $K_{ш}$ характеризует также и эксплуатационные возможности порталного автомобиля, так как чем ближе его значение к единице, тем не только совершеннее конструкция автомобиля, но и меньше может быть расстояние между отдельными пакетами или контейнерами при расстановке их на погрузочных площадках, складах, товарных дворах и т. д.

Значения коэффициента $K_{ш}$ приведены в табл. 5.

Высота H порталного автомобиля, измеряемая от плоскости опоры до горизонтальной плоскости, касательной к высшей точке автомобиля без нагрузки при нормальном давлении в шинах, складывается в основном из высоты портала и кабины.

Допускаемый размер максимальной высоты на автомобильном транспорте лимитируется не только устойчивостью его

Таблица 5

**Параметры, характеризующие использования ширины
и высоты порталных автомобилей**

Параметры	Т-60М	Т-80А	Валмет III-IV	Лукки 1В-57	Лукки 52	Хайстер М*
Габаритные размеры в мм:						
длина	4540	4480	4565	4500	4656	4450
ширина	2234	2280	2250	2220	2530	2000
высота	3450	3400	3240	3450	3350	3120
Конструктивные размеры портала в мм:						
высота	1580	1750	1565	1750	1750	1600
ширина	1170	1250	1150	1200	1450	1140
Коэффициент использова- ния ширины	0,52	0,55	0,50	0,54	0,57	0,57
Коэффициент использова- ния высоты	0,46	0,52	0,48	0,51	0,52	0,51

Параметры	Шорланд 21*	Т-140	Лукки 102	Лукки 132	Лукки 182	Лукки 232	Лукки 303
Габаритные размеры в мм:							
длина	4580	4480	4700	5220	5350	5970	5970
ширина	2020	2530	2530	2530	2710	2855	3010
высота	3350	3400	3350	3590	3590	3480	3910
Конструктивные размеры портала в мм:							
высота	1650	1750	1750	1930	1930	1780	2150
ширина	1120	1500	1450	1450	1450	1575	1730
Коэффициент использова- ния ширины	0,55	0,59	0,57	0,57	0,54	0,55	0,57
Коэффициент использова- ния высоты	0,49	0,51	0,52	0,54	0,54	0,51	0,55

* Модель с наименьшими размерами портала.

против опрокидывания, но и высотой различных дорожных сооружений. По ГОСТу 9314—59 высота автомобилей не должна превышать 3,8 м.

У большинства порталных автомобилей кабина расположена над рамой, поэтому высота автомобиля увеличивается еще на высоту траверс. Установка кабины над местом размещения груза позволяет лучше использовать длину автомобиля, однако, при этом уменьшаются возможности увеличить высоту груза. Высота кабин составляет 1400—1600 мм, а высота траверс — 200—400 мм и зависит от грузоподъемности автомобиля. Поэтому высота автомобиля определяется главным образом высотой портала.

Стремление уменьшить высоту порталного автомобиля привело к созданию конструкций, в которых кабина расположена в одном из лонжеронов рамы, обычно левом (см. рис. 10). При этом кабина не выходит за габарит автомобиля, что позволяет использовать для размещения сиденья водителя всю ширину лонжерона. При такой компоновке над рамой находится только верхняя часть кабины. Следует, однако, отметить, что порталных автомобилей с такой компоновкой известно пока немного.

Положение о допустимой длине автомобилей и автопоездов не может быть механически перенесено на порталные автомобили. В отличие от обычных автомобилей и автопоездов, у которых длина определяется размерами транспортного средства, длина дорожного порталного автомобиля определяется, как правило, длиной груза.

Собственная длина A автомобиля, измеряемая между крайней передней и задней вертикальными плоскостями, перпендикулярными к продольной оси автомобиля и касательными к наиболее выступающим вперед и назад частям, как правило, не выходит за допустимые для автомобилей пределы (см. табл. 2 и 3).

Наибольшая допустимая длина двухосных грузовых автомобилей, эксплуатация которых разрешена на дорогах общего пользования, по ГОСТу 9314—59 не должна превышать 12 м, а по рекомендации СЭВ — 11 м, причем допускается увеличение длины до 12 м. Аналогичные величины ограничений установлены для длины автомобилей и в других странах.

Собственная длина A порталных автомобилей (4×2) с разными диаметрами ведущих и управляемых колес (см. рис. 15) при отсутствии брызговиков в большинстве случаев определяется расстоянием между наружными точками колес. Поэтому для этих автомобилей справедлива следующая зависимость:

$$A = L + r_n + r_z, \quad (3)$$

где L — база автомобиля в мм;

r_n и r_z — наружные радиусы соответственно переднего и заднего колес в мм.

Для порталных автомобилей (4×2) с одинаковыми размерами колес длина

$$A = L + 2r, \quad (4)$$

где r — наружный радиус колеса в мм.

При установке брызговиков габаритная длина увеличивается на 100—200 мм.

Выражение (4) справедливо также и для трехосных порталных автомобилей с одинаковым расстоянием между осями. Таким образом, длина порталных автомобилей определяется в основном величиной базы, а так как у дорожных автомобилей база не превышает 4 м, длина не выходит за пределы 5,2 м. Следовательно, длина дорожных порталных автомобилей с грузом может быть равна 12 м только при значительных свесах грузов, например в случае перевозки длинномерных грузов.

Однако «Правилами движения по улицам городов, населенных пунктов и дорогам СССР» и аналогичными законодательными требованиями других стран предусмотрено, что величина свеса груза за габариты транспортного средства не должна превышать 2 м. Учитывая это требование, на многие порталные автомобили устанавливают легкоъемные рамки-прижимы и удлиненные грузозахватные башмаки (см. рис. 6 и 26). Они позволяют без значительного увеличения веса автомобиля уменьшить величину свесов до необходимых пределов и, увеличив опорную поверхность груза, прижать его на большей длине. Аналогичное устройство с дополнительными прижимами установлено и на порталном автомобиле Герлингер, предназначенном для перевозки легковесных грузов. Такие устройства не только уменьшают свесы груза, но и обеспечивают лучшую его сохранность при транспортировке. Поэтому их целесообразно использовать при перевозках неувязанных тонких длинномерных грузов, небольших по размерам тарно-штучных грузов и т. п. Рамки-прижимы, удлиненные грузозахватные башмаки и т. п. оборудование, хотя и не является стандартным, но проектируется и устанавливается в зависимости от особенностей груза, поэтому его следует учитывать при определении собственной длины порталного автомобиля и величины свеса груза.

Для внедорожных порталных автомобилей (4×2 и 6×2), у которых силовой агрегат и рабочее место водителя расположены в пределах базы, также справедлива формула (4). Собственная длина таких автомобилей также не превышает 5,2 м и не является тем параметром, который ограничивает использование этих автомобилей даже на дорогах общего пользования.

База. База L порталного автомобиля определяется расстоянием между осями передних и задних колес. У обычных автомобилей повышение грузоподъемности, а особенно грузоместимости, влечет за собой, как правило, и увеличение базы. У порталных автомобилей эта зависимость сказывается в меньшей степени. У порталных автомобилей с четырьмя управляемыми колесами значения базы колеблются в пределах 3400—4000 мм, а у автомобилей с двумя управляемыми колесами — в пределах 2700—3000 мм (см. табл. 2 и 3). Стабильность зна-

чений базы для каждой из групп указанных автомобилей объясняется стремлением иметь при выбранной схеме компоновки минимально возможный радиус поворота, а следовательно, и ширину проезда, так как база и радиус поворота автомобиля связаны между собой следующими зависимостями:

у автомобиля с четырьмя управляемыми колесами (при условии совпадения следов передних и задних колес, см. рис. 28)

$$R_{\min} = \frac{L}{2 \sin \alpha},$$

у автомобиля с двумя управляемыми колесами

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \alpha}, \quad (5)$$

где α — максимальный угол поворота колес в град.

Существенное влияние на величину базы портального автомобиля оказывает характер и длина груза. Поскольку основная масса таких длинномерных грузов, как стальной прокат, пиломатериалы, железобетонные строительные детали и т. п. имеет длину, не превышающую 7 м, приведенные выше размеры базы портальных автомобилей позволяют при минимальной длине грузозахватных башмаков и небольших расстояниях между вилочными подхватами обеспечить надежное удержание грузов. Кроме того, размеры грузозахватных башмаков, которые можно применять при указанных выше величинах базы, дают возможность перевозить этими автомобилями и другие грузы (ящики, контейнеры, емкости и т. п.).

Колея. Под колеей M портальных автомобилей понимают расстояние между средними продольными плоскостями передних и задних колес. У портальных автомобилей применяются односкатные колеса, поэтому колея передних и задних колес у них всегда одинаковая.

Колея портального автомобиля определяется шириной груза (пакета или контейнера), радиусом и углом поворота управляемых колес, реже поперечной устойчивостью автомобиля. У большинства портальных автомобилей угол поворота колес ограничивается грузом: при повороте колеса не должны касаться боковых поверхностей груза (пакета или контейнера). Пользуясь схемой, приведенной на рис. 28, можно написать следующую зависимость колеи M от указанных параметров для автомобилей со всеми управляемыми колесами:

$$M = \left[\left(r + \frac{a}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) 2 \sin \alpha + b' \right], \quad (6)$$

где r — наружный радиус колеса в мм;

a — ширина шины колеса в мм;

α — максимальный угол поворота колеса в град;

b' — ширина груза в мм.

Полагая в выражении (6) справедливое для большинства порталных автомобилей значение угла $\alpha=30^\circ$, получим

$$M = 0,5 (r + 1,14a) + b'. \quad (7)$$

Размеры портала. Портал характеризуют конструктивные и полезные размеры.

Конструктивные размеры портала определяются только устройством порталного автомобиля и являются постоянными для каждой модели. К ним относятся конструктивные ширина b (рис. 28), высота h и длина l .

Конструктивная ширина — расстояние между внутренними боковыми вертикальными стенками лонжеронов рамы; конструктивная высота — расстояние от поверхности дороги до нижней плоскости траверсы рамы у автомобиля с нижним расположением грузозахватных устройств или до нижней плоскости грузозахватной рамки у автомобилей-контейнеровозов, замеренное у ненагруженного автомобиля. Конструктивная длина портала принимается равной длине грузозахватных башмаков или расстоянию между наружными кромками поворотных горизонтальных вилочных подхватов. У автомобилей-контейнеровозов конструктивная длина портала равна длине грузозахватной рамки. Таким образом, конструктивная длина портала принимается равной длине груза, проходящейся на зону расположения грузозахватных устройств.

Большинство порталных автомобилей оснащается грузозахватными башмаками, которые при наезде на груз и при его оставлении отклоняются в стороны от транспортного (вертикального) положения. В связи с этим их полная длина l принимается такой, чтобы колеса порталного автомобиля не мешали отклонению башмаков, т. е.

$$l = L - (2r + 100) \text{ мм.} \quad (8)$$

У порталных автомобилей, предназначенных для перевозки тонких длинномерных грузов, длину грузозахватных башмаков увеличивают (для поддержания груза на большой длине) до величины

$$l = L + (2r + 150) \text{ мм.} \quad (9)$$

Удлинение грузозахватных башмаков позволяет расширить номенклатуру грузов, перевозимых порталными автомобилями. Однако при этом уменьшается угол поворота колес вследствие их упора в грузозахватные башмаки и ухудшается наезд на груз в связи с тем, что отклонение грузозахватных башмаков в стороны ограничивается упором их в боковины шин колес.

У порталных автомобилей, снабженных погрузочно-разгрузочным устройством без механизма разжима, длина грузозахватных башмаков, как правило, равна длине рамы шасси.

Расстояние l между осями передних и задних поворотных горизонтальных вилочных подхватов выбирается наибольшим и лимитируется только базой автомобиля:

$$l = L - (2r + 350) \text{ мм.} \quad (10)$$

Для размещения горизонтальных вилочных подхватов под лонжеронами рамы в момент наезда на груз и обеспечения возможности поворота подхватов минимальное расстояние между осями поворотных штанг должно быть равно сумме длины двух подхватов и величины зазора между ними, равного ширине подхвата. Следует отметить, что при установке погрузочно-разгрузочного устройства такого типа жесткость оснований поддонов, контейнеров и т. п. должна быть увеличена.

Длина грузозахватной рамки у порталных автомобильных контейнеровозов принимается равной длине контейнера; обычно она на 1000—1400 мм превышает наружную длину рамы шасси.

К полезным размерам портала относятся размеры, определяющие его объем, который может быть использован для непосредственного размещения груза. Эти размеры не являются стабильными и могут изменяться в зависимости от конструкции погрузочно-разгрузочного устройства, высоты подпакетных подставок, условий эксплуатации и вида перевозимого груза. Большое влияние на полезные размеры портала оказывают качество дороги, удобство подъезда к грузу, его длина, видимость, расположение и укладка. Так, например, установлено, что при перевозках грузов в контейнерах полезная ширина портала может быть принята большей, чем при перевозках штучных грузов, уложенных на подставках. При транспортировке длинномерных грузов полезная ширина уменьшается, вследствие того что наезд на них более затруднителен, чем на грузы, длина которых равна или меньше длины автомобиля.

Анализ конструкций отечественных и зарубежных автомобилей и опыт их эксплуатации дают основание считать, что конструктивная ширина портала должна превышать полезную ширину портала не менее чем на 100 мм у автомобилей с раздвигающимися в стороны грузозахватными башмаками и автомобилей-контейнеровозов и не менее чем на 125—130 мм у автомобилей с нераздвигающимися в стороны башмаками или вилочными подхватами. Уменьшение этой величины приводит к сокращению зазора между грузом и внутренними стенками портала, затрудняет наезд на груз, а возрастание — к увеличению ширины автомобиля или, при заданной ширине, к снижению грузместимости.

Получение наибольшей конструктивной ширины портала при заданной ширине автомобиля представляет большие трудности. Следует отметить, что часть ширины у порталных автомобилей занята конструктивными элементами, т. е. используется хуже, чем у обычных грузовых автомобилей, у которых ширина может быть почти полностью заполнена грузом.

Полезная высота портала зависит от высоты груза и подпакетных подставок, поддонов, основания контейнера и т. п. элементов, на которые укладывается груз. Она должна быть по возможности минимальной. Высота подставок определяется характером и весом груза, конструкцией грузозахватных устройств, количеством подставок, материалом, из которого они изготовлены, и т. д. Для порталных автомобилей-контейнеровозов с верхней грузозахватной рамкой подставки под контейнер не нужны.

В среднем при определении полезной высоты портала для автомобилей с грузозахватными башмаками или вилочными подхватами общую высоту подставок следует принимать равной 150 мм, а высоту опор или основания, которым подставка, поддон или контейнер опираются на дорогу, для свободного захода грузозахватных элементов под подставку, — не менее 75 мм.

Полезная длина портала равна длине груза, которая во многом зависит от типа и конструкции грузозахватного устройства, способов укладки груза и его характера. Следует отметить, что во многих случаях полезная длина портала в 1,5—2,0 раза и более превышает конструктивную длину за счет переднего и заднего свесов груза.

ВЕСОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Одним из параметров, характеризующих совершенство конструкции и технический уровень порталного автомобиля, является снаряженный вес. Снаряженный вес порталного автомобиля относится к основным конструктивным параметрам, которые устанавливаются перед началом проектирования и включаются в эксплуатационно-техническую характеристику. Однако большое значение имеет не только абсолютная величина снаряженного веса, но и его соотношение с другими параметрами, в основном с грузоподъемностью. Оценку веса автомобиля принято производить по коэффициенту снаряженного веса автомобиля (коэффициенту тары):

$$\gamma = \frac{G_0}{G_e}, \quad (11)$$

где G_0 — снаряженный вес в т;
 G_e — грузоподъемность в т.

Таблица 6

Коэффициент снаряженного веса порталных автомобилей

Параметры	Т-60М	Т-80А	Валмет III-IV	Лукки 1В-57	Лукки 52	Хайстер М*	
Грузоподъемность в т . .	5	5	5	5	5	5,5	
Снаряженный вес в т . .	6	5,3	5,6	5,5	5,7	4,45	
Коэффициент снаряженного веса автомобиля .	1,2	1,05	1,12	1,1	1,14	0,81	
Параметры	Шорланд 21*	Т-140	Лукки 102	Лукки 132	Лукки 182	Лукки 232	Лукки 303
Грузоподъемность в т . .	6	7	10	13,5	18	23	30
Снаряженный вес в т . .	5,2	5,63	6,6	6,9	8,5	14	16,5
Коэффициент снаряженного веса автомобиля .	0,87	0,81	0,66	0,51	0,47	0,61	0,55

* Модель с наименьшими размерами портала в данной серии.

В табл. 6 приведены значения коэффициента γ для различных порталных автомобилей.

Из табл. 6 видно, что по мере повышения грузоподъемности порталного автомобиля значение γ уменьшается, причем между повышением грузоподъемности и снаряженным весом автомобиля нет прямой зависимости. Значения коэффициента γ у порталных автомобилей несколько ниже, чем у обычных грузовых автомобилей соответствующей грузоподъемности, что сохранится, очевидно, и в будущем, хотя в соответствии с рекомендациями СЭВ величина γ будет снижена до 0,7 у перспективных моделей грузовых автомобилей грузоподъемностью 5 т и до 0,65 у автомобилей грузоподъемностью 8 т и более.

Приведенные в табл. 6 показатели, конечно, нельзя считать предельными. Дальнейшее совершенствование порталных автомобилей, расширение применения в их конструкции легких сплавов и пластмасс позволит снизить вес автомобилей, а следовательно, и коэффициент γ и повысить грузоподъемность.

Данные табл. 6 свидетельствуют также и о том, что значения коэффициента снаряженного веса у отечественных порталных автомобилей различных грузоподъемностей сравнительно высокие.

Полный вес также относится к числу основных параметров порталного автомобиля, поскольку определяет требуемую мощность двигателя и в совокупности с осевым весом характеризует воздействие автомобиля на дорогу. Осевой вес яв-

ляется одним из основных параметров и при компоновке порталного автомобиля.

Регламентация осевых нагрузок на дорогах СССР предусмотрена ГОСТом 9314—59. Согласно этому ГОСТу большинство дорожных порталных автомобилей должно быть отнесено к группе А, к которой принадлежат автомобили, предназначенные для эксплуатации на дорогах I и II категорий с усовершенствованными покрытиями капитального типа, а также на автомобильных дорогах других категорий и городских улицах, проезжая часть которых рассчитана на эксплуатацию автомобилей этой группы.

У двухосных порталных автомобилей с величиной базы 3 м и более, отнесенных к группе А, осевая нагрузка и полный вес не должны превышать соответственно 10,0 т и 17,5 т.

Исходя из специфики эксплуатации автобусов группы А, преимущественно в городских условиях на дорогах с покрытием капитального типа, стандартом допускается увеличение их осевой нагрузки до 11,5 т. Если на порталные автомобили, также используемые в основном на благоустроенных дорогах в городских условиях или в пригородах, распространить допущения, принятые для автобусов, то полный вес двухосного порталного автомобиля может быть увеличен до 20 т и, следовательно, повышена его грузоподъемность.

На дорогах III категории с усовершенствованным покрытием допустима эксплуатация только таких автомобилей, у которых нагрузка на оси не превышает 6 т при полном весе 10,5 т. Очевидно, что для порталных автомобилей, отнесенных к этой группе, следует принять такое же допущение, что и для автобусов группы Б, предназначенных для эксплуатации в городских условиях, повысив допустимую осевую нагрузку до 7 т и соответственно увеличив полный вес до 12 т.

В табл. 7 приведены сведения о распределении полного веса порталного автомобиля по осям и колесам (при равномерном распределении нагрузки). Из данных табл. 7 видно, что в весовые ограничения для дорог III категории с учетом допущений, принятых для автобусов, могут укладываться только двухосные порталные автомобили грузоподъемностью не более 7 т. Что же касается дорог I и II категорий, то на них, учитывая это же допущение, могут эксплуатироваться двухосные порталные автомобили грузоподъемностью не более 12 т.

Установка односкатных колес вызывает необходимость более строгого распределения полного веса автомобиля по осям. Анализ выполненных конструкций двухосных автомобилей 4×2 с одинаковыми размерами шин и результаты взвешивания нескольких моделей показали, что на переднюю ось приходится 45—50% полного веса, а на заднюю 50—55%. При допустимом

Таблица 2

Распределение полного веса порталных автомобилей по осям и колесам
(при равномерном распределении нагрузки)

Параметры	Т-60М	Т-80	Т-80А	Валмет III—IV	Лужки IB-57	Хайстер М	Шорланд 21	Т-130
Грузоподъемность в т	5	5	5	5	5	5,5	6	7
Снаряженный вес в т	6	5,3	5,26	5,6	5,5	4,45	5,2	5,86
Полный вес в кг	11500	10450	10410	10750	10650	10025	11275	13010
Полный вес в кг, приходящийся на колеса передней оси:								
левое	5570	5205	5170	5280	5275	4915	5560	6435
правое	2770	2600	2552	2628	2645	2440	2740	3250
Полный вес в кг, приходящийся на колеса задней оси:								
левое	2800	2605	2618	2652	2630	2475	2820	3185
правое	5580	5245	5240	5470	5375	5110	5715	6575
Полный вес в кг, приходящийся на колеса передней оси:								
левое	2780	2632	2645	2793	2752	2580	2907	3256
правое	2800	2613	2595	2677	2623	2530	2808	3319

Примечание. В таблице приведены снаряженные веса автомобилей с наименьшими размерами портала для данной серии автомобилей.

Продолжение табл. 7

Параметры	Т-140	Р. С. Л.	Т-110	Лужки I 02	Кларк- Росс S-93	Кларк- Росс S-95	Валмет 232	Бюфорс
Грузоподъемность в т	7	7	10	10	13,5	18	23	27,5
Снаряженный вес в т	5,63	4,2	8	6,6	6,85	8,45	14	15
Полный вес в кг	12 780	11 275	18 150	16 675	20 425	26 525	37 075	42 575
Полный вес в кг, приходящийся на ко- леса передней оси:	6340	5505	8875	8340	10 010	13 240	18 440	21 090
левое	3192	2755	4382	4124	4905	6642	9270	10 495
правое	3148	2750	4493	4216	5105	6598	9170	10 595
Полный вес в кг, приходящийся на коле- са задней оси:	6440	5770	9275	8335	10 415	13 285	18 635	21 485
левое	3249	2890	4693	4170	5310	6745	9370	10 790
правое	3191	2880	4582	4165	5105	6540	9265	10 695

Примечание. В таблице приведены снаряженные веса автомобилей с наименьшими размерами поргала для данной серии автомобилей.

полном весе 17,5 т максимальный осевой вес будет составлять 9600 кг, а при полном весе 10,5 т — не более 5800 кг, что нужно учитывать при компоновке автомобиля. Если же учесть допущения, которые приняты для автобусов, то при полном весе двухосного автомобиля около 20 т и указанном выше распределении его по осям максимальный осевой вес у автомобилей группы А не превысит 11 000 кг, а у автомобилей группы Б — 6600 кг.

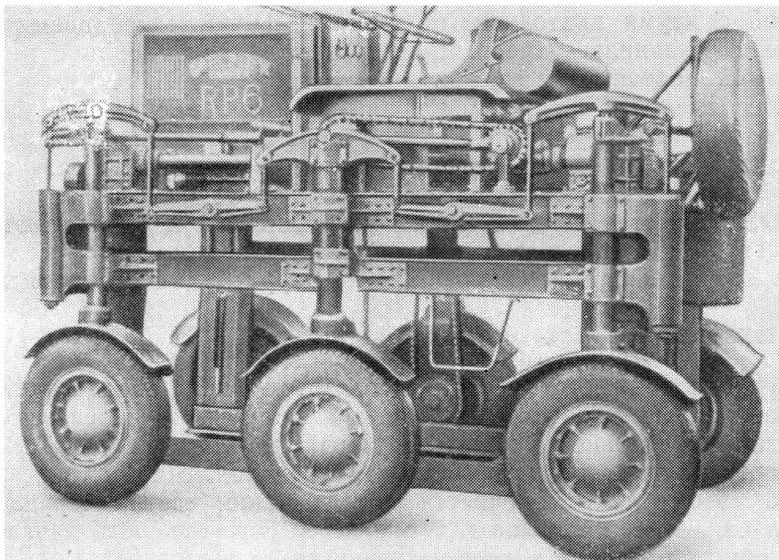


Рис. 29. Трехосный автомобиль Герлингер RP6

У порталных автомобилей с базой менее 3 м осевой вес согласно ГОСТу 9314—59 должен быть соответственно уменьшен: для автомобилей группы А до 9,0 т, группы Б — до 5,5 т. Максимальные допустимые по ГОСТу 9314—59 осевые нагрузки меньше нагрузок, рекомендованных Советом Экономической Взаимопомощи (СЭВ). В соответствии с рекомендациями СЭВ при расстоянии между сближенными осями не менее 2 м нагрузка на наиболее нагруженную ось может быть принята для группы А 10 т; группы Б — 6 т.

В настоящее время в некоторых странах (Англия, Франция, ФРГ, Италия) весовые и габаритные параметры автотранспортных средств пересматриваются в сторону увеличения, что позволит соответственно повысить грузоподъемность автомобилей, предназначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования.

Регламентация осевых нагрузок вызывает в отдельных случаях необходимость повышения грузоподъемности автомобилей путем увеличения количества опорных осей и снижения собственного веса. В связи с этим еще в середине 30-х годов были созданы трехосные порталные автомобили со средними ведущими и крайними управляемыми колесами (рис. 29), у которых расстояние между ведущей осью и осями передних и задних управляемых колес было принято одинаковым. При этом колеса каждой стороны объединены балансирной системой с двумя винтовыми пружинами. В последнее время за рубежом появились трехосные порталные автомобили с независимой подвеской всех колес (автомобиль VDI/AWF).

Весовые параметры внедорожных автомобилей могут быть самыми различными и определяются в основном их назначением и конструкцией. Поскольку полный вес и осевая нагрузка для этих автомобилей в законодательном порядке не установлены, они могут быть значительно увеличены и определяются в зависимости от состояния дорог, мостов и других искусственных сооружений, расположенных на территориях предприятий.

ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ И ГРУЗОВМЕСТИМОСТЬ

Грузоподъемность порталного автомобиля определяют и ограничивают два условия эксплуатации: вес перевозимого груза и предельно допустимая осевая нагрузка на дороги, по которым осуществляют перевозки. Грузоподъемность порталного автомобиля назначается при создании его конструкции. Она оказывает основное влияние на выбор мощности двигателя, общих размеров и веса автомобиля, размеров основных его деталей, узлов, агрегатов, обеспечивающих прочность конструкции. Грузоподъемность является также основным параметром при разработке типажа порталных автомобилей.

Грузовместимость порталного автомобиля зависит от размеров и формы перевозимого груза и ограничивается грузоподъемностью и габаритными размерами автомобиля. Грузовместимость не зависит от компоновки порталного автомобиля, так как двигатель и почти все агрегаты трансмиссии, управления, системы питания, торможения, рабочее место и т. д. расположены над грузом. Поэтому для размещения груза используется вся длина автомобиля. Ширина и высота груза полностью зависят от конструктивной ширины b и высоты h портала (см. рис. 28). Поэтому в эксплуатационно-технических характеристиках порталных автомобилей грузовместимость указывается только конструктивными размерами сечения портала. Фактическая грузовместимость V_2 порталного автомобиля представляет собою максимальный объем перевозимого груза без учета подставок, который складывается из объема

Основные эксплуатационно-технические данные некоторых моделей порталных автомобилей Кларк-Росс

Таблица 8

Параметры	Серия 70						Серия 80									
	5445	5451	5457	6045	6051	6057	6645	6651	6657	6044	6050	6056	6644	6650	6656	
Грузоподъемность в т	4, 5															
Снаряженный вес в т	3, 16 3, 2 3, 25 3, 2 3, 25 3, 3 3, 3 3, 35 3, 4															
Габаритные размеры в мм:																
длина	3300															
ширина	1880	2040	2180	1880	2040	2180	1880	2040	2180	1980	2080	2280	1980	2080	2280	
высота	2750		2900												3070	3240
База в мм	1930															
Конструктивные размеры портала в мм:																
ширина	1140	1300	1450	1140	1300	1450	1140	1300	1450	1120	1270	1420	1120	1270	1420	
высота	1370		1525												1675	
Максимальная скорость движения в км/ч	40															
Число управляемых колес	2 (задние)															
Размеры шин в дюймах:																
передних	9, 00—20															
задних	7, 50—15															
Мощность двигателя в л. с.	65															

Параметры	Серия 91				Серия 92				Серия 99									
	6144	6156	6544	6556	6568	7056	7062	7068	7076	7080	9186	9198	9886	9898	10998	108110	14498	15686
Грузоподъемность в т	9				13,5				18									
Снаряженный вес в т	5,1 5,15 5,45 5,58 5,68				5,7 5,75 5,85 5,95 6				9,7 9,8 9,9 9,95 10,1 10,2 10,8 10,9 11									
Габаритные размеры в мм:																		
длина	4750								5100									
ширина	1980 2280 2040 2320 2650 2320 2500 2650 2860 2950				3500 3780 3500 3780				4100 3780 3500 4100									
высота	3200				3300				4220				4400 4650 5550 5900					
База в мм	3650								3670									
Конструктивные размеры портала в мм:																		
ширина	1120 1420 1120 1420 1730 1420 1570 1730 1930 2030				2180 2500 2180 2500				2800 2500 2180 2800									
высота	1550				1650				2300				2500 2760 3660 3950					
Максимальная скорость движения в км/ч	65				1780				40									
Число управляемых колес	4								4									
Размеры шин в дюймах:																		
передних	9,00—20				10,00—20				11,00—20									
задних	9,00—20				10,00—20				11,00—20									
Мощность двигателя в л. с.	110				140				140									

груза V_n , размещенного под автомобилем, и объемов свешивающихся вперед и назад частей груза V_c и V_d , которые могут быть самыми различными и зависят от вида груза, его прочности, конструкции и расположения грузозахватных устройств, а также от конструкции, прочности и размеров подпакетных подставок, поддонов, контейнеров и т. д. При отсутствии свесов груза объемы V_c и V_n равны. В связи с этим фактическую грузоподъемность портального автомобиля можно определить только для каждого конкретного случая, имея полную характеристику груза. Специализация портальных автомобилей на перевозках массовых грузов одного вида или группы однородных грузов определенных размеров, формы и веса вызывает необходимость в строгом согласовании их грузоподъемности и грузоподъемности. Поэтому портальные автомобили одной и той же грузоподъемности, как правило, выпускаются с различными размерами сечения портала, причем дорожные и внедорожные автомобили составляют обычно единую серию. Это позволяет выбирать из каждой серии такие модели, которые наиболее целесообразны для данного вида груза и дорожных условий.

В качестве примера в табл. 8 приведен типаж портальных автомобилей, изготавливаемых фирмой Кларк-Росс, состоящий из 5 серий, объединяющих автомобили грузоподъемностью 4,5—18 т.

Так как портальные автомобили одной и той же грузоподъемности могут иметь различные размеры сечения портала, то транспортные возможности их неодинаковы.

Приспособленность портального автомобиля для перевозки различных грузов может быть оценена коэффициентом использования поперечного сечения портала γ_s , представляющим собой отношение поперечного сечения портала к максимальной грузоподъемности:

$$\gamma_s = \frac{hb}{G_e} \text{ м}^2/\text{т}. \quad (12)$$

Очевидно, что чем выше коэффициент γ_s , тем больше приспособлен автомобиль для перевозки различных по характеру (в основном объемному весу) грузов. Чем меньше объемный вес груза, тем больше должен быть коэффициент γ_s .

Значения коэффициента γ_s для некоторых моделей автомобилей приведены в табл. 9.

Степень использования грузоподъемности портальных автомобилей при перевозках определенного вида пакетов или контейнеров зависит от того, насколько согласуются их размеры и вес с размерами портала и грузоподъемностью автомобиля.

Для определения соответствия грузоподъемности и грузоподъемности автомобиля при транспортировке определенного

Таблица 9

Параметры, характеризующие грузоподъемность и приспособленность порталных автомобилей для транспортировки различных грузов

Параметры	Т-60М	Т-80А	Валмет III—IV	Лукки 1В-58	Т-140 Т-140А	Т-110
Грузоподъемность в т	5	5	5	5	7	10
Конструктивные размеры портала в мм:						
ширина	1170	1250	1170	1200	1500	1950
высота	1580	1750	1580	1750	1750	1750
длина	2250	2040	2300	2360	<u>2050</u>	<u>2450¹</u>
					4500	4730 ¹
Длина рамы автомобиля по наруж- ным траверсам в мм	4010	3900	3230	3630	4000	4310
Размеры пакета в мм:						
ширина	1000	1150	1000	1050	1300	1800
высота	1200	1300	1200	1300	1300	1300
Коэффициент использования сече- ния портала в м ² /т	0,37	0,44	0,38	0,42	0,38	0,34
Коэффициент использования грузо- подъемности при транспорти- ровке:						
пиломатериалов в пакетах ² :						
плотных	1,04	1,29	1,04	1,08	1,04	1,01
речных	0,81	1,60	0,81	0,99	0,97	0,79
кирпича на поддонах ($\rho = 0,87$; $\mu = 1,5$)	0,70	0,80	0,72	0,80	0,65	0,75
гравия в открытом контейнере ($\rho = 0,94$; $\mu = 1,6$)	0,81	0,91	0,83	0,92	0,75	0,86
жидкости в цистернах ³ ($\rho = 1,0$; $\mu = 0,65$)	0,35	0,40	0,36	0,40	0,32	0,37

Примечание. Длина пакета принимается равной длине рамы по наружным траверсам.

¹ В числителе указана длина без рамок-прижимов и удлиненных грузозахватных башмаков; в знаменателе — с рамками-прижимами и удлиненными башмаками.
² Длина груза равна 6,5 м.
³ Без учета веса цистерн.

груза, а также для сравнительной оценки различных моделей автомобилей служит коэффициент использования грузоподъемности portalного автомобиля γ_G , показывающий, какая часть грузоподъемности используется при перевозках данного груза. Этот коэффициент определяется отношением веса пакета груза максимального объема или контейнера к грузоподъемности автомобиля.

При перевозках пакетов

$$\gamma_G = \frac{l'b'h'\mu\rho}{G_e}, \quad (13)$$

где l' , b' и h' — соответственно длина, ширина и высота пакета в m ;

μ — объемный вес груза в t/m^3 ;

ρ — коэффициент полноты пакета груза.

Коэффициент ρ характеризует плотность укладки груза и представляет собой отношение фактического суммарного объема отдельных единиц груза, уложенных в пакет, к объему пакета, определяемому его наибольшими наружными размерами.

При перевозках контейнеров и неделимых грузов

$$\gamma_G = \frac{G_{zp}}{G_e}, \quad (14)$$

где G_{zp} — вес груза.

Значения коэффициента γ_G для некоторых отечественных и зарубежных порталных автомобилей, полученные для различных видов груза, приведены в табл. 9.

Наиболее целесообразно для перевозки определенного груза использовать тот порталный автомобиль, у которого коэффициент γ_G при заданных параметрах груза будет равен или близок к единице. Очевидно также, что при перевозках штучных грузов их размеры должны быть кратны конструктивным размерам сечения портала, так как в противном случае портал не будет полностью использован.

При создании серии порталных автомобилей размеры сечений основных элементов рамы определяются для автомобилей с наибольшими конструктивными размерами портала (высоты и ширины), входящих в данную серию. Поэтому уменьшение высоты портала (достигаемое в основном сокращением длины направляющих подвески) и его ширины (получаемое укорочением траверс), которые необходимы при проектировании остальных автомобилей, составляющих одну серию, положительно влияет на прочность рамы.

При уменьшении длины направляющих элементов подвески и укорочении траверс несколько снижается сухой вес автомобиля. В табл. 10 приведены данные о влиянии ширины портала на сухой вес автомобилей, входящих в одну серию, из анализа которых можно прийти к заключению, что сухой вес определенной модели мало (1—6%) изменяется с уменьшением или увеличением ее ширины. Вследствие этого на базе основной модели можно создавать серию автомобилей, предназначенных для перевозки различных грузов, не изменяя большинства агрегатов и механизмов автомобиля (двигатель, коробка передач, карданные передачи, механизмы рулевого управления и т. д.).

Объединение в одной серии автомобилей одинаковой грузоподъемности, но с различными размерами портала приводит к относительному увеличению веса автомобилей с меньшими

Влияние ширины портала на сухой вес порталных автомобилей, входящих в одну серию

Наименование	Валмет		Шорланд 20			Валмет							
	1В	2В	4266	4866	5466	51	52	132	133	303	304		
Грузоподъемность в т	5		9			5					13,5		30
Конструктивная высота портала <i>h</i> в мм	1750		1675			1750					1930		2150
Конструктивная ширина портала в мм	1200	1450	1120	1270	1420	1200	1450	1450	1700	1730	2150		
Сухой вес в т	5,3	5,4	5,27	5,37	5,47	5,21	5,51	6,68	6,98	16,27	17,27		
Увеличение ширины портала в мм для двух смежных моделей одной серии .	250		150			250					250		420
Увеличение сухого веса в кг для двух смежных моделей одной серии	100		100			300					300		1000

Продолжение табл. 10

Наименование	Герлингер SMH			Герлингер M-20			Кларк-Росс					
	6045	6057	6645	6657	7051	7057	7060	6044	6050	6056	7250	7256
Модель												
Грузоподъемность в т	6,3			9			9					
Конструктивная высота портала <i>h</i> в мм	1520		1670		1780			1525			1830	
Конструктивная ширина портала в мм	1140	1450	1140	1450	1290	1450	1670	1120	1270	1420	1270	1420
Сухой вес в т	4,28	4,75	4,31	4,78	5,12	5,27	5,45	4,05	4,10	4,20	4,33	4,42
Увеличение ширины портала в мм для двух смежных моделей одной се- рии	310			160; 220			150					
Увеличение сухого веса в кг для двух смежных моделей одной серии	470			150; 180			50; 100					

сечениями порталов, входящих в данную серию. Однако, поскольку масштабы производства порталных автомобилей сравнительно небольшие, унификация их основных элементов является более существенным фактором, чем незначительное увеличение веса. Поэтому такой метод проектирования является вполне оправданным, тем более, что в одну серию, как правило, включаются автомобили с небольшой разницей в размерах портала. Исключение составляют только внедорожные автомобили грузоподъемностью более 20 т, используемые для перевозки крупногабаритных контейнеров и изготавливаемые небольшими партиями.

ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА

Дорожные порталные автомобили эксплуатируют в городских и пригородных условиях, которые характеризуются относительно короткими расстояниями перевозок (в среднем до 15 км); частыми изменениями направления движения; сравнительно невысокими максимальной (50—60 км/ч) и средней технической (20—35 км/ч) скоростями движения; непрерывно изменяющимися скоростями движения с частыми остановками и, следовательно, частыми торможениями и разгонами с переключением передач.

Другой эксплуатационной особенностью порталных автомобилей является то, что их нельзя использовать для работы с прицепами. Вместе с тем при организованных специализированных автомобильных перевозках, особенно массовых грузов, грузовые автомобили грузоподъемностью 2,5—3 т и более, как правило, используются с прицепами, что обычно учитывается при определении основных параметров автомобилей. Поэтому при работе без прицепов некоторые из основных параметров автомобилей, как например, мощность двигателя, могут быть несколько завышены.

В связи с этим при анализе тяговых качеств порталных автомобилей нельзя сравнивать их с обычными грузовыми автомобилями такой же грузоподъемности, целесообразнее сопоставлять порталные автомобили с автопоездами.

Производительность порталного автомобиля находится в прямой зависимости от грузоподъемности и средней технической скорости его движения, определяемой прежде всего динамическими качествами автомобиля. В условиях городского движения (при ограничении скорости движения) средняя техническая скорость порталного автомобиля определяется его приемистостью. Следовательно, для порталных автомобилей, предназначенных для эксплуатации в городе, большое значение имеет величина динамического фактора на прямой передаче. На пригородных дорогах средняя техническая скорость

также зависит от интенсивности движения. На рис. 30 приведен график интенсивности движения автомобилей вблизи городов [4].

При большой интенсивности (свыше 120 транспортных единиц, проходящих в час по одной полосе) движение автомобилей из независимого постепенно начинает превращаться в поточное, обгон затрудняется, скорости транспортных средств, участвующих в движении, выравниваются, и становятся равны скорости наиболее медленно движущегося транспортного сред-

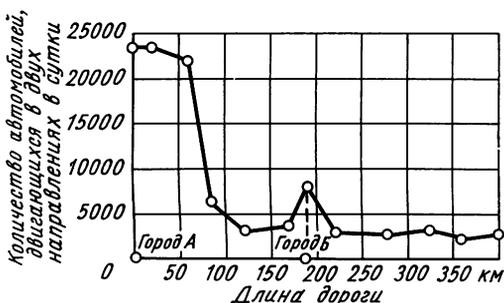


Рис. 30. График интенсивности движения автомобилей на участке двухполосной дороги II категории вблизи городов:

А — крупный город, Б — небольшой город

ства, т. е. практически движение становится поточным, приближаясь к городским условиям.

Поскольку в загородных условиях порталные автомобили в основном эксплуатируются на участках дорог, примыкающих непосредственно к населенным пунктам, т. е. выполняют местные перевозки, их средняя скорость также ограничивается предельной пропускной способностью дороги и поэтому мощность двигателей автомобилей и передаточные числа трансмиссий должны подбираться не из обычного условия обеспечения максимальной скорости движения, а исходя из требования интенсивного разгона.

Весьма актуальное значение для автомобилей имеет возможность устойчивого движения с малыми скоростями, столь необходимыми для маневрирования при погрузке и разгрузке груза. Поэтому этот параметр также необходим при оценке тяговых качеств порталных автомобилей.

Тяговые качества внедорожных порталных автомобилей определяются теми же параметрами, хотя абсолютные значения некоторых из них будут иными.

Для этого типа порталных автомобилей также исключительно важное значение имеет быстрота разгона до заданной

технической скорости при сравнительно небольшом значении максимальной скорости.

Для оценки тяговых качеств порталных автомобилей воспользуемся следующими параметрами:

- а) динамическим фактором на прямой передаче $D_{\max n p}$;
- б) максимальной скоростью движения на высшей передаче V_{\max} в км/ч; динамическим фактором на низшей передаче $D_{\max 1}$;
- в) минимальной скоростью движения V_{\min} в км/ч;
- г) удельной мощностью.

Наиболее всесторонняя оценка тяговых качеств может быть получена сопоставлением численных значений указанных параметров с их значениями у автомобилей других конструкций.

Динамические характеристики порталных автомобилей устанавливались на основе известной зависимости

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a},$$

где D — динамический фактор;

P_k — тяговое усилие на ведущих колесах в кгГ;

P_w — сила сопротивления воздуха движению автомобиля в кгГ;

или, выражая P_k и P_w через конструктивные параметры автомобиля,

$$D = \frac{M_k r^i m p \eta_{mp}}{r_k G_a} - \frac{k F V^2}{13 G_a} = 716,2 \frac{N_e i_{mp} \eta_{mp}}{n r_k G_a} - \frac{k F V^2}{13 G_a},$$

где i_{mp} — общее передаточное число трансмиссии;

k — коэффициент сопротивления воздуха;

F — лобовая площадь автомобиля в м²;

η_{mp} — механический к.п.д. трансмиссии;

N_e — мощность двигателя в л. с.;

n — число оборотов в минуту коленчатого вала двигателя при данной мощности.

Ввиду того что действительные характеристики двигателей (полученные при испытании их на стенде) многих зарубежных порталных автомобилей найти было невозможно, при определении динамических факторов приходилось основываться только на данных литературных источников (максимальной мощности двигателя и соответствующем ей числе оборотов коленчатого вала двигателя в минуту) и по ним строить номинальную характеристику двигателя.

Портальные автомобили эксплуатируются в основном по дорогам с усовершенствованным покрытием, на которых пробуксовка колес происходит сравнительно редко. Поэтому считается, что радиус качения колеса r_k зависит лишь от вертикаль-

ной деформации шины и ее номинальных размеров и может определяться по следующей условной формуле:

$$r_k = \frac{d}{2} + k_{ш}a; \quad (15)$$

где d — диаметр обода колеса в мм;

a' — высота профиля шины в мм;

$k_{ш}$ — коэффициент деформации шины.

Коэффициент $k_{ш}$ для шин грузовых автомобилей, используемых на порталных автомобилях, находится в пределах 0,91—0,96. Радиусы качения r_k колес некоторых отечественных и зарубежных автомобилей приведены в табл. 11.

Таблица 11

Параметр	Автомобили				
	«Солом-балец» 5-С-2	Т-60М	Т-80	Т-140	Шорланд 20
Размер шин в дюймах . .	40×8	10,50—20	11,00—20	11,00—20	11,00—20
Радиус качения колеса r_k в м	0,49	0,50	0,52	0,51	0,51

Продолжение табл. 11

Параметр	Автомобили				
	Т-110	Валмет 232	Бофорс	Т-150	Лукки I—VI
Размер шин в дюймах . .	14,00—20	14,00—24	14,00—24	12,00—20	40×8
Радиус качения колеса r_k в м	0,56	0,64	0,64	0,54	0,49

Лобовая площадь автомобилей при определении динамического фактора находилась по формуле

$$F = (0,85 \div 0,9) BH \text{ м}^2, \quad (16)$$

где B и H — соответственно ширина и высота автомобиля в м.

Ниже приведены значения лобовых площадей (в м^2) для некоторых отечественных и зарубежных автомобилей с порталом, заполненным грузом наибольшего сечения.

Лукки 1В-57	6,35	Т-130	6,65
Т-60М	5,75	Т-110	9,31
Т-80	6,23	Т-150	6,52
Т-140	6,72		

Для сравнения укажем, что лобовые площади автобусов вагонного типа составляют 4,5—6,5 м², а грузовых автомобилей — 3,0—5,0 м².

Портальные автомобили эксплуатируются при сравнительно небольших скоростях движения, поэтому у них нет необходимости обеспечивать обтекаемые внешние формы, так как сопротивление воздуха при таких скоростях незначительно. В связи с этим коэффициент сопротивления воздуха k принимался равным 0,06.

Максимальный динамический фактор на прямой передаче для автомобилей грузоподъемностью более 3 т рекомендуется брать не менее 0,05, а для автопоездов — не менее 0,03 [7].

В табл. 12 приведены динамические показатели некоторых отечественных и зарубежных автомобилей.

Таблица 12

Динамические показатели отечественных и зарубежных автомобилей

Параметры	Валмет 51	Хайстер М	Шорланд 21	Т-150	Шорланд 20	Хайстер М200Е	Валмет 102
Грузоподъемность в т	5	5,5	6	7	9	9	10
Полный вес в т	10,5	10,0	11,3	12,8	14,4	13,9	16
Максимальный крутящий момент двигателя в кг·м	35,0	22,0	24,2	29,0	26,0	$\frac{34,0}{27,8}$	36,0
Максимальное число оборотов двигателя при максимальной скорости движения	2400	3400	2000	3200	2000	$\frac{3800^*}{2600}$	2400
Максимальная скорость движения в км/ч	50	53	48	40	48	52	50
Динамический фактор на прямой передаче	0,054	0,047	0,030	0,061	0,025	$\frac{0,078}{0,034}$	0,036

* В числителе приведены данные для автомобилей с карбюраторным двигателем, в знаменателе — с дизелем.

Из рассмотрения табл. 12 можно сделать вывод о том, что значения максимального динамического фактора на прямой передаче у большинства портальных автомобилей несколько ниже, чем у обычных грузовых автомобилей. Однако при буксировке грузовыми автомобилями прицепов и полуприцепов их динамические качества снижаются и становятся одинаковыми,

а иногда и ниже, чем у порталных автомобилей. Например, у автопоездов, состоящих из автомобиля ГАЗ-51П с полуприцепом ПАЗ-744 $D_{\max np} = 0,029$; у автомобиля ЗИЛ-130В с полуприцепом ОдАЗ-885 $D_{\max np} = 0,048$; у автомобиля МАЗ-504 с полуприцепом МАЗ-5245 $D_{\max np} = 0,032$.

На рис. 31 приведен график (сплошной и штриховой линией) изменения максимального динамического фактора на прямой передаче (осредненные данные) в зависимости от полного веса порталных автомобилей. Снижение максимальной величины динамического фактора с увеличением полного веса объясняется тем, что на порталные автомобили устанавливаются двигатели, заимствованные у обычных грузовых автомобилей, имеющих меньшие полные веса.

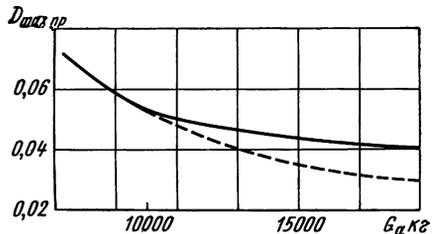


Рис. 31. Изменение максимального динамического фактора на прямой передаче в зависимости от полного веса порталных автомобилей

При выборе величин динамического фактора для перспективных моделей отечественных порталных автомобилей следует принимать значения, определяемые кривой, проведенной сплошной линией, которые будут несколько ниже, чем рекомендуется для перспективных обычных грузовых автомобилей, но выше, чем для перспективных автопоездов, созданных на их базе. Фактически средние значения динамического фактора у существующих порталных автомобилей с полным весом более 10 т определяются штриховой линией.

Сопоставляя величины динамического фактора на прямой передаче с суммарными дорожными сопротивлениями на подъемах, можно заметить, что порталные автомобили так же, как и большинство обычных грузовых автомобилей и автопоездов, могут преодолевать предельные подъемы только с применением промежуточных передач.

При этом на дорогах I категории подъем составляет 4—6%; II категории — 5—7% и III категории 6—8% (меньшее значение подъема дано для нормального рельефа; большее — для сложного рельефа).

Каждая из категорий дорог может быть расположена в равнинной, холмистой или высокогорной местности, поэтому суммарные сопротивления движению будут различны. Так, например, на дорогах с равнинным рельефом продольные уклоны обычно или отсутствуют, или не превышают 1—1,5%, в соответствии с чем суммарное сопротивление движению на дорогах I, II и III категорий не превышает 0,02—0,03 и портал-

ные автомобили всех классов грузоподъемности могут, как правило, двигаться на высшей передаче. Коэффициент сопротивления качению для дорог I и II категорий в среднем составляет 0,015, для дорог III категории — 0,020.

В условиях города или пригорода дороги, как правило, расположены в равнинной местности. При эксплуатации порталных автомобилей на дорогах в холмистой местности требуется чаще пользоваться промежуточными передачами. На дорогах в высокогорной местности эксплуатация автомобилей без соответствующих конструктивных изменений явно нецелесообразна.

Согласно Строительным нормам и правилам (СНиП-Д.5-62), принятым в СССР для вновь строящихся дорог, величины продольных уклонов снижены для дорог I категории до 3%, II категории 4% и III категории 5%, что повысит эффективность эксплуатации всех транспортных средств. При этом следует учесть также, что в условиях интенсивного городского движения менее высокие, чем у обычных грузовых автомобилей, тяговые качества порталных автомобилей во многом компенсируются более высокой маневренностью.

Величину динамического фактора на низшей передаче $D_{\max 1}$ порталного автомобиля выбирают из условия трогания с места при полной нагрузке и преодоления максимальных сопротивлений дороги, в том числе и подъемов, встречающихся на дорогах, а также с учетом обеспечения минимальной скорости движения. Так как порталные автомобили очень часто производят погрузку и разгрузку непосредственно у железнодорожных вагонов или морских и речных судов, а иногда даже и заезжают на погрузочные палубы судов, то при выборе величины динамического фактора $D_{\max 1}$ следует учитывать также необходимость преодоления автомобилями подъемов на пандусы погрузочных рамп железнодорожных станций, складов и портов.

В табл. 13 и на графиках, представленных на рис. 32, приведены данные по динамическим параметрам порталных автомобилей, из которых видно, что значения $D_{\max 1}$ порталных автомобилей значительно отличаются от значений, свойственных обычным грузовым автомобилям.

Приведенные данные и опыт эксплуатации порталных автомобилей показывают, что величина динамического фактора на низшей передаче у перспективных автомобилей должна быть не менее 0,35. В этом случае динамические качества порталных автомобилей практически будут не ниже, чем у перспективных грузовых автомобилей, и выше, чем у перспективных автопоездов. При таком значении $D_{\max 1}$ порталные автомобили смогут двигаться по дорогам с асфальтобетонным покрытием, имеющим подъемы до 30—33%, что весьма близко к рекомен-

Параметры, характеризующие динамичность порталных автомобилей

Параметры	T-80	T-60M	T-80A	Лукки I-VI	T-140	T-150	T-110
Грузоподъемность в <i>т</i>	5	5	5	5	7	7	10
Полный вес в <i>т</i>	10,75	11,15	10,41	10,55	12,78	12,78	18,15
Максимальная мощность двигателя в л. с.	90	97	70	83	70	115	104
Число оборотов двигателя в минуту при максимальной мощности	2400	2600	2800	2600	2800	3200	2800
Максимальный крутящий момент двигателя в кг·м	30,5	33	20,5	28,5	20,5	29	34
Число оборотов двигателя в минуту при максимальном крутящем моменте	1150	1250	1600	1250	1600	2250	1250
Максимальная скорость движения в км/ч	50	38	38,1	38,3	37	40	38
Радиус качения колеса в м	0,5	0,5	0,52	0,49	0,51	0,54	0,56
Передаточное число реверс-редуктора на переднем ходу	1	0,75	1	1	1	1	1
Передаточные числа коробки передач на передачах:							
первой	6,24	6,24	6,40	6,51	6,4	6,48	6,24
второй	3,32	3,32	3,09	3,20	3,09	3,09	3,32
третьей	1,9	1,9	1,69	1,74	1,69	1,71	1,90
четвертой	1	1	1	1	1	1	1
пятой	—	0,81	—	—	—	—	0,81
Передаточное число главной передачи	7,63	7,63	6,67	6,67	6,67	6,83	7,63
Передаточное число бортовой цепной передачи	1,91	2,65	2	1,9	2,28	2,2	2
Максимальный динамический фактор на передачах:							
первой	0,296	0,326	0,298	0,369	0,289	0,386	0,268
второй	0,158	0,174	0,15	0,192	0,137	0,184	0,137
третьей	0,09	0,091	0,079	0,1	0,076	0,101	0,085
четвертой	0,048	0,053	0,046	0,058	0,045	0,06	0,045
пятой	—	0,043	—	—	—	—	0,035

дациям СЭВ для грузовых автомобилей (35%) и превосходит рекомендации СЭВ для автопоездов (18%). Портальные автомобили с $D_{\max 1} = 0,35$ легко смогут преодолевать не только подъемы на дорогах, но и подниматься на пандусы, угол подъема которых равен примерно 9° (16%). В этом случае при коэффициенте сопротивления качению для бетонного или асфальтового покрытия $f = 0,02$ суммарное сопротивление при подъеме на пандусы (без учета сопротивления воздуха из-за малых скоростей движения при подъеме на пандусы)

$$\psi = i + f = 0,16 + 0,02 = 0,18.$$

(17)

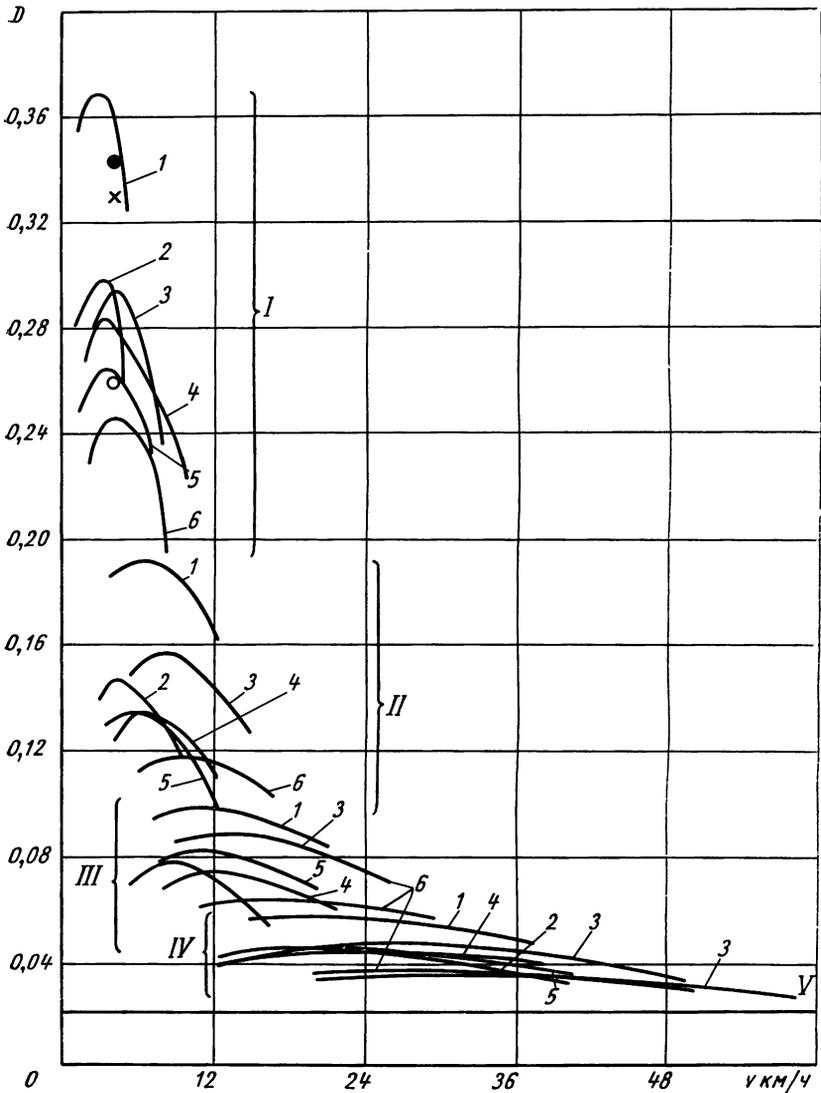


Рис. 32. Тяговая характеристика порталных автомобилей:

I—V — передачи; 1 — автомобиль Лукки I—VI; 2 — автомобиль Т-80; 3 — автомобиль Т-60; 4 — автомобиль Т-140; 5 — автомобиль Т-110; 6 — автомобиль Росс-93; максимальный динамический фактор на первой передаче автомобиля:
 x ГАЗ-51А, ● ЗИЛ-164, ○ МАЗ-200

Так как подъемы даже на дорогах III категории не превышают 8%, то перспективные модели порталных автомобилей будут обладать достаточным запасом тягового усилия.

Переходя к анализу скоростных качеств, следует указать, что у большинства дорожных порталных автомобилей максимальная скорость движения, как правило, не превышает 60 км/ч, хотя у отдельных зарубежных моделей она достигает 80 км/ч. Дорожные порталные автомобили участвуют в движении вместе со средствами массового грузового и пассажирского транспорта, поэтому их скорости движения не должны существенно различаться. Так как скоростной режим порталных автомобилей наиболее близок к скоростным режимам автобусов и автопоездов, дальнейшее сопоставление производится с этими видами транспортных средств. Большинство современных отечественных городских автобусов имеет максимальную скорость, не превышающую 75 км/ч. Согласно рекомендациям СЭВ максимальные скорости перспективных городских автобусов не должны превышать 70 км/ч. Максимальная скорость современных автопоездов также находится в пределах 60—70 км/ч, причем в некоторых западно-европейских странах с развитой дорожной сетью скорость автопоездов ограничена 60—64 км/ч.

Изложенные выше соображения дают основание рекомендовать следующие значения максимальных скоростей: 70 км/ч для дорожных порталных автомобилей грузоподъемностью до 5 т включительно и 65 км/ч для автомобилей грузоподъемностью 5—12 т.

Максимальную скорость движения внедорожных порталных автомобилей также следует назначать в зависимости от их полного веса.

При перевозках на короткие расстояния максимальная скорость движения не оказывает большого влияния на производительность автомобиля. Поэтому при внутризаводских перевозках максимальные скорости движения автомобилей особо малой грузоподъемности с полной нагрузкой не должны превышать 45 км/ч, автомобилей малой и средней грузоподъемностью — 40 км/ч, а автомобилей большой грузоподъемности — 30 км/ч.

Максимальные скорости внедорожных автомобилей особо большой грузоподъемности не должны превышать 25 км/ч по аналогии с автопоездами большой грузоподъемности. Скорость движения этих автомобилей необходимо ограничивать исходя из условий безопасности движения и сохранности дорог и дорожных сооружений. Кроме того, устанавливать более высокую скорость на прямой передаче для внедорожных автомобилей не следует, так как на них тогда потребуются

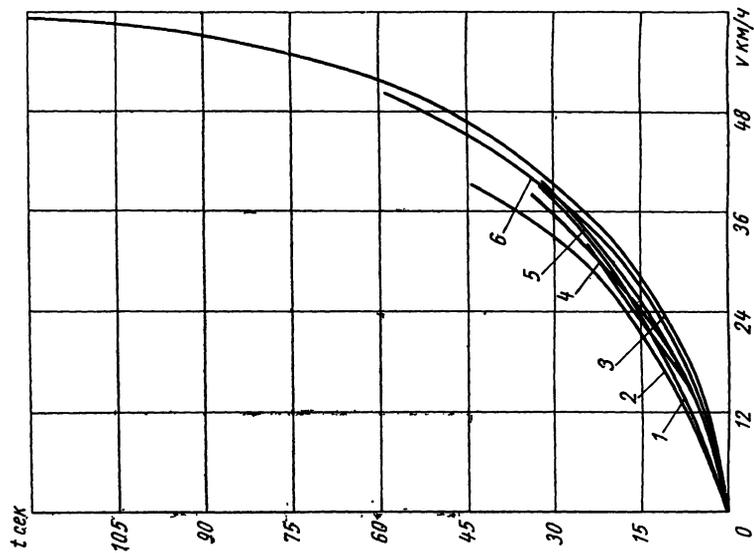


Рис. 33. График времени разгона порталых автомобилей:
1-6 — то же, что и на рис. 32

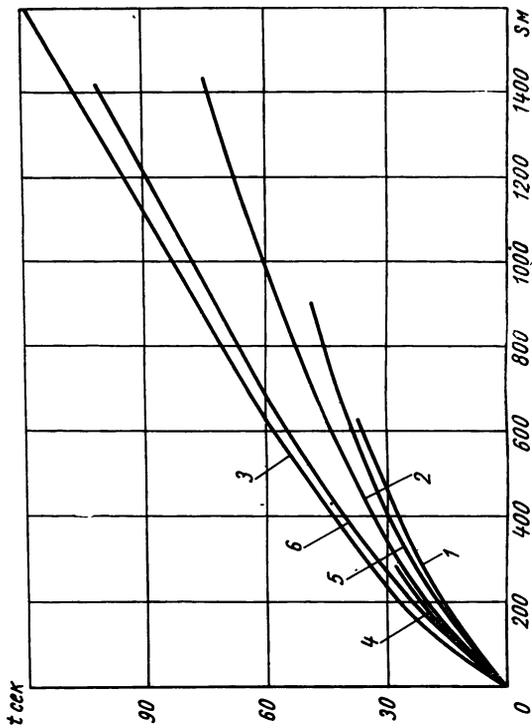


Рис. 34. График пути разгона порталых автомобилей:
1-6 — то же, что и на рис. 32

устанавливать двигатели большой мощности, которые не смогут обеспечить требуемой топливной экономичности.

Для эксплуатации автомобилей на заводской территории и вне ее их целесообразно оснащать коробками передач с повышающей передачей или двухступенчатыми главными передачами, как это сделано, например, у английских автомобилей МН-2 и Шорланд.

Известное изменение динамических показателей автомобилей может быть достигнуто также изменением передаточных чисел цепной передачи путем замены звездочек. При создании различных модификаций этот путь является наиболее рациональным.

Для автомобилей, эксплуатируемых на коротких расстояниях, важным параметром является интенсивность разгона.

На рис. 33 и 34 приведены графики времени и пути разгона автомобилей Т-60, Т-80, Лукки I—VI, Т-110 и др. При экспериментальном определении интенсивности разгона полученные результаты в среднем были на 10—15% выше теоретических. Для сравнения укажем, что время разгона перспективного обычного автомобиля под нагрузкой, имеющего грузоподъемность 5—8 т, с места при переключении передач до скорости 50 км/ч на горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием должно быть не более 25 сек, а автомобиля грузоподъемностью свыше 8 т — не более 35 сек. Время разгона у перспективных моделей автопоездов должно быть больше и приближаться к значениям, соответствующим портальным автомобилям.

Величину минимальной скорости движения портальных автомобилей всех типов выбирают исходя из удобства маневрирования при погрузочно-разгрузочных операциях. Обычно минимальную скорость в обоих направлениях движения устанавливают не свыше 1,0—1,5 км/ч при числе оборотов коленчатого вала двигателя 500 в минуту.

Правильность подбора передаточных чисел трансмиссии портального автомобиля определяется динамическим фактором, а правильность выбора его двигателя, точнее, его мощности — удельной мощностью. Поэтому при проектировании портальных автомобилей и сопоставлении их динамических качеств удобно использовать этот параметр.

В некоторых странах необходимая величина удельной мощности даже оговорена транспортным законодательством.

Удельные мощности портальных автомобилей приведены в табл. 14.

Учитывая, что фактическая мощность двигателя в процессе эксплуатации почти всегда на 10—12% ниже номинальной вследствие отложения нагара в камерах сгорания, во впускном трубопроводе, снижения компрессии и пр., при проектировании

автомобилей удельную мощность не следует принимать меньше 8 л. с./т. Для сравнения укажем, что удельная мощность перспективных автопоездов, предназначенных для эксплуатации только по магистральным дорогам с капитальными покрытиями, должна быть в пределах 6,7—7,5 л. с./т, что соответствует рекомендациям СЭВ (не менее 7 л. с./т) и общим тенденциям возрастания удельных мощностей автомобилей и автопоездов.

У автомобилей, предназначенных для внутривозовских перевозок, в связи с меньшими максимальными скоростями движения удельная мощность может быть снижена на 25—30%.

Динамические качества автомобиля могут быть улучшены как увеличением мощности двигателя, так и снижением веса. Повышение мощности двигателя вызывает некоторое снижение топливной экономичности автомобиля, и поэтому такой путь может быть целесообразен лишь при необходимости увеличения максимальной скорости движения. Снижение собственного веса автомобиля требует совершенствования конструкции, внедрения новых, более легких и прочных материалов.

Мощность двигателя портального автомобиля расходуется также и на привод погрузочно-разгрузочного устройства и других вспомогательных механизмов. Однако этот расход мощности является второстепенным, так как устройство работает обычно только тогда, когда портальный автомобиль не движется и на привод его затрачивается мало мощности. Например, при скорости подъема груза, равной примерно 0,1 м/сек, на гидропривод затрачивается не более 15% мощности двигателя, а на механический привод с винтовыми подъемниками — не более 30%.

МАНЕВРЕННОСТЬ

Маневренность портального автомобиля характеризует его возможности выполнять все необходимые в процессе эксплуатации движения, повороты и развороты на минимальной площади и определяется габаритными размерами, особенностями конструкции, а в основном — радиусами поворота. К маневренности портальных автомобилей предъявляются повышенные требования, потому что процесс их погрузки и разгрузки неразрывно связан с операциями маневрирования в двух противоположных направлениях.

Принятые для характеристики маневренности обычных автомобилей минимальные радиусы окружностей, описываемых внешним передним и задним внутренним колесами, а также выступающими (габаритными) точками автомобиля, в данном случае недостаточны, так как они дают возможность оценивать

маневренность только таких транспортных средств, у которых длина груза не выходит за пределы машины. Длина порталных автомобилей обычно значительно меньше длины перевозимого груза, вследствие чего для полной оценки маневренности этих автомобилей необходимо знать показатели их манев-

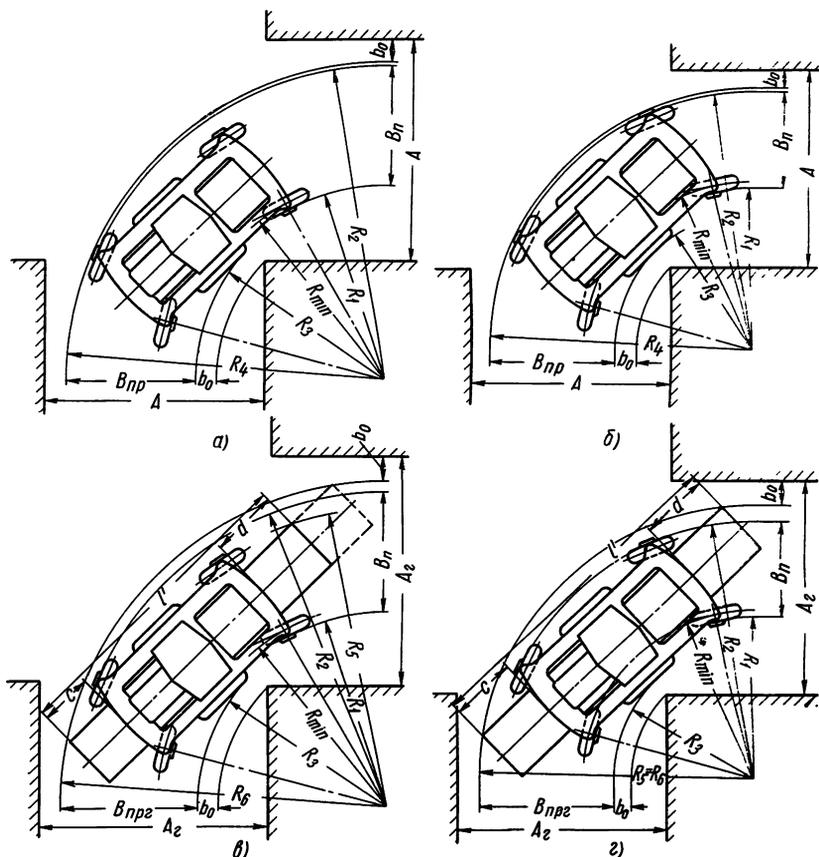


Рис. 35. Схема движения автомобиля с четырьмя управляемыми колесами на повороте:

a — без груза при несовпадении следов передних и задних колес; *б* — без груза при совпадении следов передних и задних колес; *в* — с грузом при несовпадении следов передних и задних колес; *г* — с грузом при совпадении следов передних и задних колес

ренности без груза и с грузом. В первом случае показатели маневренности будут постоянными для определенной конструкции, во втором переменными, зависящими не только от длины груза, но и от его относительного положения по длине автомобиля, а точнее, от размеров переднего и заднего свесов.

Величину проезжей части дорог и ширину проезда определяют графически по чертежам порталных автомобилей. Если необходимая минимальная ширина проезжей части дороги (ширина покрытия) B_n для автомобиля без груза и с грузом, имеющим свесы, одинакова, то минимально необходимая ширина проезда B_{np} — различна, так как движение нагруженного порталного автомобиля с выступающими за его габарит свесами ограничено окружающими дорогу вертикальными препятствиями (столбы, деревья, строения и т. п.).

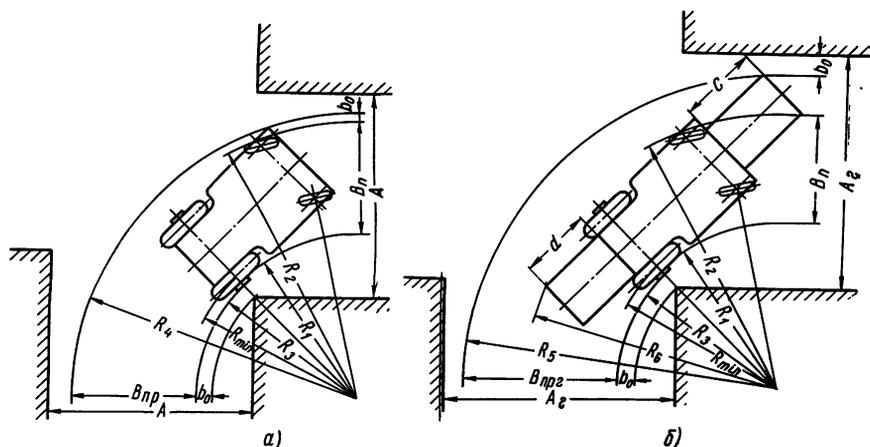


Рис. 36. Схема движения автомобиля с двумя задними управляемыми колесами на повороте:

a — без груза; *б* — с грузом; A_2 и A — необходимая ширина улиц для движения автомобиля с грузом и без него; B_{npz} и B_{np} — необходимая ширина проезда при движении автомобилей с грузом и без него; B_n — ширина покрытия; b_0 — габарит приближения

Минимальная ширина проезжей части дороги B_n определяется для порталных автомобилей с четырьмя управляемыми колесами как разность радиусов окружностей, описываемых боковыми поверхностями шин внешнего переднего и внутреннего заднего (по отношению к центру поворота) колес (рис. 35 и 36):

$$B_n = R_2 - R_1, \quad (18)$$

где R_2 и R_1 — соответственно радиусы окружностей, описываемых передним внешним и задним внутренним колесами.

При совпадении следов передних и задних колес на повороте

$$B_n = M + a \text{ м,}$$

где a — ширина шины в м.

Для порталных автомобилей с двумя задними управляемыми колесами минимальная ширина проезжей части с достаточной для практики точностью может быть определена из выражения

$$B_n = R_2 - R_1 = R_2 - \sqrt{R_2^2 - L^2} + M + a.$$

Ширина проезда B_{np} автомобиля без груза или с грузом, не выступающим за раму автомобиля, определяется как разность внешнего R_4 и внутреннего R_3 радиусов:

$$B_{np} = R_4 - R_3 \text{ м.} \quad (19)$$

Таблица 15

Параметры, характеризующие маневренность автомобилей

Параметры	Т-60М	Т-80	Лульки 1В-57	Шорланд 21	Т-140	Т-150	Т-110	Герлингер 12RH	Р. С. Л.
Число управляемых колес	4	4	4	4/2	4	4	4	2	2
Габаритные размеры авто- мобиля в мм:									
длина	4540	4480	4500	4580	4480*	4482*	4885*	3760	3580
ширина	2234	2280	2220	2020	5900	5950	6310	1920	2290
высота	3450	3400	3450	3350	3400	3460	3500	2900	2820
База в мм	3500	3400	3480	3510	3400	3400	3650	2240	2440
Колея в мм	1750	1850	1750	1820	2100	2100	2800	1660	2000
Конструктивные размеры портала в мм:									
ширина	1170	1250	1200	1120	1500	1500	1950	1140	1195
высота	1580	1750	1750	1650	1750	1750	1750	1370	1175
длина	2250	2040	2060	2700	2050*	2850*	2450*	3000	2500
Габаритные радиусы пово- рота без груза в мм:					4500	4500	4730		
внешний R_4	6250	6300** 5150	6150	5660	5450	5400	6370	6040	5550
внутренний R_3	3650	3750** 2700	3550	3530	2725	2650	3200	1780	1580
Ширина проезда без гру- за в мм	2600	2550** 2450	2600	2130	2725	2750	5700	4260	3970
Число скоростей при дви- жении:									
вперед	5	4	4	3	4	4	5	4	3
назад	5	4	4	3	4	4	5	4	3

* В числителе указана длина без рамок-прижимов и удлиненных грузозахватных башмаков; в знаменателе — с рамками-прижимами и удлиненными грузозахватными башмаками.

** В числителе приведены значения при совпадении следов передних и задних колес; в знаменателе — при несовпадении.

Радиусы R_4 и R_3 определяются при максимальных углах поворота управляемых колес.

Значения указанных выше параметров, характеризующих маневренность некоторых порталных автомобилей, приведены в табл. 15.

Для определения ширины проезда автомобиля, оборудованного рамками-удлинителями или удлиненными грузозахватными башмаками, а также автомобиля с грузом, выходящим за габариты автомобиля, необходимо знать величину внешнего габаритного радиуса, который замеряется по внешней по отношению к центру поворота наиболее выступающей точке автомобиля или груза.

Различают внешний габаритный радиус поворота по заднему свесу автомобиля или груза R_5 и внешний габаритный радиус поворота по переднему свесу автомобиля или груза R_6 .

В этом случае ширина проезда определяется как разность между внешним габаритным радиусом, имеющим большую величину, и внутренним радиусом R_3 :

$$B_{np} = R_5 - R_3 \text{ или } B_{np} = R_6 - R_3, \quad (20)$$

Как видно из приведенных на рис. 35 и 36 схем поворота автомобиля с грузом, ширина проезда определяется в основном внешними габаритными радиусами поворота R_5 и R_6 .

Следует также отметить, что если у автомобилей с одинаковыми углами поворота передних и задних колес для уменьшения ширины проезда необходимо, чтобы значения радиусов R_5 и R_6 были одинаковыми, для чего должны быть равны и свесы груза ($c=d$), то у автомобилей с разными углами поворота колес свес груза за ведущими колесами, поворачивающимися на меньший угол, должен быть больше.

Значения R_5 , R_6 и R_3 не всегда могут быть определены при максимальных углах поворота управляемых колес, так как во многих случаях эти углы ограничиваются не кинематикой рулевого управления, а боковыми поверхностями груза. Для примера в табл. 16 приведены параметры, характеризующие маневренность различных моделей порталных автомобилей Шорланд 21 без груза и с грузом максимальной ширины. Как видно из данных табл. 16, увеличение ширины порталного автомобиля (примерно на 150 мм) приводит примерно к такому же расширению проезда. Следовательно, приводимые в технических характеристиках порталных автомобилей значения радиуса поворота R_{\min} , базы L , колеи M и габаритные размеры практически дают возможность только сравнивать между собой маневренность различных автомобилей.

Минимальная ширина проезда автомобилей с двумя задними управляемыми колесами определяется так же, как и для автомобилей с четырьмя управляемыми колесами.

Таблица 16

Параметры, характеризующие маневренность порталных автомобилей Шорланд 21 без груза и с грузом

Параметры	Модель					
	4265	4865	5465	6065	6665	7265
Габаритная ширина в мм	2020	2170	2320	2480	2630	2780
<i>Без груза</i>						
Внутренний габаритный радиус R_3 в мм	2670	2670	2670	2670	2670	2670
Радиус R_4 в мм	5130	5280	5410	5560	5690	5820
Ширина проезда в мм	2460	2610	2740	2890	3020	3150
<i>С грузом</i>						
Внутренний габаритный радиус R_3 в мм	3530	3530	3530	3530	3530	3530
Радиус R_4 в мм	5840*	5970*	6120*	6250**	6400**	6530**
Ширина проезда в мм	2310	2440	2590	2720	2870	3000

* Длина груза 5790 мм,
** Длина груза 5940 мм.

Некоторые зарубежные фирмы (Валмет, Конвейенсер и др.) для улучшения условий движения на прямолинейных участках пути автомобилей с четырьмя управляемыми колесами снабжают их устройствами, фиксирующими задние колеса в положении, соответствующем прямолинейному движению, т. е. отключающими их от управления. В табл. 17 приведены сравнительные данные, характеризующие маневренность одного из автомобилей этого типа (автомобиля Шорланд 20) при четырех и двух управляемых колесах.

Таблица 17

Радиусы и ширина проезда автомобилей Шорланд 20 с четырьмя и двумя управляемыми колесами (без груза)

Параметры	Модель		
	4266	4866	5466
<i>Четыре управляемых колеса</i>			
Внешний габаритный радиус R_4 в м	5,26	5,41	5,56
Внутренний габаритный радиус R_3 в м	2,74	2,74	2,75
Ширина проезда	2,52	2,67	2,82
<i>Два управляемых колеса</i>			
Внешний габаритный радиус R_4 в м	8,61	8,76	8,92
Внутренний габаритный радиус R_3 в м	5,64	5,71	5,71
Ширина проезда в м	2,97	3,05	3,21

В технических характеристиках порталных автомобилей обычно указывается только минимальный радиус поворота R_{\min} , измеренный по средней линии следа шины ведущего колеса на поверхности дороги, т. е. внутренний радиус по отношению к центру поворота. Выбор этого радиуса в качестве основного параметра для характеристики маневренности автомобиля объясняется тем, что его величина является постоянной для автомобилей одной серии и не зависит от ширины

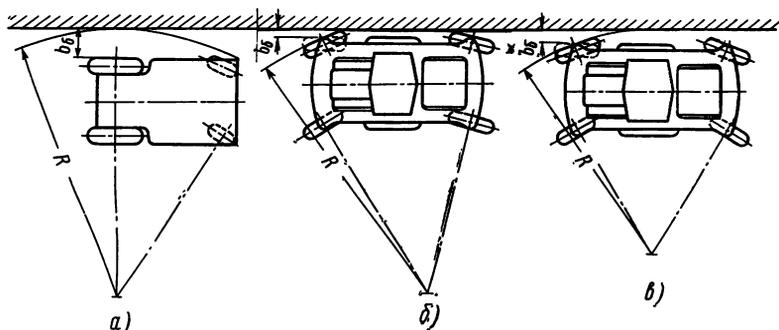


Рис. 37. Схема отъезда автомобиля от бокового вертикального препятствия:

a — с двумя задними управляемыми колесами; *б* — с четырьмя управляемыми колесами при несовпадении следов передних и задних колес; *в* — с четырьмя управляемыми колесами при совпадении следов передних и задних колес

портала, а предельный угол поворота ведущих колес обычно меньше, чем неведущих. Значения радиуса R_{\min} для различных отечественных и зарубежных автомобилей приведены в табл. 2 и 3.

У автомобилей только с двумя задними управляемыми и передними ведущими колесами минимальный радиус поворота R_{\min} меньше, чем у автомобилей со всеми управляемыми колесами одинакового диаметра. Это объясняется меньшей величиной их базы, большим углом поворота и меньшими размерами управляемых колес, поворот которых не ограничен элементами трансмиссии, как у управляемых ведущих колес. Поворот задних управляемых колес ограничивается только грузом, они могут подходить к его боковым поверхностям очень близко, с зазором 20—25 мм. Однако у автомобилей этого типа невозможен отъезд передним ходом от близко расположенного вертикального бокового препятствия: стены, ограды, отбойного бруса, тротуара и т. п. (рис. 37), что осложняет их эксплуатацию и является существенным недостатком. При одинаковых размерах базы, колеи и величине угла поворота внутреннего (по отношению к центру поворота) колеса наибольший габаритный радиус будет больше при задних управляемых

колесах, чем при передних, что также является недостатком автомобиля этого типа. Из рис. 37 видно, что при повороте автомобиля с четырьмя управляемыми колесами траектории их движения не выходят за окружность, описываемую передним внешним колесом.

Маневренность трехосных порталных автомобилей хуже, чем двухосных, вследствие больших размеров базы. Кинематическая схема поворота таких автомобилей практически не отличается от схемы поворота автомобилей с четырьмя управляемыми колесами при совпадении следов передних и задних колес на повороте. Это объясняется тем, что у трехосных порталных автомобилей колеса средней оси в большинстве конструкций являются только ведущими, а для поворота используются колеса передней и задней осей, угол поворота которых выбирается с учетом тех же положений, что и у автомобилей с четырьмя управляемыми колесами.

На рис. 35 и 36 приведены схемы движения порталного автомобиля, построенные с учетом только геометрических параметров автомобиля в предположении, что поворот осуществляется с места. Однако сразу повернуть управляемые колеса нельзя, поэтому каждая точка автомобиля и груза описывает не окружность, а более сложную траекторию, состоящую из трех участков: входного, окружности и выходного.

Форма переходных траекторий зависит как от геометрических, так и от кинематических параметров автомобиля, т. е. угловой скорости поворота управляемых колес, его поступательной скорости движения на повороте, бокового увода шин и т. п. Поэтому ширина проезда при прямолинейном движении практически будет больше на удвоенный габарит приближения b_0 , учитывающий возможность случайных отклонений автомобиля от идеально прямолинейной траектории; при повороте — на величину смещения основной траектории (траектории середины автомобиля по оси ведущих колес) от теоретической. При этом следует учитывать, что при перевозках длинномерных грузов, имеющих большие свесы, поворот колес автомобиля даже на небольшой угол вызывает значительное отклонение концов груза. Но поскольку ширина груза всегда меньше ширины автомобиля, а скорость его при подъезде к местам погрузки и разгрузки невелика, габарит приближения в прямолинейном проезде может быть принят в пределах 0,4—0,6 м.

Режим движения на повороте во многом зависит от эксплуатационных условий (скорости движения, радиуса поворота и т. д.), а в основном от быстроты поворота управляемых колес от положения, соответствующего прямолинейному движению, до положения, соответствующего движению по окружности. Вследствие того, что порталные автомобили быстрее, чем обычные автомобили, а тем более автопоезда, начинают

движение по окружности, отклонение их фактической траектории от теоретической меньше, чем у других транспортных средств общего назначения.

Поскольку режим движения на повороте зависит от быстроты поворота управляемых колес, его принято характеризовать режимным коэффициентом k_p , определяющим угол поворота колес автомобиля γ_0 на единицу пройденного пути s_0 по основной траектории:

$$k_p = \frac{\gamma_0}{s_0} \text{ рад/м.} \quad (21)$$

Обычно время, необходимое для полного поворота колес портального автомобиля при скорости движения на повороте не более 10 км/ч, составляет 2,0—3,0 сек, а значение k_p находится в пределах 0,06—0,12 рад/м.

Маневренность портального автомобиля зависит также и от многих других эксплуатационных факторов, в частности от расстановки подлежащих транспортировке грузов. Наиболее удобна расстановка пакетов, контейнеров и других грузов «в елку», когда угол между продольными осями груза и улицы составляет 30—35°. Уменьшение этого угла удлиняет фронт погрузки; увеличение — ухудшает условия наезда и увеличивает ширину фронта погрузки.

Не меньшее значение для маневрирования при наезде на груз имеет расстояние между двумя смежными пакетами или контейнерами l . Установлено, что расстояние

$$l = 0,5 (B + b) + s \text{ мм,} \quad (22)$$

где s — зазор между автомобилем и подпакетной подставкой смежного пакета или смежным контейнером, равный 140—300 мм.

ОБЗОРНОСТЬ

Обзорность портального автомобиля характеризуется видимостью не только пути во время движения, но и груза при погрузке и разгрузке. В связи с этим у портальных автомобилей должна обеспечиваться хорошая видимость спереди, сзади, сбоку и снизу автомобиля.

В последние годы наметилась определенная тенденция к выпуску автомобилей в основном с четырьмя одинаковыми управляемыми колесами и закрытой утепленной кабиной, поэтому все дальнейшие соображения по обзорности будут касаться этих типов автомобилей.

Короткая база и отсутствие, как правило, закрытой кабины у автомобилей с передними ведущими неуправляемыми колесами обеспечивают достаточно хорошую обзорность с рабочего

места водителя как во время движения, так и при выполнении погрузочно-разгрузочных работ.

Все существующие методы измерения и оценки обзорности порталных автомобилей основаны на определении границ пространства, видимого с места водителя, которое у большинства автомобилей поднято на значительную (не менее 2200 мм) высоту от поверхности дороги. Оценка обзорности производится по панораме обзорности, получаемой фотосъемкой с места во-

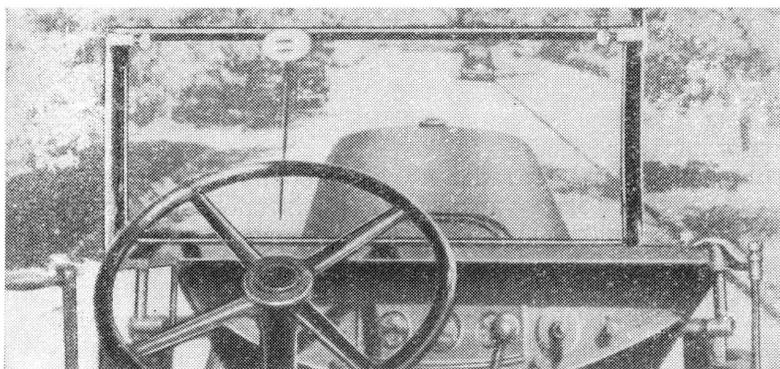


Рис. 38. Панорама обзорности автомобиля Росс-90 при движении вперед

дителя. На рис. 38 показана панорама обзорности американского порталного автомобиля Росс-90 при движении вперед. Кроме того, строят проекции панорам обзорности (рис. 39), на которых очерчивают внутреннюю границу зоны видимости находящегося на дороге человека (кривая *A*) и границу, за которой водитель видит все мелкие предметы, лежащие на дороге (кривая *B*).

Окончательную оценку обзорности автомобиля производят путем сопоставления панорам и их проекций с практическими замечаниями водителей.

На обзорность оказывают влияние габаритные размеры порталного автомобиля, компоновка и размеры его агрегатов, расположение и конструкция кабины, положение сиденья и другие факторы, в том числе и освещение.

При проектировании порталного автомобиля обзорность с места водителя при движении вперед определяют с помощью диаграммы обзорности, которую получают путем проектирования лучей (линии) из точек, соответствующих положению глаз водителя, на поверхность дороги через крайние точки сечения передней траверсы рамы, нижние углы передних и боковых окон кабины и передний конец капота двигателя.

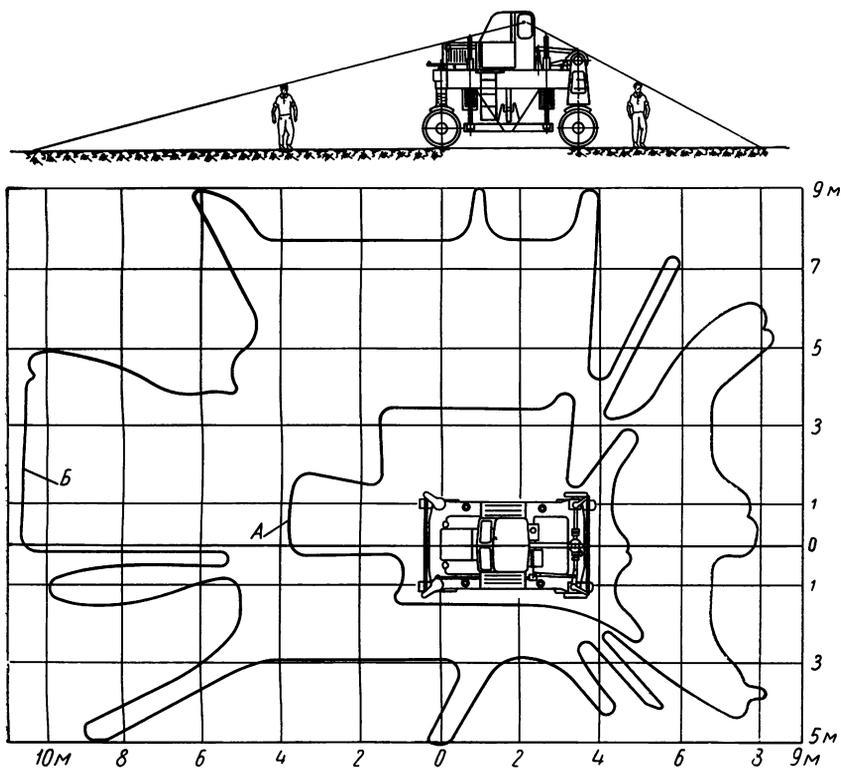


Рис. 39. Панорама обзора автомобиля Т-140

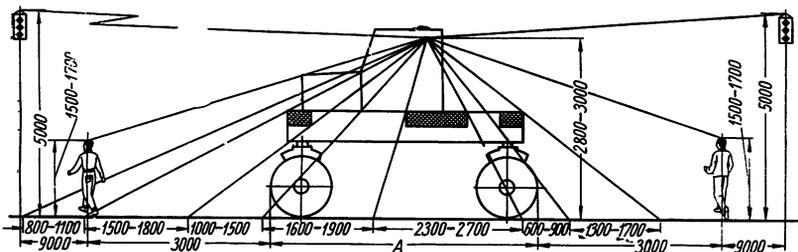


Рис. 40. Диаграмма видимости пути и предельно допустимые величины «слепых зон» обзора

Определение обзорности на заднем ходу производится аналогичным способом.

Представленная на рис. 40 диаграмма обзорности показывает, что впереди и сзади любого порталного автомобиля всегда имеется непросматриваемый участок, т. е. небольшая по величине «слепая зона», получаемая в результате перекрытия части поля зрения водителя конечными (передней и задней) траверсами рамы. Величина этих зон неодинакова как для одной и той же модели, так и для различных моделей автомобилей и зависит от конструкции рамы, кабины, их взаимного расположения и посадки водителя.

Сравнение диаграмм обзорности различных автомобилей показывает, что величина «слепой зоны» при движении вперед составляет 1,5—1,8 м, а при движении назад — 1,3—1,7 м. Начало этой зоны находится на расстояниях 1,3—1,8 м от передней траверсы и 0,8—1,2 м от задней.

Для некоторых моделей автомобилей размеры «слепой зоны» значительно увеличиваются из-за перекрытия части поля зрения водителя различными агрегатами, прикрепленными к передней и задней траверсам. Таких конструктивных решений необходимо всячески избегать при проектировании. Следует, однако, отметить, что при использовании гидропривода для погрузочно-разгрузочного устройства число агрегатов устройства значительно сократилось, в связи с чем улучшилась и обзорность автомобиля.

Одним из факторов, влияющих на обзорность, является расположение двигателя и устройство рабочего места водителя.

При заднем расположении двигателя обзорность значительно увеличивается при движении вперед, но ухудшается при движении назад из-за выступания двигателя за заднюю стенку кабины. Это нельзя признать целесообразным, так как движение назад более затруднительно, чем движение вперед, вследствие неестественного положения тела водителя, вызванного тем, что все органы управления автомобилем и двигателем размещены с учетом движения вперед.

Увеличение обзорности на заднем ходу может быть получено установкой двух дополнительных зеркал, закрепленных снаружи кабины на поворотных кронштейнах. Каждое зеркало должно позволять видеть дорогу сзади автомобиля на расстоянии не менее 20 м от него на ширине свыше 4 м. На некоторых моделях устанавливают систему зеркал, позволяющих лучше видеть дорогу и груз.

При переднем расположении двигателя обзорность при движении вперед ухудшается, а при движении назад увеличивается, что в какой-то мере компенсирует трудности езды задним ходом.

В последних моделях отечественных и зарубежных порталъ-

ных автомобилей наметилась тенденция к установке двигателя сбоку от кабины (рис. 41). В этом случае обзорность вперед и назад примерно одинаковая, что особенно ценно при эксплуатации автомобиля на коротких расстояниях.

Наиболее целесообразно боковое расположение двигателя у автомобилей с широким порталом, так как при переднем расположении двигателя плохо просматривается правая сторо-



Рис. 41. Автомобиль Валмет 51В-60 с боковым расположением двигателя и одноместной кабиной

на дороги. В условиях городского движения хорошая обзорность с правой стороны необходима ввиду частых объездов транспорта, стоящего у тротуаров. При боковом расположении двигателя его следует устанавливать таким образом, чтобы ни он, ни агрегаты трансмиссии не мешали водителю видеть не только внутренние вертикальные стенки лонжеронов, но и правое и левое грузозахватные устройства (башмаки или

вилочные подхваты), особенно при движении назад. Для этого двигатель и агрегаты трансмиссии не должны значительно выступать за заднюю стенку кабины.

Улучшению обзорности любого порталного автомобиля может способствовать уменьшение длины и высоты двигателя. С этой целью нужно применять двигатели с V-образным и, еще лучше, с горизонтальным расположением цилиндров. Такие двигатели целесообразно устанавливать на автомобилях с широким порталом (более 1700 мм). При V-образном расположении цилиндров небольшое увеличение ширины двигателя

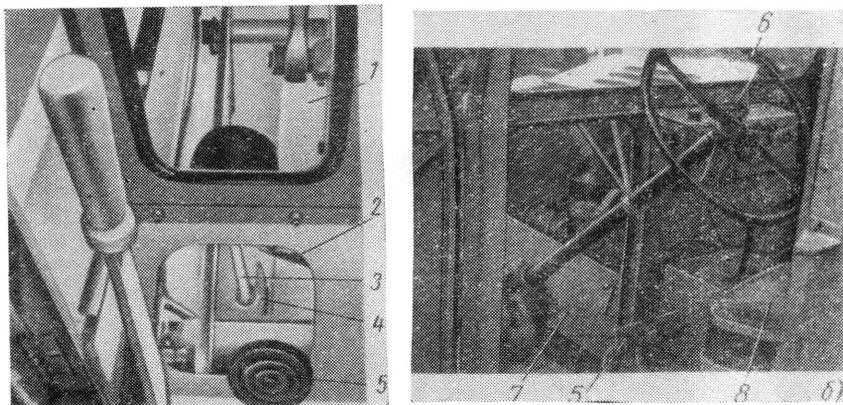


Рис. 42. Панорама обзорности через нижнее левое окно кабины автомобилей: а — Хайстер; б — Лукки 1В-58; 1 — верхняя часть окна; 2 — нижняя часть окна; 3 — грузоподъемная штанга; 4 — грузозахватный башмак; 5 — педаль сцепления; 6 — рулевой механизм; 7 — капот двигателя; 8 — сиденье водителя

не вызывает значительного сокращения пространства, ограниченного вертикальными стенками капота и лонжерона рамы, через которое водитель видит груз при наезде на него.

Вследствие высокого расположения места водителя на порталных автомобилях нельзя располагать надоконные брусья, как у обычных автомобилей, так как ухудшается видимость светофоров, дорожных знаков и указателей. Для улучшения обзорности следует увеличивать размеры передних и задних ветровых стекол кабины, поднимая верхние надоконные брусья на такую высоту, при которой водитель, не сгибаясь, мог бы видеть светофор на расстоянии не более 12 м (см. рис. 40).

Для увеличения видимости груза при наезде на него в передней стенке кабины многих порталных автомобилей делают дополнительные окна, располагая их с обеих сторон капота двигателя. Ширина этих окон равна ширине неперекрываемой капотом части передней стенки, а высота — расстоянию от

подоконного бруса переднего ветрового стекла до нижнего бруса кабины (с учетом площадей, занятых элементами каркаса кабины).

Основное значение для обзорности имеет левое нижнее окно, через которое водитель при наезде на груз и оставлении его следит за сохранением параллельности длинной стороны груза и вертикальной стенки левого лонжерона рамы (рис. 42). Нижнее правое окно при левостороннем расположении сиденья водителя служит только для контроля за правильным размещением подставок груза. Поэтому в кабинах некоторых автомобилей этих окон не делают (автомобили Лукки моделей I—VI и IB—57 и др.).

Значительно улучшается обзорность при наезде на груз в случае установки в кабине водителя решетчатого пола (впервые такой пол применен на автомобиле Т-60), так как водитель может не только видеть груз в момент наезда, но и следить за его правильным захватом и подъемом.

Существенное влияние на обзорность, как это видно из рис. 40, оказывает размещение рабочего места по длине автомобиля. Для обеспечения равномерной обзорности желательно, чтобы рабочее место водителя было расположено посередине базы автомобиля или несколько смещено назад. При этом расстояние до оси задних колес не должно быть меньше $\frac{1}{3}$ длины базы автомобиля.

Важным фактором, влияющим на обзорность, является высота капота двигателя при переднем его расположении, поскольку он увеличивает «слепую зону» справа от автомобиля (при размещении рабочего места водителя с левой стороны). Снижение высоты капота двигателя ограничивается в основном высотой радиатора, расположенного над траверсой рамы.

Стремление уменьшить «слепую зону» и увеличить обзорность с правой стороны привело к появлению на некоторых зарубежных автомобилях (автомобили Росс, Герлинггер и др.) капотов с наклонными крышками. На отечественном автомобиле Т-60М для увеличения обзорности высота капота двигателя снижена равномерно по всей длине за счет опускания радиатора в специально устроенное гнездо в передней траверсе рамы.

При снижении высоты капота и применении наклонных капотов можно увеличить переднее ветровое стекло, уменьшить высоту расположения сиденья водителя, а следовательно, и общую высоту автомобиля.

В ночное время обзорность зависит не только от выполнения всех перечисленных факторов, но и от наличия на автомобиле соответствующих осветительных приборов, их светотехнических параметров и расположения. Освещение должно быть достаточно равномерным и не должно ослеплять обслу-

живающий персонал, водителей встречного транспорта. При неравномерной освещенности замедляется ориентировка водителя в окружающем пространстве, так как происходит перадаптация зрения.

Расположение и цвет внешних световых приборов на порталных автомобилях должны соответствовать требованиям ГОСТа 8769—58.

Расстояние, на котором водитель замечает препятствие на проезжей части дороги, зависит от размеров препятствия, его цвета и расположения относительно поверхности дороги, а также от скорости движения автомобиля. Чем больше скорость автомобиля, тем меньше это расстояние. В ночное время видимость ухудшается вследствие колебаний светового пятна фары на покрытии дороги, затрудняющих распознавание препятствий на границе между светом и тенью.

Принято считать зависимость расстояния видимости $S_{вид}$ от скорости движения автомобиля линейной:

$$S_{вид} = S_{осв} - \mu v \text{ м}, \quad (23)$$

где $S_{осв}$ — расстояние, на котором фары освещают дорогу, в м;

η — эмпирический коэффициент.

Для порталных автомобилей величина μ находится в пределах 0,2—0,3, т. е. при увеличении скорости движения на 10 км/ч расстояние видимости препятствия сокращается на 2—3 м.

Опытом эксплуатации автомобилей установлено, что их фары при включенном дальнем свете должны освещать дорогу (из условий торможения) не менее чем на 80 м от границы «слепой зоны», а при включенном ближнем свете — не менее чем на 25 м. При этом освещенность на уровне полотна дороги должна составлять 2 лк. Снижение освещенности ухудшает распознавание препятствий, а главное — пешехода в темной одежде на темном фоне окружающей местности. Для безопасного движения углы рассеивания светового пучка должны обеспечивать равномерное освещение проезжей части на указанных расстояниях и освещение обочины (особенно правой) с находящимися на них знаками и указателями, а также освещение сооружений и предметов, расположенных над дорогой (арки, тоннели, мосты и т. д.). В соответствии с этим большинство современных фар дает угол рассеивания пучка света, равный 20—25° в горизонтальной плоскости и 7° — в вертикальной.

У автомобилей, предназначенных для внутривозовских перевозок, длина освещенного пути, вследствие меньших скоростей движения, может быть сокращена до 50—60 м. Сокращение длины освещенного пути достигается, как правило, накло-

ном фар. Наклонная установка фар уменьшает возможность ослепления водителей встречных автомобилей.

Установка фар у порталных автомобилей согласно ГОСТу 8769—58 должна быть такой, чтобы верхние точки световых отверстий фар у ненагруженного автомобиля отстояли от дороги не более 1200 м.

Однако в связи с увеличенной высотой порталных автомобилей установка внешних световых приборов на них может производиться с учетом допущений этого ГОСТа, принятых для автомобилей грузоподъемностью 15 т и более, что позволяет размещать приборы на большей высоте от поверхности дороги.

В настоящее время на некоторых автомобилях фары устанавливаются на очень большой высоте от поверхности дороги (на капоте двигателя, на картере главной передачи и т. п.). При таком расположении фар водители этих автомобилей, во избежание ослепления водителей встречного транспорта, вынуждены пользоваться большей частью лампочками ближнего света, вследствие чего снижается эффективность освещения пути. Кроме того, при установке фар на лонжеронах, капоте и других поддрессорных элементах конструкции с изменением нагрузки автомобиля изменяется и направление луча света фар. Поэтому некоторые зарубежные фирмы (Валмет, Кларк-Росс) монтируют фары на вилках колес с наклоном в сторону поверхности дороги (см. рис. 41), приближая тем самым зону освещенности к автомобилю и обеспечивая при маневрировании и наездах лучшую видимость груза, так как луч света строго следует за направлением движения (положением) колес. При этом груз не перекрывает пучка света, в результате чего улучшается освещение груза и площадки, на которой он установлен. Кроме того, обеспечивается постоянство положения фар по высоте вне зависимости от нагрузки автомобиля и наибольшее расстояние между ними, что весьма желательно. В некоторых случаях при этом исключается необходимость в дополнительных габаритных фонарях и подфарниках, так как их функции выполняют фары, снабженные нитями или лампами стояночного света и размещенные на расстоянии не более 400 мм от крайних габаритных точек по ширине автомобиля.

Однако при низкой установке фар требуются специальные ограждения, предохраняющие фары от повреждений при наезде на груз.

Нельзя считать целесообразным сокращение числа фар, освещающих дорогу при движении назад, произведенное на некоторых автомобилях (рис. 43). Наиболее целесообразно устанавливать две фары как впереди, так и сзади автомобиля с автоматическим переключением при изменении направления движения, а также с переключением дальнего и ближнего света.

Вследствие того что автомобиль осуществляет наезд на

груз, требуется использовать два дополнительных фонаря. Опыт показал, что эти фонари мощностью 12—15 св с соответствующими отражателями должны быть установлены так, чтобы при наезде на груз передним ходом освещалось внутреннее пространство у левого лонжерона, впереди водителя, а при наезде задним ходом — угол между правым лонжероном и задней траверсой. При этом они не должны ослеплять водителя автомобиля и должны включаться по его желанию. Такие фонари имеются на всех отечественных автомобилях.

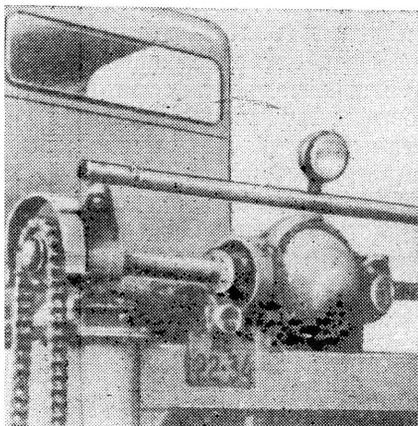


Рис. 43. Установка задней фары на автомобиле Лукки 1В-57

Работа в ночное время вызывает также необходимость установки различных световых сигнальных приборов, в том числе указателей поворота и габаритов, обеспечивающих безопасность движения по узкой дороге или заводской территории. При этом должна быть обеспечена видимость этих приборов как спереди, так и сзади автомобиля. Для предохранения указателей от повреждений их желательно прикреплять к раме при помощи гибкого элемента (пружины или резиновой муфты).

Кабина водителя должна освещаться плафоном. Освещенность кабины на высоте 1 м от уровня пола должна быть не менее 30 лк, а освещенность шкал всех приборов — не менее 5 лк. Освещение контрольных приборов должно быть выполнено таким образом, чтобы щиток в ночное время не отражался в переднем и заднем стеклах.

Основные данные осветительных и световых сигнальных приборов приведены в табл. 18.

БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Наиболее полно безопасность движения порталных автомобилей характеризуют их устойчивость и тормозные качества.

Устойчивость. Потеря устойчивости порталного автомобиля выражается в боковом опрокидывании или боковом заносе.

Боковое опрокидывание возникает вследствие действия центростремительной силы, поперечной составляющей силы тяжести,

Таблица 18

Основные данные осветительных и сигнальных приборов

Наименование	«Соломбалец» 5-С-2	Т-80	Т-140	Валмет III-IV	Лукки I-VI	Лукки 1В-57, 1В-58	Т-110	Т-150	Кларк- Росс S-100	Шорланд моделей 20 и 21
Передние фары:										
количество	2	2	2	1	1	1	2	2	2	2
сила света или мощ- ность	21 св	50; 21 св	50; 21 св	35 св	35; 15 св	50; 21 св	50; 21 св	50; 40 св	55; 40 св	50; 40 св
место установки	На картере главной передачи	На задней траверсе	На задней траверсе	На картере главной передачи	На передней траверсе	На передней траверсе	На задней траверсе	На задней траверсе	На вилках колес	На вилках колес
Задние фары:										
количество	1	2	2	1	1	1	2	2	2	1
сила света или мощ- ность	21; 3 св	50; 21 св	50; 21 св	35 св	35 св	35; 15 св	50; 21 св	50; 40 св	55; 40 св	50; 40 св
место установки	На задней траверсе	На задней траверсе	На задней траверсе	На картере главной передачи	На передней траверсе	На передней траверсе	На задней траверсе	На задней траверсе	На вилках колес	На вилках колес
Фары освещения груза:										
количество	1	2	2	1	1	1	2	2	2	1
сила света или мощ- ность	3 св	21 св	21 св	35 св	35 св	35 св	21 св	21 св	40 св	40 св
место установки	За кабиной						Под кабиной водителя			

наезда на препятствие, бокового ветра, ударов о неровности дороги и, как следствие, резонансных явлений, возникающих при соответствующих скоростях движения.

Устойчивость против бокового опрокидывания характеризуется несколькими параметрами, к числу которых относится

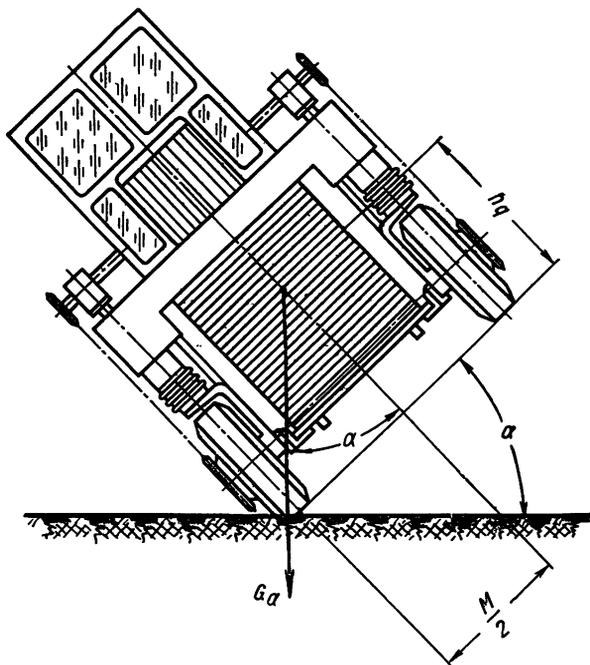


Рис. 44. Схема предельного устойчивого положения автомобиля при боковом опрокидывании

коэффициент боковой устойчивости h_0 , равный тангенсу угла опрокидывания α .

Из рис. 44 видно, что

$$h_0 = \operatorname{tg} \alpha = \frac{M}{2h_g}, \quad (24)$$

где h_g — высота расположения центра тяжести в м.

Для порталных автомобилей характерно высокое положение центра тяжести, около 1,2—1,6 м, и увеличенные размеры колеи (табл. 19), причем положение центра тяжести у этих автомобилей, в отличие от обычных автомобилей и автобусов, с увеличением нагрузки не повышается, а, наоборот, снижается в среднем на 10—15%. Поэтому коэффициент боковой устойчивости h_0 у порталных автомобилей практически не бывает

Таблица 19

Значения коэффициента боковой устойчивости и критической скорости устойчивости движения для некоторых моделей портальных автомобилей

Параметры	«Солом-Балец» 5-С-2	Т-60М	Т-80	Т-130	Т-140	Т-150	Валмет III-IV	Лукки I-VI	Т-110
Колея M в м.м	1540	1750	1850	2100	2100	2100	1750	1750	2800
Минимальный радиус поворота R_{min} в м.	3,6	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6
Высота расположения центра тяжести h_g в м.м:									
без груза	1590	1570	1285	1260	1245	1250	1580	1310	1560
с грузом	1450	1410	1260	1250	1230	1235	1440	1275	1380
Коэффициент боковой устойчивости против опрокидывания h_0 в м:									
без груза	0,484	0,558	0,720	0,836	0,849	0,845	0,544	0,667	0,878
с грузом	0,530	0,622	0,734	0,845	0,855	0,853	0,608	0,686	0,992
Критическая скорость устойчивого движения $v_{кр}$ в км/ч*:									
без груза	14,9	17,2	19,6	23,6	28,4	23,5	17,2	18,9	20,0
с грузом	15,6	18,1	19,8	23,5	23,2	23,3	18,0	19,2	21,6

* При минимальном радиусе поворота.

меньше 0,5, что соответствует минимальному значению статического угла опрокидывания, равному примерно 27°. Для обычных автомобилей с нагрузкой значения h_0 равны в среднем 0,65—0,76, для автобусов 0,50—0,65, т. е. угол допустимого крена в статическом состоянии равен 27—33°.

Величина поперечного уклона дорог I, II и III категорий, на которых в основном эксплуатируются порталные автомобили при двускатном (выпуклом) профиле, равна в зависимости от типа покрытий всего 0,015—0,030.

Коэффициент h_0 характеризует устойчивость порталного автомобиля в статическом состоянии, при котором практически опрокидывания не происходит. Но он является также одним из основных параметров, характеризующих устойчивость во время движения и определяющих остальные параметры устойчивости. Так, например, коэффициент боковой устойчивости входит в формулу для определения величины критической (предельно допустимой) скорости движения автомобиля $v_{кр}$ на повороте (при отсутствии заноса и поперечного уклона), при которой возникает потеря устойчивости:

$$v_{кр} = 3,6 \sqrt{\frac{MgR_{\min}}{2h_g}} \text{ км/ч.} \quad (25)$$

При определении скорости $v_{кр}$ не учитывается уклон дороги, наклон автомобиля, появляющийся в результате односторонней деформации шин и упругих элементов подвески, а также возможное боковое скольжение (занос).

Как видно из графиков, приведенных на рис. 45, с уменьшением радиуса R_{\min} скорость $v_{кр}$ снижается до таких пределов, что даже при минимальном значении R_{\min} , равном 4 м, порталный автомобиль теоретически мог бы двигаться без снижения скорости. Указанное обстоятельство имеет очень важное значение, так как в процессе эксплуатации этих автомобилей приходится часто производить крутые повороты. Из приведенных в табл. 19 данных видно, что коэффициент боковой устойчивости (статический угол опрокидывания) и критическая скорость движения на повороте у порталных автомобилей несколько меньше, чем у обычных автомобилей и автобусов.

Однако в процессе эксплуатации возможны случаи опрокидывания порталных автомобилей даже с высоким коэффициентом боковой устойчивости. Причины таких аварий — наезд колеса при боковом скольжении автомобиля на какое-либо препятствие: неровность дороги, кромку тротуара и т. д.

Боковое скольжение, вызывающее опрокидывание порталных автомобилей, появляется при движении по дорогам с поперечным уклоном, боковом ветре, повороте управляемых колес, вследствие разных тормозных усилий на правых и левых

колесах и по другим причинам. Возможностью нарушения боковой устойчивости значительно скользким дорогам, вследствие уменьшения коэффициента сцепления. Не меньшее влияние на боковую устойчивость портального автомобиля оказывает величина коэффициента бокового сцепления шин с дорогой. Особенно опасным является сочетание криволинейного участка дороги с поперечным уклоном. Движение по дорогам с уклоном и по кривой связано с некоторыми дополнительными явлениями, усиливающими вероятность опрокидывания портального автомобиля и не всегда учитываемыми в расчетах. К ним относится, например, появление бокового заноса вследствие изменения вертикального давления каждого ведущего колеса на опорную поверхность, происходящего под влиянием неровностей дороги. В этом случае устойчивость портального автомобиля зависит в значительной степени от эластичности шин в радиальном направлении, конструкции подвески, наличия амортизаторов, соотношения весов неподдрессоренных и поддрессоренных масс.

Большое влияние на боковую устойчивость автомобиля оказывает отношение расстояния между упругими элементами подвески к колею. Чем больше это отношение, тем больше боковая жесткость, тем устойчивее движение автомобиля. У портальных автомобилей это отношение равно или очень близко к единице, а у обычных автомобилей и автобусов оно составляет 0,54—0,60. С этой точки зрения портальные автомобили более устойчивы.

Возможность нарушения боковой устойчивости значительно возрастает при движении по значительного уменьшения ко-

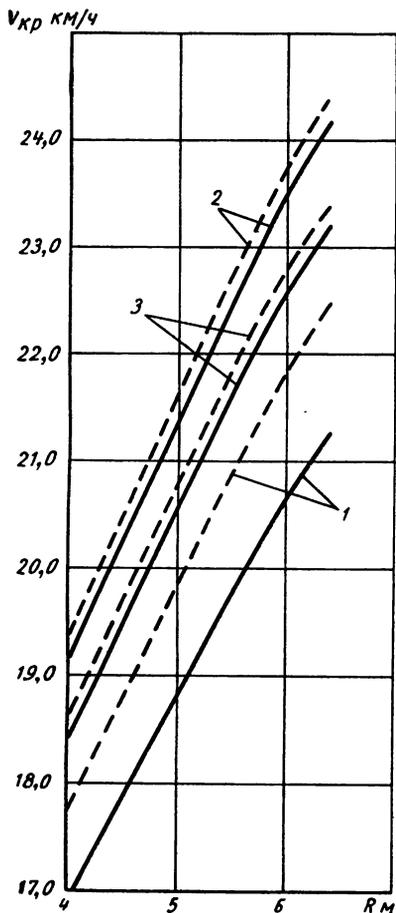


Рис. 45. График зависимости предельно допустимой скорости движения $v_{кр}$ на повороте от радиуса поворота R автомобиля:

1 — Т-60М; 2 — Т-80; 3 — Лукки I—VI; сплошные кривые — без груза; пунктирные — с грузом

Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости в процессе преодоления крутого подъема большой длины мало вероятно в связи с возникновением буксования ведущих колес, вызывающего сползание порталного автомобиля.

Критический угол подъема (критический уклон дороги) $\alpha_{кр}$, при котором еще возможно движение автомобиля без буксования, определяется следующим выражением:

$$\operatorname{tg} \alpha_{кр} = i_{кр} = \frac{\varphi a}{L - h_g \varphi}, \quad (26)$$

где a — расстояние от центра тяжести до передней оси в м.

Как видно из выражения (26), величина критического угла подъема в большой степени зависит от коэффициента сцепления φ и расположения центра тяжести автомобиля. При $\varphi = 0,3$ этот угол у порталных автомобилей составляет $9-11^\circ$ ($i_{кр} = 0,16 \div 0,20$), у обычных автомобилей $10-15^\circ$, у автопоездов $4-6^\circ$.

Таким образом, несмотря на более высокое, чем у обычных автомобилей, расположение центра тяжести, критический угол подъема у порталных автомобилей вследствие более равномерного распределения их веса по осям (значение $\frac{L-a}{h_g}$ близко к единице) уменьшается незначительно. Если же учесть, что углы подъема на автомобильных дорогах с твердым покрытием обычно не превышают $0,07-0,09$ ($4-5^\circ$), продольную устойчивость порталных автомобилей можно считать вполне удовлетворительной, что полностью подтверждается и многолетним опытом их эксплуатации.

Тормозные качества. Требования к тормозным качествам порталных автомобилей не отличаются от аналогичных требований, предъявляемых к обычным автомобилям. В связи с этим оценка действия тормозов порталного автомобиля также производится по показателям экстренного торможения, причем основным оценочным параметром эффективности торможения является тормозной путь.

Величина реализуемой тормозной силы зависит от условий торможения и ограничивается тормозным моментом или сцеплением колес с дорогой, а в некоторых случаях и тем и другим одновременно: на одних колесах — сцеплением, на других — тормозным моментом (смешанное ограничение). При этом после ограничения тормозной силы она не изменяется и является установившейся величиной, которой соответствует определенная величина замедления.

Для определения характера ограничения тормозных сил, величины суммарной тормозной силы и установившегося замедления при экстренном торможении (резком нажатии на пе-

высокого расположения центра тяжести перераспределение осевых нагрузок у порталных автомобилей гораздо больше, чем у обычных автомобилей. Соответственно больше изменение и тормозных сил.

Примерно равные статические нагрузки на все колеса, одинаковая конструкция и размеры тормозных механизмов и сравнительно короткие трубопроводы обеспечивают синхронность начала и конца торможения колес порталного автомобиля, а также одинаковый характер нарастания тормозных моментов на них. В связи с этим тормозные силы, развиваемые тормозными механизмами соответственно на колесах передней и задней осей,

$$P_{\tau 1M} = P_{\tau 2M} = P_{\tau M} = \frac{M_{\tau}}{r_{\kappa}} \text{ кг}, \quad (29)$$

где M_{τ} — тормозной момент, создаваемый колесными механизмами на передней или задней оси, в $\text{кг}\cdot\text{м}$.

Соотношение тормозных сил, ограниченных сцеплением колес с дорогой (наклонные прямые aa_1 и aa_2) или тормозным моментом (прямая cc_2), развиваемым колесными тормозами каждой оси, изменяется в зависимости от величины замедления j (рис. 46). На задней оси при замедлениях до точки c_1 тормозная сила ограничивается тормозным моментом cc_1 , а затем сцеплением колес с дорогой c_1a_2 , так как $P_{\tau 2} < P_{\tau M}$. На передней оси автомобиля тормозная сила, независимо от величины замедления, всегда ограничена тормозным моментом, что свидетельствует о неполном использовании силы сцепления передних колес с дорогой ($P_{\tau M} < P_{\tau 1}$). Увеличение тормозного момента на колесах этой оси позволило бы повысить эффективность тормозной системы при движении вперед, однако на заднем ходу это привело бы к ранней блокировке колес и усиленному износу протектора шин. Поэтому для повышения эффективности торможения при движении в обоих направлениях желательно было бы, чтобы величина тормозного момента на колесах каждой оси автомобиля определялась прямой, проведенной из точки a параллельно оси абсцисс (прямая aa'). В этом случае сцепление задних колес с дорогой всегда будет использоваться полностью, а передние колеса (по ходу) не будут доводиться до блокировки. В совокупности с противоблокировочными устройствами задних колес, исключающими их скольжение, такая тормозная система значительно повысит безопасность и эффективность торможения.

Дальнейшее увеличение тормозного момента на передних колесах не желательно, так как появляется опасность их блокировки на скользких дорогах, которая может привести к полной потере управляемости порталного автомобиля.

Наиболее доступным средством улучшения тормозных качеств порталных автомобилей без ухудшения их управляемости является применение ступенчатого регулятора в тормозном приводе, позволяющего в определенных пределах изменять величину и соотношение тормозных сил на передних и задних колесах, обеспечивающего пропорциональность тормозных сил сцепному весу на каждой оси и исключающего вероятность блокировки при экстренном торможении на любой дороге и при различной нагрузке автомобиля.

Величины тормозных сил могут ограничиваться не только силами сцепления, но и величиной усилия нажатия на педаль тормоза при гидроприводе или давления воздуха в системе с пневмоприводом. В этом случае величины тормозных сил не достигают значений сил сцепления, а скольжение колес даже при самом резком торможении не наступает.

Используя зависимость тормозной силы от замедления

$$\Sigma P_{\tau} = \frac{G_a}{g} j$$

(наклонная прямая *om* на рис. 46) и график изменения возможной для реализации суммарной тормозной силы ΣP_{τ} (ломаная линия kk_1k_2), можно определить величину тормозной силы, реализуемой в данных условиях эксплуатации (ордината точки *b*). Для автомобиля Т-80 действующая тормозная сила (рис. 46) составляет 3600 кг, а установившееся замедление $j = = 3,4 \text{ м/сек}^2$ (абсцисса точки *b*).

Полный тормозной путь

$$s_{\tau} = \frac{V_n t_0}{3,6} + \frac{V_n^2}{26j} + \frac{V_n t_2}{7,2} - \frac{j t_2^2}{24} \quad (30)$$

где V_n — скорость, при которой начинается торможение, в км/ч;

t_0 — время, затрачиваемое на подготовку тормозов к действию, включая время реакции водителя;

$t_0 = 0,8 \div 1,8 \text{ сек}$;

t_2 — продолжительность нарастания замедления в сек; для тормозов с пневмоприводом $t_2 = 0,5 \div 0,6 \text{ сек}$; с гидроприводом $t_2 = 0,2 \div 0,3 \text{ сек}$;

j — установившееся замедление в м/сек².

Фактические пути торможения порталных автомобилей, так же как и у обычных автомобилей и автобусов, всегда больше теоретических, причем коэффициент эффективности торможения K_{τ} , показывающий, во сколько раз действительное замедление порталных автомобилей меньше теоретического, максимально возможного на данной дороге, составляет 1,8—2,5.

При торможении на влажных и скользких дорогах ($\varphi = 0,3 \div 0,4$) тормозные силы всех колес автомобиля достаточны

для доведения всех колес до скольжения и достигают значения, равного силе сцепления, практически одновременно. В связи с этим значение коэффициента K_s близко к единице. Коэффициент K_s учитывает не только эксплуатационное состояние тормозов (регулировку, износ, замасливание накладок и т. п.), но и несоответствие фактических тормозных сил на колесах величинам сцепного веса, определяемое конструктивными параметрами тормозов и нагрузкой на автомобиль. В связи с этим для приближения расчетных данных к величинам тормозных путей, определенных экспериментально, значение K_s должно выбираться в зависимости от нагрузки автомобиля: чем больше нагрузка, тем большей должна приниматься величина K_s .

Поэтому нормативы на показатели торможения при движении автомобилей на сухой горизонтальной дороге с асфальто-

Таблица 20

Значения тормозного пути портальных автомобилей (с грузом)

Портальный автомобиль	Тормозной путь в м при начальной скорости в км/ч	
	20	30
Т-60М	8,0	12,2
Т-80	7,5	12,0
Т-130	7,3	11,5
Т-140	7,4	11,9
Валмет III—IV	7,6	12,1
Лукки I—VI	7,8	12,3
Лукки 1В-57	7,3	11,4
Росс-90	7,2	13,1
Хайстер М	7,4	12,4
Т-110	8,1	13,3
Р. С. Л.	8,0	11,1

вым покрытием, установленные «Правилами движения по улицам городов, населенных пунктов и дорогам СССР», дифференцированы в зависимости от полного веса транспортного средства без нагрузки.

Величина тормозного пути нагруженных автомобилей не регламентирована, в среднем она увеличивается на 15—21%.

В табл. 20 приведены значения тормозного пути некоторых автомобилей с грузом, из которых видно, что у большинства современных автомобилей величина этого основ-

ного параметра, как правило, удовлетворяет требованиям безопасности движения.

Стояночный тормоз должен обеспечивать замедление нагруженного портального автомобиля не менее 2 м/сек^2 или тормозной путь не более 6 м при торможении со скорости 15 км/ч. Кроме того, он должен удерживать нагруженный автомобиль на дороге с уклоном 16% (примерно 9°). Стояночные тормоза автомобилей Валмет удерживают автомобили с грузом на уклоне 10%.

Эксплуатационный режим у портальных автомобилей примерно такой же, как у автобусов. Это дает основание сопоставить и условия работы их тормозов (частые остановки при коротких ездах, значительное число притормаживаний со скорости 15—20 км/ч до 8—10 км/ч и т. п.).

Приняв, что в среднем на 1 км пробега производится 6—8 полных торможений и 20—25 притормаживаний — служебные торможения, включая притормаживания при маневрировании во время наезда на груз и оставления его, при которых среднее замедление не превышает 40—50% максимально возможного, получаем, что при среднегодовом пробеге порталных автомобилей, равном примерно 40 тыс. км, тормозами пользуются не менее 1000—1300 тыс. раз в год. Аналогичные цифры получаются и для автобусов. Практика эксплуатации автобусов в условиях города показывает, что смену тормозных накладок при соответствующем качестве их материала и толщине около 20 мм производят после 20—25 тыс. км пробега. Смена тормозных накладок тормозов порталных автомобилей производится реже, в среднем через 40 тыс. км пробега, что объясняется следующими причинами.

Известно, что достаточно объективным критерием износа тормозных накладок является удельная работа трения, т. е. работа трения колесных тормозов, приходящаяся на единицу (1 см²) суммарной поверхности накладок:

$$L_{y\partial} = \frac{G_a V_n^2}{2g (3,6)^2 F} = \frac{G_a V_n^2}{254F}, \quad (31)$$

где F — суммарная поверхность тормозных накладок в см².

Как видно из приведенной формулы, основное влияние на удельную работу трения, а следовательно, и на износ тормозных накладок, оказывает скорость движения автомобиля в момент торможения. В табл. 21 приведены значения удельной работы трения $L_{y\partial}$ для некоторых порталных автомобилей, подсчитанные исходя из нескольких значений V_n .

Из табл. 21 видно, что значения $L_{y\partial}$ для $V_n = 30$ км/ч колеблются от 11 до 22 кг·м/см², т. е. не расходятся с аналогичными значениями $L_{y\partial}$ для обычных автомобилей. Так как средняя техническая скорость движения порталных автомобилей в городских условиях составляет примерно 20 км/ч, то значения удельной работы трения будут практически ниже (5—10 кг·м/сек²), а срок службы накладок выше. Скорости наезда на груз и оставления его, при которых требуется максимальное число притормаживаний, как правило, не превышают 3—4 км/ч. Удельная работа трения для этих скоростей имеет низкое значение (0,20—0,35 кг·м/см²).

Если учесть также, что половину общего пробега порталные автомобили обычно совершают без груза, когда удельная работа трения еще больше снижается, то станет понятным, почему, несмотря на более частое пользование тормозами и больший полный вес порталных автомобилей, чем обычных автомобилей и автобусов, износ тормозных накладок у этих автомобилей меньше.

Таблица 21
Значения удельной работы трения поверхности тормозных накладок рабочих тормозов порталльных автомобилей

Параметры	«Солом-балеш» 5-С-2	Т-60М	Т-80	Т-140	Т-110	Валмет III-IV	Дукки IB-57	Кларк-Росс S-93	Т-150
Полный вес автомобиля G_a в т	10,15	11,15	10,41	12,78	18,15	10,75	10,65	20,43	12,78
Суммарная поверхность тормозных накладок в $см^2$	2640	3380	2080	2080	3380	2700	2700	3840	2080
$\frac{G_a}{F}$ в $кг/см^2$	3,85	3,30	5,00	6,14	5,37	3,98	3,94	5,32	6,14
Удельная работа трения $L_{уд}$ в $кг \cdot м/см^2$ при торможении со скорости v_n в $км/ч$:									
30	13,63	11,69	17,73	21,77	19,03	14,10	13,98	18,85	21,76
20	5,06	5,20	7,88	9,68	8,46	8,23	6,21	8,38	0,67
15	3,41	2,92	4,43	5,44	4,76	3,52	3,49	4,71	5,44
4	0,24	0,21	0,31	0,39	0,34	0,25	0,25	0,34	0,39

Существенное влияние на эффективность торможения оказывает температура тормозных механизмов. В качестве параметра для оценки нагрева тормозов может быть принято отношение $\frac{G_a}{F}$. Если у обычных автомобилей и автобусов отношение $\frac{G_a}{F}$ в среднем можно считать равным 2,0—4,0 кг/см², то у порталных автомобилей этот параметр, как это видно из табл. 21, несколько больше, что указывает на повышенную напряженность работы тормозной системы. Это вполне допустимо вследствие более низких средних скоростей движения и меньших замедлений порталных автомобилей, а также лучших условий охлаждения их колесных тормозов, более открытых для обдува со стороны тормозного диска.

ЛЕГКОСТЬ УПРАВЛЕНИЯ

Легкость управления порталным автомобилем характеризуется удобством посадки и затратами труда водителя. Удобство посадки не зависит от условий эксплуатации и типа

Таблица 22

Характеристика режимов работы органов управления автомобилей при внутривозовских перевозках (средние данные по некоторым предприятиям)

Показатели	Т-60М		Лукки I—VI		Т-80		Т-140	
Средняя длина ездки в км	0,7	1,5	0,6	1,3	0,8	1,5	0,5	1,4
Количество включений на 100 км:								
сцепления	1400	600	1500	1150	1200	700	1450	1200
реверс-редуктора:								
передний ход	165	110	175	125	155	100	190	120
задний ход	65	35	75	55	30	45	70	45
коробки передач:								
первая передача	160	70	180	90	140	80	150	100
вторая »	160	110	185	125	160	130	160	140
третья »	305	170	430	185	325	200	370	205
четвертая »	350	160	400	180	370	180	400	230
пятая »	35	20	—	—	—	—	—	—
тормозов:								
ножных (полные включения)	1040	465	1170	515	1100	530	1230	800
ручных	421	208	369	162	270	150	411	151
погрузочно-разгрузочного устройства:								
механизма подъема	451*	193*	470	218	380	157	475	169
механизма зажима	—	—	398	211	363	139	440	147

* У автомобиля Т-60М механизмы зажима и подъема груза совмещены.

автомобиля, а определяется общей компоновкой и устройством рабочего места водителя. Затраты труда находятся в прямой зависимости от условий эксплуатации, типа автомобиля и устройства органов управления. Так как порталный автомобиль, кроме органов управления, таких, какие установлены на обычном автомобиле, имеет еще дополнительные, необходимые для управления механизмами погрузочно-разгрузочного устройства, работа водителя на порталном автомобиле усложняется.

Затраты труда принято оценивать количеством действий, совершаемых водителем на 100 км пробега, и величиной усилий, прилагаемых к органам управления. В табл. 22 и 23 приведены данные, характеризующие некоторые условия эксплуатации порталных автомобилей.

Таблица 23

Характеристика режимов работы органов управления при движении на дорогах общего пользования

Показатели	Т-110	Т-80	Кларк-Росс S-81
Условия движения	Городское (г. Москва) с грузом 10 т	Городское (г. Херсон) с грузом 4 т	Загородное (асфальтиро- ванное шос- се) с грузом 8 т
Количество включений на 100 км:			
сцепления	831	804	70
реверс-редуктора:			
передний ход	18	24	8
задний ход	12	18	3
коробки передач:			
первая передача	51	38	2
вторая »	172	151	9
третья »	221	218	12
четвертая »	244	300	28
пятая »	35	—	—
тормозов:			
ножные (полные включения)	930	805	32
ручной	215	198	28
погрузочно-разгрузочного устрой- ства:			
механизма подъема	42	41	12
механизма зажима	29	38	17

Из данных табл. 22 и 23 видно, что работа водителя по управлению порталным автомобилем, даже без учета операций по управлению механизмами погрузочно-разгрузочного устройства, является напряженной, особенно в условиях внутризаводских перевозок, и сопоставима с работой водителя автобуса с механической трансмиссией в городских условиях. На управление порталным автомобилем, как правило, затрачиваются

бóльшие усилия, чем на управление обычным автомобилем. В основном это относится к усилиям, прилагаемым к органам рулевого управления и колесных тормозов, и объясняется большим весом, приходящимся на каждое колесо, и тем, что все колеса выполнены управляемыми. Усилия, прилагаемые к другим органам управления (например, к педали сцепления, рычагам коробки передач и реверс-редуктора и т. д.), зависят от кинематики привода и обычно не отличаются от общепринятых. Снизить усилия на рулевом колесе и педали тормоза до рекомендуемых величин путем изменения кинематики привода в некоторых случаях не представляется возможным. Поэтому в последнее время на порталных автомобилях широко применяются гидро- и пневмоприводы и усилители. Так, например, усилители, установленные на автомобилях Хайстер, снижают усилие водителя при торможении на 50—60%. Не меньший эффект достигается при применении в тормозной системе вакуумных усилителей, о чем свидетельствует опыт эксплуатации автомобилей Т-130 и Т-150. Использование усилителей не только облегчает управление, но уменьшает ход педали и, следовательно, способствует сокращению длины кабины, которая зависит не только от размещения сидений и органов управления, но и от хода педали тормоза.

Усилие, необходимое для поворота колеса рулевого механизма порталного автомобиля, при наличии усилителя следящего действия не зависит от нагрузки на управляемых колесах и составляет обычно не более 5—6 кг. При этом число оборотов рулевого колеса снижается до целесообразных пределов (4—5 оборотов).

Частое пользование сцеплением выдвигает вопрос о снижении усилия водителя при его выключении также путем введения усилителей. Еще более желателен переход на двухпедальное управление, при котором ликвидируется педаль сцепления путем установки сцепления, автоматически выключающегося при переключении передач или при уменьшении числа оборотов коленчатого вала двигателя ниже определенного предела.

Для создания нормальных условий работы водителя, снижения его утомляемости и предупреждения профессиональных заболеваний максимально допустимые усилия, затрачиваемые водителем для приведения в действие органов управления автомобилем любой грузоподъемности, не должны превышать определенных значений (в кг), которые приведены ниже.

Педаль:	
ножного тормоза (при экстренном торможении)	70
сцепления	15
управления дроссельной заслонкой или подачей топлива	5
Рулевое колесо при движении по дороге с асфальтобетонным покрытием	6

Рычаг:

переключения коробки передач и реверс-редуктора	6
ручного тормоза	40
управления механизмом погрузочно-разгрузочного устройства	3

Примечание. Для предотвращения чрезмерного износа шин при очень частых поворотах на месте мощность усилителя портальных автомобилей грузоподъемностью свыше 12 т желательно рассчитывать так, чтобы усилие на ободе рулевого колеса при повороте на месте возрастало до 30 кг.

При размещении органов управления надо учитывать следующее.

Рычаги управления механизмами погрузочно-разгрузочного устройства должны быть расположены таким образом, чтобы водитель мог ими пользоваться во время движения (при подъезде к грузу или оставлении его), не изменяя положения своего корпуса и не прерывая наблюдения за дорогой. Для этого их следует размещать справа от рулевого механизма, на 100—150 мм выше поверхности сиденья и не более чем на 300 мм от его передней стенки.

Рычаг переключения реверс-редуктора целесообразно размещать в одной плоскости с рычагом переключения коробки передач.

Все рукоятки и рычаги в любом положении должны находиться на расстоянии не менее чем 50 мм от других деталей кабины или соседних рычагов управления. Для получения наибольшего усилия на рычаге ручного тормоза необходимо так расположить рычаг, чтобы усилие водителя, приложенное к нему при затормаживании, было направлено снизу вверх.

Большое значение для облегчения условий работы водителя имеет конструкция привода погрузочно-разгрузочного устройства. На большинстве современных портальных автомобилей механический привод механизма подъема и ручной привод механизма зажима заменены гидроприводом, при котором водитель управляет только соответствующими золотниками гидрораспределителя, затрачивая на это усилие не более 3—4 кг.

Для облегчения управления механизмами погрузочно-разгрузочного устройства с гидроприводом целесообразно применять гидрораспределители с автоматически отключающимися золотниками. Это позволит освободить водителя от необходимости удерживать в рабочем положении рычаги управления погрузочно-разгрузочным устройством при выполнении тех или иных операций, так как при каждом цикле погрузки или разгрузки приходится пять-шесть раз включать золотники гидрораспределителя, а время, в течение которого водитель должен удерживать их в рабочем положении, достигает 10—15 сек.

Частая смена направления движения автомобилей, используемых для внутривозвездских перевозок, утомляет водителя, так как он при движении задним ходом обращен лицом назад, а

контрольные приборы и рычаги управления установлены в основном с учетом движения вперед. Исходя из этого, на таких автомобилях целесообразно устанавливать перекидные или поворотные (на 30—40°) сиденья и делать дублированное (для переднего и заднего хода) управление. Это несколько усложнит конструкцию, но облегчит условия работы водителя. Такое дублированное управление имеется на шведском автомобиле Бофорс.

Управление автомобилем значительно облегчается при наличии и рациональном расположении контрольно-измерительных приборов, циферблаты которых должны находиться в поле зрения водителя. Кроме стандартных приборов, применяемых на всех автомобилях, на некоторых порталных автомобилях (автомобили Т-80, Т-110, Т-130 и др.) установлены дополнительные приборы, позволяющие определять скорость и учитывать пройденный путь не только на переднем, но и на заднем ходу, а также специальные устройства, сигнализирующие о неплотном прижатии груза к раме автомобиля. Такие устройства имеются на всех отечественных порталных автомобилях последних выпусков.

Желательна установка прибора для учета количества и объема перевезенного груза (за рейс и смену), а также для записи работы автомобиля (автометр), который позволил бы значительно упростить учет.

ПРОХОДИМОСТЬ

Для порталных автомобилей проходимость не имеет первостепенного значения, так как они работают в основном на благоустроенных дорогах. Однако, учитывая возможность их эксплуатации в зимнее время по дорогам со снежным покрытием, по скользким дорогам, а также отдельные случаи эксплуатации их по дорогам с неровностями и изменениями профиля пути, проходимость включают в комплекс параметров, характеризующих эти автомобили.

Пройодимость порталных автомобилей определяется коэффициентом сцепного веса, конструкцией шин и геометрическими параметрами.

Портальные автомобили обладают удовлетворительной проходимостью по скользким и заснеженным дорогам, поскольку коэффициент сцепного веса автомобилей с грузом и без груза практически постоянен и равен 0,5; он увеличивается (до 0,55—0,60) только при перевозке длинномерных грузов. Для определения уклонов, преодолеваемых автомобилем, можно воспользоваться формулой

$$i = \left(\frac{G_s}{G_a} \varphi - f \right) \cdot 100, \quad (32)$$

где G_s — сцепной вес.

При коэффициенте сцепления $\varphi=0,1$ и коэффициенте сопротивления качению $f=0,015$, что соответствует движению по скользкой дороге (обледенелой, подтаивающей сверху), уклоны, преодолеваемые порталными автомобилями, составляют 3,5—4%.

Для сравнения укажем, что предельные подъемы, преодолеваемые большинством обычных автомобилей 4×2 , у которых коэффициент сцепного веса при нагрузке равен 0,6—0,75, а без нагрузки 0,45—0,5, на скользкой дороге составляют соответственно 5,5—5,9% и 3,6—4,0%. Уклоны, преодолеваемые нагруженными автопоездами, имеющими более низкие значения коэффициента сцепления, как правило, не превышают 3,0%, без нагрузки 2,0%.

Повышению проходимости автомобилей на мокрых и скользких дорогах с твердым покрытием способствует также и увеличенное давление односкатных колес на дорогу (4—6 кг/см²), при котором лучше выдавливается влага и грязь с площадки контакта шины с поверхностью дороги. Хорошее сцепление колес с дорогой во многом зависит от правильного выбора рисунка протектора шин. Для порталных автомобилей нормальной проходимости в основном используют шины, у которых протектор (типа «дорожный») имеет мелкий рисунок и большую насыщенность (до 80—85%). Продольные ребра и тонкий профиль протектора этих шин обеспечивает хорошее сцепление колес с дорогой, снижая склонность к буксованию и способствуя устойчивости автомобиля на поворотах и скользких дорогах.

В настоящее время изыскиваются различные компромиссные конструктивные решения, которые позволили бы обеспечить высокие сцепные качества на обледенелой и накатанной дороге и нормальную работу шин на сухом дорожном покрытии. Одним из таких решений является установка шин с протектором асимметричного типа. В этом случае внешнее (по отношению к автомобилю) продольное нерасчлененное ребро протектора повышает стабильность качения шины при движении по окружности и увеличивает сцепление на сухом покрытии, а остальная часть протектора с соответствующим рисунком, а если необходимо и металлическими шипами, служит для повышения тягово-сцепных качеств на скользкой, особенно зимней, дороге.

Ведущие колеса порталных автомобилей повышенной проходимости снабжают шинами с большими грунтозацепами, которые способствуют лучшей проходимости по плохим дорогам, но хуже противодействуют (из-за отсутствия продольных канавок) боковым заносам автомобиля на крутых поворотах и при движении по дороге, покрытой жидкой грязью или льдом, что наблюдалось при эксплуатации автомобилей Лукки I—VI, снабженных шинами типа «вездеход».

Геометрические параметры проходимости (рис. 47) характеризуются дорожным просветом k , свесами груза c и d , радиусом поперечной проходимости R_{np} , нижним радиусом продольной проходимости $R_{пн}$, верхним радиусом продольной проходимости $R_{пв}$ и углами переднего и заднего свесов груза γ_n и γ_z .

В отличие от обычных автомобилей, у которых все перечисленные выше параметры определяются только конструкцией и размерами автомобиля и изменяются в незначительных преде-

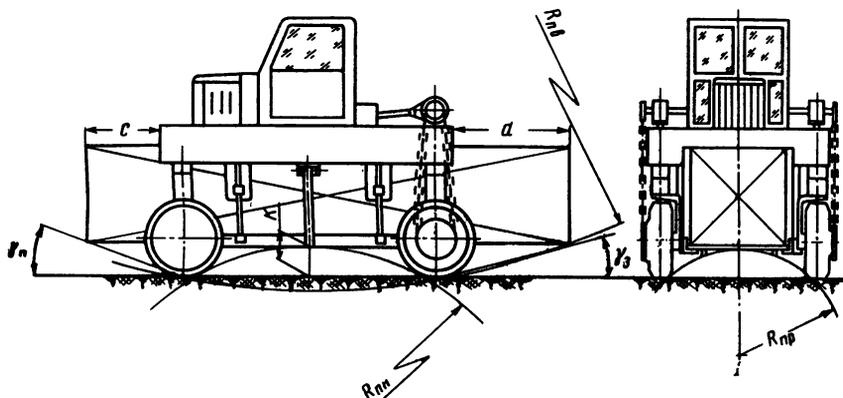


Рис. 47. Геометрические параметры, характеризующие проходимость портального автомобиля

лах за счет деформации шин и упругих элементов подвески, у портальных автомобилей, они, как это видно из рис. 47, зависят от перевозимого груза. Поэтому определение указанных параметров возможно только в каждом конкретном случае, когда известны форма и размеры груза, а также его расположение на автомобиле.

Основным параметром, определяющим проходимость портального автомобиля, является величина дорожного просвета, поскольку она не только позволяет судить о высоте предметов, над которыми автомобиль может передвигаться без задевания за них низшими точками груза или грузозахватных устройств, но и оказывает влияние на остальные параметры, характеризующие проходимость. Поэтому в технических характеристиках портальных автомобилей указывают только величину хода грузозахватных устройств и минимальный зазор между ними и поверхностью дороги.

Дорожный просвет k характеризует возможность движения автомобиля без задевания дорожных препятствий и в отличие от обычных автомобилей определяется расстоянием между нижней точкой подпакетной подставки, поддона или контейнера

и поверхностью дороги, замеренным при максимальной нагрузке автомобиля. У ненагруженного автомобиля дорожный просвет замеряется между нижней точкой грузозахватных устройств, поднятых в крайнее верхнее положение, и поверхностью дороги.

При определении дорожного просвета необходимо учитывать максимальную статическую деформацию упругого элемента подвески.

Чтобы во время движения избежать повреждений подпакетных подкладок и предотвратить их выбивание лежащими на дороге посторонними предметами, величину дорожного просвета не следует принимать менее 280 мм. Кроме того, сокращение дорожного просвета приводит к уменьшению радиусов продольной и поперечной проходимости автомобиля, что также нежелательно, хотя указанные параметры для этих автомобилей не являются столь уж существенными.

Дорожный просвет свыше 300 мм нерационален, так как вызывает увеличение высоты автомобиля, повышение его центра тяжести и, следовательно, ухудшение его устойчивости. При этом следует учитывать, что у порталных автомобилей, так же как и у автомобилей с независимой подвеской колес, в отличие от автомобилей с неразрезными мостами (осями), величина дорожного просвета при движении вследствие полного сжатия упругих элементов подвески может кратковременно уменьшаться на 80—100 мм, т. е. в среднем снижаться до 200 мм. Для сравнения укажем, что минимальный дорожный просвет у отечественных обычных грузовых автомобилей по оси симметрии осей равен 200—300 мм, хотя многие из автомобилей эксплуатируются в гораздо худших дорожных условиях (по неровным и колеяным дорогам), чем порталные автомобили. У перспективных моделей грузовых автомобилей грузоподъемностью более 5 т дорожный просвет, согласно рекомендации СЭВ, должен быть равен не менее 260—270 мм, а у автобусов — 270 мм.

Нижний радиус продольной проходимости $R_{пн}$ и радиус поперечной проходимости $R_{пр}$ представляют собой радиусы окружностей, касательных к колесам и к нижней точке основания груза или грузозахватных устройств, расположенной внутри базы или колеи порталного автомобиля. Эти радиусы определяют очертания препятствий: выпуклость мостов, переездов и т. п., которые может преодолеть автомобиль без задевания.

Верхний радиус продольной проходимости $R_{пв}$, под которым понимают радиус дуги, соединяющей передние и задние колеса с наиболее выступающей нижней точкой свеса груза (обычно заднего), характеризует способность груженого порталного автомобиля вписываться в продольный профиль дороги.

Величины этих радиусов определяют графически по чертежам portalного автомобиля без груза и с грузом. Вследствие одинаковой конструкции передних и задних колес и симметричной конструкции рамы portalных автомобилей при одинаковых свесах груза радиусы R_{np} являются постоянными на всей длине опорной поверхности груза. С уменьшением радиусов проходимость увеличивается. На рис. 48 приведен график изменения радиуса поперечной проходимости R_{np} отечественных автомобилей в зависимости от ширины портала, при величине дорожного просвета $k = 250$ мм. Как видно из графика, величина радиуса поперечной проходимости автомобилей вполне сопоставима с его значениями для обычных автомобилей.

Анализ выполненных конструкций автомобилей позволяет сделать вывод о том, что нижний радиус продольной проходимости для большинства моделей с базой 3400—3600 мм при дорожном просвете $k = 250$ мм равен 3,0—3,5 м. У обычных автомобилей отечественного производства он равен в среднем 2,6—5,5 м, а у автобусов 3,7—10,5 м. Верхний радиус продольной проходимости R_{nv} у portalных автомобилей с грузом длиной около 7 м при соотношении переднего и заднего свесов

$\frac{c}{d} = 1:1,5$ составляет 10—12 мм. Углы переднего и заднего свесов при той же длине груза и том же положении его на автомобиле составляют соответственно 18—20° и 14—16°. У отечественных автобусов они соответственно равны 11—25° и 12—15°.

С увеличением длины груза параметры продольной проходимости portalных автомобилей ухудшаются.

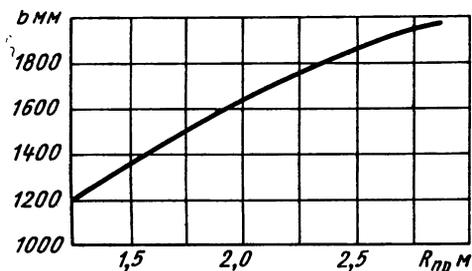


Рис. 48. Изменение радиуса поперечной проходимости R_{np} отечественных portalных автомобилей в зависимости от конструктивной ширины портала b при дорожном просвете $k = 250$ мм

ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОРТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ АГРЕГАТОВ

КОМПОНОВКА АВТОМОБИЛЕЙ

Компоновка портального автомобиля заключается в выборе наиболее выгодного взаимного расположения и согласования размеров и параметров его механизмов и агрегатов, при которых обеспечиваются возможность использования всего портала, компактность, максимальная обзорность при движении и выполнении погрузочно-разгрузочных операций, достаточная устойчивость, рациональное распределение нагрузок по осям и наилучшая доступность механизмов и агрегатов для технического обслуживания, а также современные эстетические требования к внешним формам и очертаниям всего автомобиля.

Нахождение оптимального варианта компоновки является трудоемким процессом и всегда заканчивается компромиссом различных, часто противоречивых, эксплуатационных, конструктивных и технологических требований. При этом в отличие от компоновки обычных автомобилей, при которой имеются довольно большие возможности в отношении распределения нагрузки по колесам (не говоря уже и об увеличении числа осей) за счет изменения базы, размеров кузова и его установки, а следовательно, и расположения груза, смещения кабины, при компоновке портального автомобиля этих возможностей нет, ибо свесы рамы за оси отсутствуют, а груз, за малыми отклонениями, размещают симметрично относительно рамы.

Работа по общей компоновке портального автомобиля разбивается обычно на три основных этапа: первый этап включает разработку ходовой части и погрузочно-разгрузочного устройства; второй — размещение рабочего места водителя, двигателя, трансмиссии и рулевого управления, третий — установку всех остальных систем и агрегатов.

На первом этапе компоновки исходят из требуемых размеров портала и, главным образом из допустимой ширины автомобиля, так как обеспечение заданных размеров этих параметров сопряжено с наибольшими конструктивными трудностями. Значительно легче определить необходимые размеры базы, длины и высоты как шасси, так и портального автомобиля.

Компоновка ходовой части

Несмотря на все многообразие конструкций порталных автомобилей, компоновку их ходовой части можно свести к двум принципиальным схемам (рис. 49).

У порталных автомобилей с компоновкой ходовой части, выполненной по схеме А, все колеса управляемые, подрессоренные, конструкция и размеры их одинаковые. При этой схеме снаряженный вес более равномерно распределяется по осям и колесам порталного автомобиля. Кроме того, упрощается конструкция автомобиля и появляется возможность осуществить подрессоривание всех колес, а следовательно, увеличить плав-

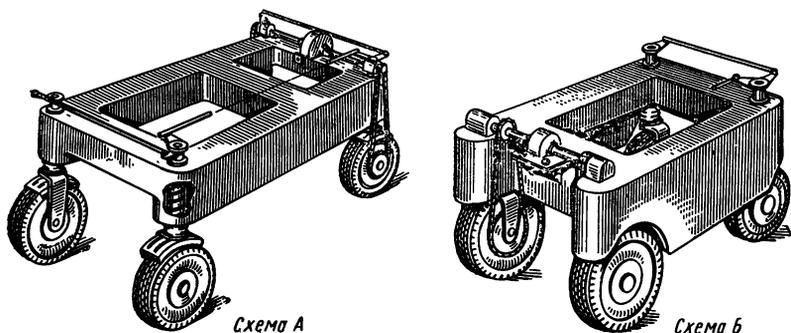


Рис. 49. Принципиальные схемы компоновки ходовой части порталных автомобилей

ность хода и скорость движения автомобиля и снизить динамические нагрузки на дорогу и на элементы автомобиля.

Портальные автомобили с ведущими управляемыми колесами обладают значительно лучшей управляемостью, так как у них в соответствии с поворотом колес изменяется и направление тягового усилия.

При компоновке ходовой части по схеме А между колесами можно разместить погрузочно-разгрузочные устройства любого типа: с отдельными и совмещенными механизмами зажима и подъема груза, без механизмов зажима груза и с горизонтальными поворотными вилочными подхватками. Поэтому данная схема преимущественно применяется при проектировании порталных автомобилей.

Поскольку компоновка автомобилей с ходовой частью, выполненной по схеме А, характеризуется равномерным распределением снаряженного веса автомобиля по осям, в табл. 24 приведены весовые соотношения между отдельными элемента-

Таблица 24

Распределение (в %) сухого веса порталных автомобилей между отдельными агрегатами и механизмами¹

Агрегат или механизм	5-С-2	Т-60М	Лукки I—VI	Т-80	Т-110
Двигатель с оборудованием, включая насосы погрузочно-разгрузочного устройства и усилителя рулевого управления.	7,60 ²	7,00	4,90	5,00	6,0
Трансмиссия:					
сцепление в сборе	0,42	0,40	0,30	0,32	0,35
реверс-редуктор	—	0,90	1,20	1,00	0,90
коробка передач	1,6	1,40	0,95	1,00	1,20
продольная карданная передача	0,43	0,40	0,31	0,33	0,35
главная передача	3,20	2,80	2,40	2,20	2,50
полуосевые карданные передачи	0,95	1,00	0,64	0,65	0,90
верхние полуосевые головки	2,15	2,30	2,20	2,30	2,25
бортовая цепная передача с ведомыми звездочками	1,15	1,20	1,35	1,30	1,50
Всего	17,50	17,40	14,20	14,10	15,95
Ходовая часть:					
рама в сборе	22,50	18,00	22,00	20,60	17,00
подвеска в сборе (без вилок)	8,50	5,50	9,00	7,50	8,80
колеса в сборе с вилками и тормозами	8,30 ³	16,50	19,20	20,00	28,00
Всего	39,30	40,00	50,20	47,10	53,80
Механизмы управления:					
рулевое	3,20	3,40	3,60	3,90	3,4
трансмиссионным тормозом	0,60	0,40	0,90	0,27	0,30
колесными тормозами	—	0,07	0,20	0,20	0,05
двигателем и погрузочно-разгрузочным устройством	2,55	0,58	0,70	0,73	0,55
Всего	6,35	4,45	5,40	5,10	4,30
Погрузочно-разгрузочное устройство (без учета веса рабочей жидкости гидропривода)	23,25 ⁴	23,00	17,20	18,30	15,35
Кабина, капоты и ограждения:					
кабина в сборе с сиденьями	2,60 ⁵	4,20	4,00	4,50	4,00
капот двигателя и облицовка радиатора	0,45	0,45	0,55	0,50	0,40
ограждения открытых бортовых цепных передач	0,10	0,50	0,05	0,60	0,55
различные ограждения	0,10	0,50	0,40	0,70	0,55
Всего	0,80	0,85	0,95	1,00	0,75

Агрегат или механизм .	5-С-2	Т-60М	Лукки I—VI	Т-80	Т-110
Прочие агрегаты и системы:					
топливные баки с трубопроводами и фильтром грубой очистки	0,50	0,55	0,50	0,60	0,50
аккумуляторная батарея и приборы электрооборудования (без электрооборудования двигателя)	0,75	0,70	0,80	0,74	0,60
радиатор со шлангами	0,55	0,40	0,65	0,60	0,45
глушитель с трубами	0,15	0,20	0,20	0,16	0,15
Всего	1,95	1,85	2,15	2,10	1,60

¹ Вес деталей крепления отнесен к соответствующим агрегатам или механизмам.
² Без механизма отбора мощности.
³ Без тормозов.
⁴ С механизмом отбора мощности.
⁵ Со складным тентом.

ми в выполненных конструкциях отечественных и финских порталных автомобилей этого типа. Из табл. 24 видно, что на долю ходовой части, представляющей собой комплекс идентичных агрегатов как по конструктивному выполнению, так и по функциям, приходится 39,3—53,8% сухого веса. Агрегаты ходовой части симметрично расположены относительно продольной и поперечной плоскостей автомобилей. Таким образом, можно считать, что вес ходовой части таких автомобилей равномерно распределен по колесам.

Это относится и к погрузочно-разгрузочному устройству, доля которого в общем весе автомобиля велика (15,35—23,25%). Основные агрегаты погрузочно-разгрузочного устройства (не считая бака с рабочей жидкостью), особенно у автомобилей последних выпусков, также расположены симметрично относительно осей симметрии автомобиля, в связи с чем их вес равномерно распределяется на все колеса. Исключение составляют порталные автомобили первых выпусков с механическими приводами погрузочно-разгрузочных устройств. Громоздкие и тяжелые коробки отбора мощности и фрикционные реверсивные механизмы этих устройств были расположены несимметрично.

Компоновка ходовой части по схеме Б характеризуется различными по размерам, конструкции и способу крепления колесами передней и задней осей. Ведущие передние поддрессоренные неуправляемые колеса имеют увеличенные, а задние поддрессоренные управляемые колеса — уменьшенные размеры по сравнению с колесами порталных автомобилей того же веса, скомпонованных по схеме А.

И хотя увеличенные размеры ведущих колес в схеме *Б* не исключают возможности их подрессоривания, конструктивное выполнение подвески колес связано с большими трудностями по размещению направляющих и упругих элементов в лонжеронах рамы, высота которых над ведущими колесами невелика. Отсутствие упругой подвески позволяет использовать в трансмиссии таких автомобилей закрытые бортовые передачи.

Небольшой диаметр управляемых колес позволяет поворачивать их на значительный угол, причем величина угла не ограничивается элементами привода. Поэтому внутренний радиус поворота порталных автомобилей этого типа гораздо меньше, чем у автомобилей с ходовой частью, выполненной по схеме *А*, у которых угол поворота управляемых ведущих колес ограничен наличием полусековых карданных передач. Однако несовпадение следов передних и задних колес при повороте автомобилей, выполненных по схеме *Б*, приводит к относительно увеличению ширины проезжей части и проезда, необходимых для их движения, а осуществление поворота при помощи только задних колес затрудняет отъезд порталного автомобиля передним ходом от близко расположенной стены, другого автомобиля или тротуара (см. рис. 37) по сравнению с автомобилями, выполненными на схеме *А*. Это объясняется тем, что задняя часть автомобиля при движении на повороте выходит за окружность, описываемую передним ведущим колесом. При компоновке автомобиля по схеме *Б*, вследствие короткой базы и увеличенного диаметра передних ведущих колес, снабженных, как правило, шинами с грунтозацепами, повышается его проходимость по сравнению с проходимостью автомобиля, у которого размеры колес одинаковые. Поэтому компоновка по схеме *Б* применяется в автомобилях, используемых в основном для работы в неблагоприятных дорожных условиях (доставка труб при прокладке трубопроводов, перевозка строительных материалов на строительных площадках и т. п.). Необходимо, однако, отметить, что при передних ведущих колесах несколько снижается проходимость во время движения на подъеме, особенно по скользким дорогам, что вызывается уменьшением сцепного веса вследствие разгрузки передних колес. Кроме того, при передних ведущих неуправляемых колесах ухудшается и устойчивость автомобиля на поворотах. Кроме того, короткая база (до 3000 мм) не позволяет применять на автомобилях с компоновкой ходовой части по этой схеме устройства с механизмами зажима и разжима, так как из-за небольшого расстояния между колесами грузозахватные башмаки не могут отклоняться в стороны.

На таких автомобилях также не устанавливают горизонтальные поворотные вилочные подхваты, так как для установ-

ки их в нейтральное положение (параллельно продольной оси автомобиля под лонжеронами рамы) при существующей ширине порталов размеры базы недостаточны. Вес агрегатов ходовой части при компоновке по схеме *Б* неравномерно распределяется по осям — на передние колеса приходится более 70% веса ходовой части. Поэтому, если у порталных автомобилей с компоновкой по схеме *А* размещение двигателя и трансмиссии над одной осью или вблизи нее недопустимо, то у порталных автомобилей, скомпонованных по схеме *Б*, двигатель и агрегаты трансмиссии довольно часто располагают непосредственно у передних колес, снабженных шинами увеличенного размера и обладающих повышенной грузоподъемностью.

Схемы размещения основных агрегатов автомобиля

Расположение двигателя и агрегатов трансмиссии оказывает также большое влияние на распределение веса по осям и обзорность пути и груза. Поэтому работы по размещению этих элементов автомобиля проводятся на втором этапе компоновки. На рис. 50 приведены различные принципиальные схемы размещения агрегатов трансмиссии для обоих компоновочных схем ходовой части при продольном расположении двигателя. Поперечное расположение двигателя из-за трудности обеспечить достаточную обзорность на порталных автомобилях не применяется.

Следует отметить одну характерную особенность, свойственную всем компоновочным схемам порталных автомобилей, приведенным на рис. 50: двигатель, агрегаты трансмиссии, погрузочно-разгрузочное устройство, рулевое управление и другие основные элементы размещены в пределах базы автомобиля.

При расположении двигателя и трансмиссии по схеме *Г* (рис. 50) наилучшим образом обеспечивается распределение веса по осям, так как вес агрегатов на участке от главной передачи до ведомых звездочек включительно составляет в среднем около 6,5% сухого веса автомобиля, который почти полностью приходится на задние колеса. Вес остальных агрегатов и двигателя (примерно 7—9% сухого веса) приходится в основном на переднюю ось. Таким образом, вес двигателя, с одной стороны, и агрегатов трансмиссии, с другой, взаимно уравновешиваются. Вес продольной карданной передачи и трансмиссионного тормоза, а также радиатора не вносит существенных изменений в распределение общего веса.

Так как двигатель и все агрегаты трансмиссии расположены симметрично относительно продольной оси portalного автомобиля, то их вес равномерно распределяется также между правыми и левыми колесами. Указанная схема наиболее

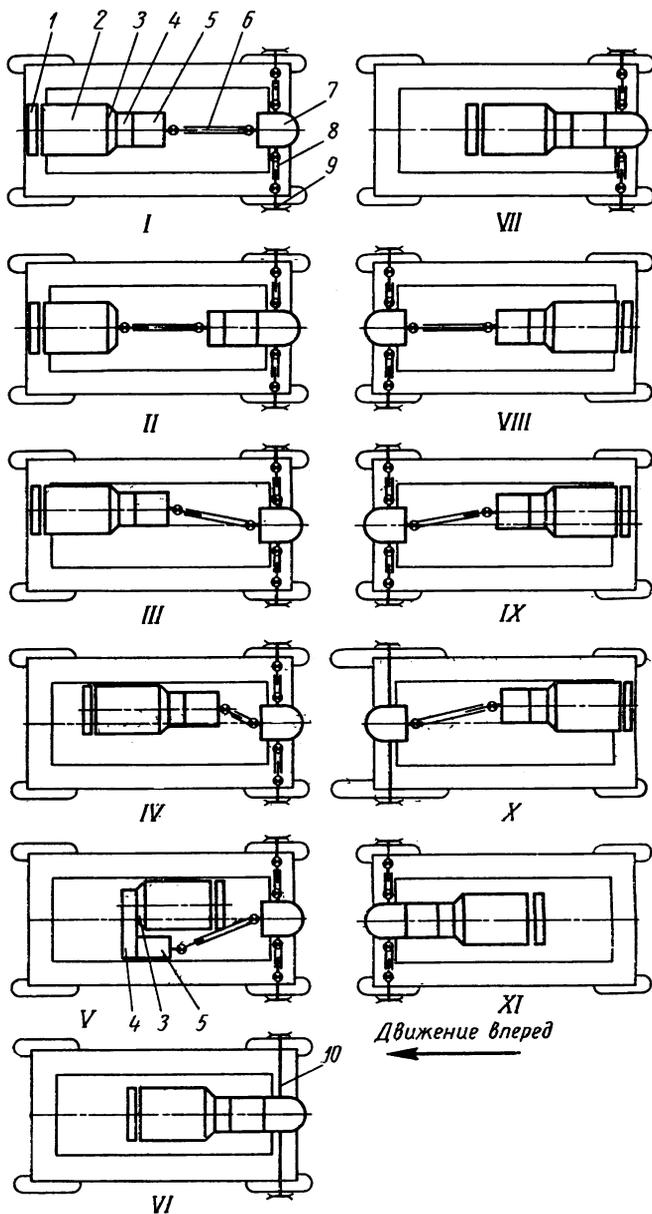


Рис. 50. Принципиальные схемы расположения основных агрегатов:

1 — радиатор; 2 — двигатель; 3 — сцепление; 4 — реверс-редуктор; 5 — коробка передач; 6 — продольная карданная передача; 7 — главная передача и дифференциал; 8 — полуосевая карданная передача; 9 — бортовая цепная передача; 10 — полуосевой привод

широко используется при проектировании порталных автомобилей и называется стандартной или классической. На рис. 51 изображена конструктивная схема шасси порталного автомобиля Т-80, соответствующая схеме I. По такой же схеме вы-

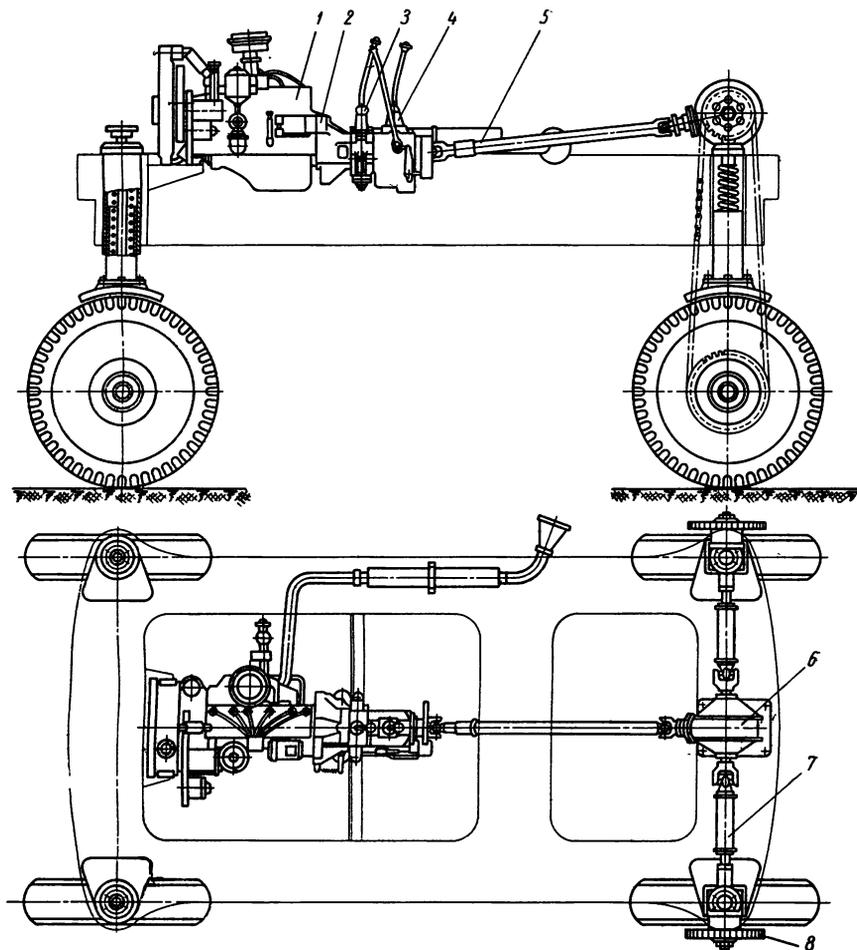


Рис. 51. Конструктивная схема шасси автомобиля Т-80:

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — реверс-редуктор; 4 — коробка передач; 5 — продольная карданная передача; 6 — главная передача и дифференциал; 7 — полуосевая карданная передача; 8 — открытая бортовая цепная передача

полнены порталные автомобили Т-60М, Т-140, Т-110, Лукки I—VII, Росс-90 и др.

Схемы II и III существенно не отличаются от схемы I. При размещении агрегатов по схеме II несколько увеличивается нагрузка на заднюю ось, вследствие того, что к ней

приближены реверс-редуктор и короока передач. Однако их общий вес не превышает 2,0—2,5% сухого веса автомобиля. Поэтому вызванные ими весовые изменения не оказывают какого-либо существенного влияния на распределение веса.

Схема *III* вносит по сравнению со стандартной схемой большую разницу в нагрузки на колеса правой и левой стороны из-за смещения в сторону двигателя, сцепления, коробки передач и реверс-редуктора. Расположение агрегатов по схеме *IV* приводит к дополнительной нагрузке на задние колеса за счет приближения к ним двигателя и коробки передач. По схеме *IV* выполнен порталный автомобиль Т-150.

Компоновка по схеме *V* существенно не отличается от компоновки по схеме *IV*. Однако установка в схеме *V* коробки передач с противоположной стороны двигателя и симметричное положение реверс-редуктора относительно продольной оси порталного автомобиля несколько уменьшают разницу в нагрузках, приходящихся на правые и левые колеса. Нагрузка на задние колеса, как и в случае компоновки по схеме *IV*, целиком зависит от смещения двигателя к задней оси.

Схемы *VI* и *VII* различаются между собой только конструкцией привода колес: в схеме *VI* используются неразрезные полуоси, а в схеме *VII* — полуосевые карданные передачи. По распределению нагрузки на колеса эти схемы не отличаются одна от другой. Характерной особенностью схем *VI* и *VII* является максимальное приближение двигателя и всех агрегатов трансмиссии к задним колесам, вследствие чего нагрузка на заднюю ось увеличивается, а на переднюю уменьшается. Помимо этого, обе схемы обеспечивают хорошую обзорность при движении вперед.

В схемах *VIII—XI* предусматривается привод на передние колеса. Однако к ним применимы все ранее изложенные рассуждения о влиянии расположения двигателя и отдельных агрегатов трансмиссии на распределение веса с учетом изменения положения ведущих колес. Как правило, схемы *VIII—XI* применяются при компоновке ходовой части порталного автомобиля по схеме *Б*.

Остальные детали и агрегаты, включая баки для топлива и рабочей жидкости гидроприводов, размещение которых осуществляется на третьем этапе компоновки, оказывают меньшее влияние на распределение веса автомобиля. Однако их тоже стремятся расположить таким образом, чтобы обеспечивалось заданное распределение веса по осям и взаимное уравнивание отдельных элементов без нарушения равномерной нагрузки на колеса левой и правой стороны.

При компоновке порталных автомобилей разность в нагрузках на правые и левые колеса не должна превышать $\pm 2—3\%$ снаряженного веса автомобиля.

Сравнивая схемы с передними и задними ведущими колесами, следует отметить, что, помимо чисто компоновочных недостатков, связанных со снижением сцепного веса при преодолении подъемов, и ухудшением обзорности во время движения назад, при заднем расположении затрудняется охлаждение двигателя. Этот же недостаток присущ и компоновкам по схемам V и XI (см. рис. 50).

Оптимальная обзорность портального автомобиля в обоих направлениях наиболее легко достигается при использовании схемы V. Особенно целесообразна компоновка по этой схеме, когда портал автомобиля широкий. В случае использования остальных схем обзорность определяется конкретными конструктивными размерами двигателя и других агрегатов, а также расположением их на раме шасси.

Анализ компоновочных схем с позиций доступности механизмов и агрегатов для технического обслуживания дает основание считать, что схемы IV—VII и XI являются наименее желательными, поскольку при расположении рабочего места водителя посередине автомобиля затрудняется доступ к двигателю с левой стороны. Обслуживание остальных агрегатов при всех схемах компоновки не вызывает затруднений, так как доступ к агрегатам, как правило, обеспечивается со всех сторон.

Однако один только конструктивный подход часто не может оправдать выбор тех или иных принципиальных схем и отдельных конструктивных решений. Вопросы выбора конструкции агрегатов и их компоновки тесно связаны с наличием технологического оборудования, материалов, возможностями использования узлов и агрегатов обычных автомобилей массового производства и т. д.

Поэтому всесторонняя оценка конструкции портального автомобиля, который еще более, чем обычный грузовой автомобиль, должен удовлетворять определенным эксплуатационным требованиям, может быть дана лишь при одновременном анализе всех указанных факторов.

ДВИГАТЕЛЬ

На портальных автомобилях устанавливают карбюраторные двигатели или дизели. Газогенераторные двигатели и электрический привод не применяются. Однако в последнее время английская фирма Конвейенсер Форк Трэкс приступила к производству портальных автомобилей Шорланд грузоподъемностью 0,9—3,0 т с питанием двигателей от аккумуляторных батарей.

В настоящее время тип двигателя портальных автомобилей жестко не регламентируются, и многие зарубежные фирмы

устанавливают на одну и ту же модель в зависимости от требований потребителей карбюраторный двигатель или дизель. На большинстве порталных автомобилей устанавливают карбюраторные двигатели. Однако в последние годы у многих зарубежных фирм отчетливо выявилась тенденция использовать для порталных автомобилей грузоподъемностью более 7 т быстходные дизели. Это объясняется тем, что в связи с увеличением быстходности дизелей удалось значительно снизить их вес. Так, например, четырехтактные дизели Перкинс с рабочим объемом 5,56 л и мощностью 105 л. с. имеют сухой вес всего лишь 415 кг, т. е. 3,95 кг/л. с. Кроме того, применение дизелей обусловлено их экономичностью. У порталных автомобилей удельная мощность двигателя меньше, чем у автомобилей, и уменьшается по мере увеличения грузоподъемности автомобиля. В связи с этим фактически используемая во время работы мощность двигателя в большей степени приближается к его максимальной мощности, т. е. средняя нагрузка двигателя больше, чем у обычных автомобилей. Таким образом, мощностной режим двигателя порталного автомобиля больше приближается к режиму двигателя автомобиля-тягача при буксировке прицепного состава, у которого использование мощности составляет 70—85% максимальной мощности, а часто и 100%, чем к режиму двигателя обычного одиночного автомобиля, работающего в тех же дорожных условиях. В условиях напряженного мощностного режима более надежными являются дизели, способные длительное время работать на больших нагрузках.

Применение дизелей позволяет значительно реже включать понижающую передачу и продолжительное время работать на прямой передаче. Отсутствие частых переключений передач повышает плавность хода автомобиля и положительно сказывается на работе как двигателя, так и трансмиссии, а также облегчает работу водителя, особенно при коротких езках.

Дизели имеют более высокий к.п.д., работают при более высоких степенях сжатия, обеспечивая лучшее использование химической энергии топлива.

Недостатками дизелей по сравнению с карбюраторными двигателями являются больший вес, несколько более сложная конструкция и соответственно более высокая стоимость. Однако меньшие расходы топлива на перевозки и более устойчивая работа дизелей определили целесообразность их применения на порталных автомобилях.

На отечественных порталных автомобилях из-за отсутствия дизелей соответствующей мощности используют только карбюраторные двигатели (табл. 25). В основном устанавливают рядные двигатели с вертикальным расположением цилиндров; двигатели с V-образным расположением цилиндров

Основные параметры двигателей портальных автомобилей

Параметры	«Солом-балец» 5-С-2	Т-60М	Т-80А	Валмет III—IV	Лукки I—VI	Лукки 1В-57	Кларк-Росс S-71	Хайстер М
Грузоподъемность в т	5	5	5	5	5	5	5,5	5,5
Модель двигателя	ЗИС-5	ЗИЛ-164	ГАЗ-51	Сису-АМГ-02	Сису-504А	ГАЗ-51	Геркулес QXLD	Интернационал—Харверстер GRD-214
Тип двигателя	Карбюраторный							
Число цилиндров	6	6	6	6	6	6	6	6
Максимальная мощность двигателя N_e max в л. с.	73	97	70	75	83	70	90	83
Число оборотов в минуту при максимальной мощности	2300	2600	2800	2500	2600	2800	3200	3400
Максимальный крутящий момент $M_{эв}$ max в кг·м	28,5	33	20,5	29	28	20,5	26,2	22
Число оборотов в минуту при максимальном крутящем моменте	1000—1200	1100—1400	1500—1700	1100—1300	1200—1300	1500—1700	1400	1100—1500
Рабочий объем V_h в л	5,55	5,55	3,48	5,04	5,04	3,48	3,88	3,35
Литровая мощность N_l в л·с/л	13,2	17,5	20,1	14,8	16,4	20,1	23,2	24,7
Отношение $\frac{M_{эв} \text{ max}}{V_h}$ в кг·м/л .	5,13	5,94	5,89	5,75	5,55	5,89	6,76	6,53

Продолжение табл. 25

Параметры	Шорланд 21	Луцки СС-71714	Р. С. Л.	Т-130, Т-140	Т-150	Шорланд 20	Хайстер М200Е	Кларк-Росс S-81	Т-110
Грузоподъемность в т	6	7	7	7	7	9	9	9	10
Модель двигателя	Перкинс 270Д	Перкинс 6-354	Перкинс Р-6	ГАЗ-51	ГАЗ-53А	Перкинс Р-6	Крайслер Перкинс Р6-4	Геркулес QXLD- 5-2	ЗИЛ-157К
Тип двигателя	Дизель	Дизель		Карбюраторный	Карбюраторный	Дизель	Карбюратор- ный или ди- зель	Карбюраторный	
Число цилиндров	4	6	6	6	8	6	$\frac{8}{6}$ 164	6	6
Максимальная мощность двига- теля N_e max в л. с.	62	126	65	70	115	72	$\frac{83}{3800}$ $\frac{2600}{2600}$	90	104
Число оборотов в минуту при максимальной мощности	2000	2400	2000	2800	3200	2000	$\frac{34}{27,8}$	3200	2600
Максимальный крутящий мо- мент $M_{дв}$ max в кг·м	24,2	36	20	20,5	29	26		26,2	34
Число оборотов в минуту при максимальном крутящем мо- менте	1100	1200	1200	1500— 1700	2000— 2500	1100	$\frac{5,3}{4,88}$ $\frac{30,2}{17}$	1400	1100— 1400
Рабочий объем V_h в л	4,42	5,56	4,73	3,48	4,25	4,73	6,5 5,65	3,88	5,55
Литровая мощность N_d в л.с/л.	14	18,8	13,7	21	27	15,2		23,2	18,7
Отношение $\frac{M_{дв} \text{ max}}{V_h}$ в кг·м/л.	5,47	6,47	4,38	5,89	6,82	5,51		6,76	6,1

Примечание. В числителе приведены значения для автомобилей с карбюраторным двигателем; в знаменателе—для автомобилей с дизелем.

Продолжение табл. 25

Параметры	Валмет моделей 102—105	Хайстер МН	Шорланд 30	Кларк-Росс S-93	Герлин- гер 40RH	Кларк-Росс S-95	Кларк-Росс S-100	Валмет моделей 232—234	Валмет моделей 303—305
Грузоподъемность в т	10	13,5	13,5	13,5	18	18	23	23	30
Модель двигателя	Перкинс 354	Интерна- ционал— Харвестер GRD	Перкинс	СМС-351	Форд L	СМС-351 С-160	СМС-351 С-160	Сания- Вабис Д10	Сания- Вабис Д11
Тип двигателя	Дизель	Карбюра- торный	Дизель	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный или дизель	Карбюраторный или дизель	Дизель	Дизель
Число цилиндров	6	6	6	6	8	6	6	6	6
Максимальная мощность двига- теля N_e max в л. с.	126	100	81	145	192	145	145	165	195
Число оборотов в минуту при максимальной мощности	2400	3000	2200	2800	3200	2800	2800	2200	2200
Максимальный крутящий мо- мент $M_{\text{кр}}$ max в кг·м	36	31	33	43,2	45,8	52	52	63	72
Число оборотов в минуту при максимальном крутящем мо- менте	1200	1600	1200	1800	—	1800	1800	1200	1200
Рабочий объем V_h в л	5,56	4,5	—	5,75	—	5,75	5,75	—	11,0
Литровая мощность N_l в л.с/л	18,8	22,2	—	25,2	—	25,2	25,2	—	17,3
Отношение $\frac{M_{\text{кр}} \text{ max}}{V_h}$ в кг·м/л	6,47	6,88	—	7,51	—	7,51	7,51	—	6,52

Примечание. В числителе приведены значения для автомобилей с карбюраторным двигателем; в знаменателе — для автомобилей с дизелем.

используют редко. Двигатели с горизонтальным расположением цилиндров не применяют.

В табл. 26 приведены основные данные по топливным бакам порталных автомобилей различных моделей.

Двигатели, устанавливаемые на обычные грузовые автомобили, не имеют механизмов отбора мощности для приведения в действие погрузочно-разгрузочного устройства. На порталных автомобилях отбор мощности обычно производят от переднего конца коленчатого вала, реже отбор мощности осуществляется от распределительного вала механизма газораспределения. Последний способ более трудоемкий и связан со значительными конструктивными изменениями.

Привод насосов усилителя рулевого управления, компрессора и т. п. агрегатов, устанавливаемых на двигатели, осуществляется обычно при помощи клиноременной передачи, причем в последнее время многие двигатели автомобилей снабжаются гидронасосами и компрессорами.

На порталных автомобилях используют почти без изменения узлы крепления двигателей к раме, систему смазки, зажигание и охлаждение обычных грузовых автомобилей. На автомобилях применяют двигатели с водяным охлаждением, но так как скорости движения этих автомобилей более низкие, чем обычных грузовых автомобилей, то давление встречного потока воздуха снижается, уменьшая количество воздуха, просасываемого через радиатор. Особенно это сказывается при движении автомобиля назад. У автомобилей с задним расположением двигателя напор встречного воздуха отсутствует. Вследствие более напряженного режима работы двигателей порталных автомобилей их требуется более усиленно охлаждать. Повышение теплоотдачи системы охлаждения может быть достигнуто установкой радиаторов с большой поверхностью охлаждения, применением мощных вентиляторов и водяных насосов высокой производительности. Значительное увеличение размеров (лобовой поверхности и глубины) радиаторов ограничивает обзорность и поэтому, как правило, неприемлемо. В связи с этим в большинстве случаев на порталных автомобилях устанавливают радиатор обычного грузового автомобиля, а для повышения эффективности системы охлаждения и снижения температуры воздуха в подкапотном пространстве увеличивают производительность вентилятора двигателя. Для этого его конструкцию изменяют таким образом, чтобы коэффициент обдува, представляющий собой отношение площади, охватываемой лопастями вентилятора, к лобовой площади радиатора, стал равен не менее 0,7. У автомобильных радиаторов этот коэффициент составляет 0,47—0,65. Эффективность работы вентилятора значительно повышается с уменьшением радиального зазора между лопастями вентилятора и

Основные данные топливных баков

Наименование	Т-60М	Т-80	Т-130	Т-140	Т-110	Валмет III—IV	Лукки моделей I—VI и I—VII
Топливо	Бензин						
Емкость бака в л	85	65	90	90	110	80	80
Количество баков	Один						
Расположение баков	За сиденьем водителя			Под сиденьем водителя		За сиденьем водителя	

Продолжение табл. 26

Наименование	Лукки моделей IВ-57 и IВ-58	Хайстер М	Хайстер МН	Хайстер М200Е	Герлинггер 12RH	Р. С. Л.	Шорланд 20 и 21	Т-150	Кларк-Росс S-95	Кларк-Росс S-93	Кларк-Росс S-100	
Топливо	Бензин			Дизельное		Бензин		Дизельное				
Емкость бака в л	80	75	105	72	50	80	72	80 (16)*	150	115	182	
Количество баков	Один							Два**				
Расположение баков	В левом ложе-роне	Справа от сиденья водителя	Справа от кабины	Над рамой	Слева от сиденья водителя		Внутренняя полость траверсы					

* В скобках указана емкость дополнительного бака.

** Второй дополнительный бак автомобиля Т-150 установлен в лонжероне.

его кожухом. По некоторым данным разница в производительности вентилятора в зависимости от сочетания указанных выше параметров достигает 35%.

Ниже приведены емкости в л систем охлаждения некоторых автомобилей.

«Соломбалец» 5-С-2	23	—	Лукки моделей I-VI,	
T-60M, T-110	21		1В-57, 1В-58	25
T-80, T-130, T-140	15		Кларк-Росс моделей S-95	
T-150	21,5	—	и S-100	39,6
Валмет III-IV	32		Герлинггер 12RH	12,0

Сравнительно реже в системах охлаждения двигателей устанавливаются водяные насосы повышенной производительности, хотя при их использовании, наряду с улучшением теплоотдачи в целом, исключаются местные перегревы в наиболее термически напряженных местах головки цилиндров и блока.

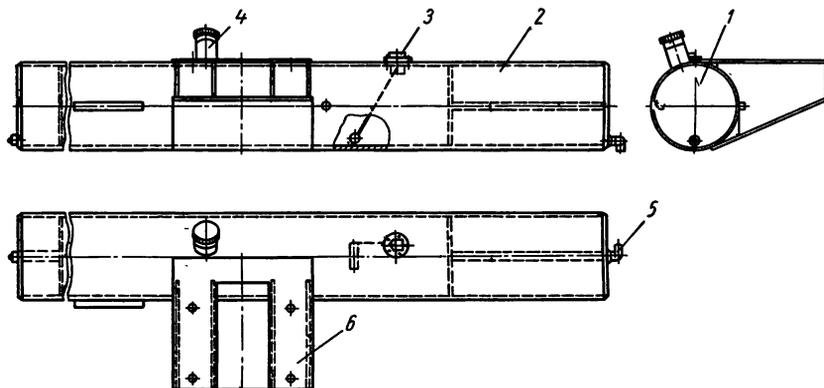


Рис. 52. Траверса (бак для топлива) рамы автомобиля Т-150:

1 — дно; 2 — обечайка; 3 — датчик электрического указателя уровня; 4 — заливная горловина; 5 — краник; 6 — кронштейн крепления двигателя

В систему питания двигателей порталных автомобилей вносят лишь незначительные изменения, касающиеся в основном топливных баков. Обычно изготавливают специальные баки, форму которых выбирают в зависимости от общей компоновки автомобиля, а емкость определяют заданным запасом хода. Запас хода автомобиля должен обеспечивать наибольший суточный пробег (200—300 км) без промежуточной заправки на открытых трассах или двух-трехсменную работу при эксплуатации автомобиля в качестве внутривозовского транспорта. У большинства порталных автомобилей баки для топлива закреплены на раме, хотя у некоторых автомобилей, например у автомобиля Т-150, для размещения топлива использованы внутренние полости траверса (рис. 52). На некоторых автомо-

биях, в частности на автомобиле Лукки 1В-57, топливные баки размещены в лонжероне рамы (рис. 53). Это придает компактность всей конструкции автомобиля. Баки изготовляют при

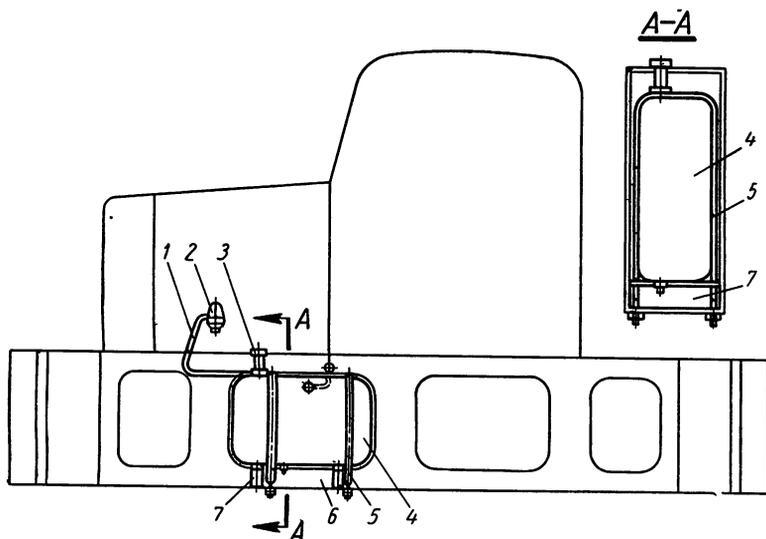


Рис. 53. Размещение топливного бака в полости рамы автомобиля Лукки 1В-57: 1 — бензопровод; 2 — фильтр-отстойник; 3 — заливная горловина; 4 — топливный бак; 5 — хомут; 6 — рама; 7 — опорный кронштейн

помощи сварки из листовой стали. Реже применяют клепаные баки из алюминиевых сплавов (автомобили Лукки моделей 1В-57 и 1В-58).

ТРАНСМИССИЯ

Принципиальные схемы

Необходимость сохранения свободного пространства внутри портала вынуждает устанавливать двигатель и большинство агрегатов трансмиссии над рамой и лишь только в редких случаях имеется возможность разместить некоторые из этих агрегатов на высоте траверс. Поэтому для привода колес приходится использовать вертикальные бортовые передачи, которые могут быть расположены только вне портала и не должны значительно увеличивать ширину автомобиля. Непосредственный привод колес возможен только при гидравлической и электрической передачах, когда двигатели встроены в ступицы колес (мотор-колесо). При этом длина двигателей должна быть небольшой, для того чтобы не уменьшалась ширина

портала и не увеличивалась ширина автомобиля, ибо то и другое крайне нежелательно.

На порталных автомобилях наибольшее распространение получила механическая ступенчатая трансмиссия с бортовой цепной передачей. Основным достоинством механической трансмиссии, наряду с простотой, возможностью использо-

вания автомобильных агрегатов массового производства и надежностью, является высокий к.п.д. во всем диапазоне передаточных чисел. На рис. 54 приведены принципиальные схемы механических трансмиссий, применяемых на порталных автомобилях. Большинство порталных автомобилей имеют только два ведущих колеса (колесные формулы 4×2 или 6×2), что исключает необходимость распределять мощность по осям и устанавливать раздаточную коробку. Трансмиссия порталного автомобиля должна обеспечивать одинаковые условия его движения вперед и назад. Поэтому в нее вводят реверс-редуктор или используют коробки передач с увеличенным числом передач заднего хода. Кроме того, трансмиссия должна обеспечивать заданные скорости движения автомобиля.

Диапазон передаточных чисел трансмиссии

$$k = \frac{i_{1mp}}{i_{mp}}, \quad (33)$$

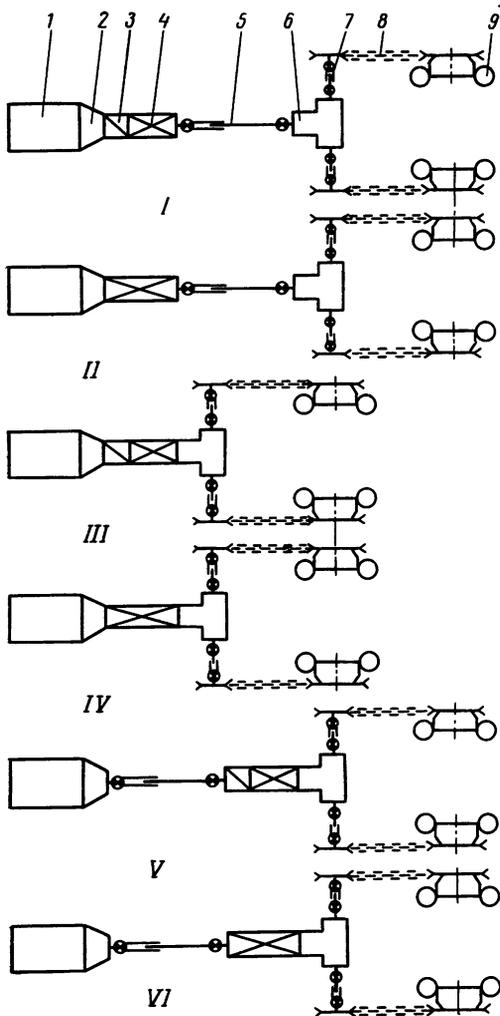


Рис. 54. Принципиальные схемы трансмиссий автомобилей:

I—VI — схемы; 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — реверс-редуктор; 4 — коробка передач; 5 — продольная карданная передача; 6 — главная передача и дифференциал; 7 — полуосевая карданная передача; 8 — бортовая цепная передача; 9 — ведущее колесо

где $i_{I\text{ }mp}$ и $i_{m\text{ }p}$ — соответственно наибольшее и наименьшее передаточные числа трансмиссии.

Наибольшее передаточное число определяется из условия преодоления автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления:

$$i_{I\text{ }mp} = \frac{G_a \psi_{\max} r_{\kappa}}{M_{\partial\theta} \max \eta}, \quad (34)$$

где ψ_{\max} — максимальное суммарное дорожное сопротивление;

η — к. п. д. трансмиссии.

Наименьшее передаточное число определяется из условия движения автомобиля с максимальной скоростью:

$$i_{m\text{ }p} = \frac{2nr_{\kappa}n_{\max}}{60V_{\max}} \approx 0,377 \frac{r_{\kappa}n_{\max}}{V_{a\text{ } \max}}. \quad (35)$$

Таким образом,

$$k = \frac{r_{I\text{ }mp}}{i_{m\text{ }p}} \geq \frac{G_a \psi_{\max} V_{\max}}{M_{\partial\theta} \max \eta \cdot 0,377 n_{\max}}, \quad (36)$$

но

$$\psi_{\max} = i_{\max} + f,$$

где i_{\max} — максимальная величина преодолеваемого автомобилем подъема.

В окончательном виде

$$k = \frac{G_a (i_{\max} + f) V_{\max}}{M_{\partial\theta} \max \eta \cdot 0,377 n_{\max}}. \quad (37)$$

Определение диапазона передаточных чисел по формуле (37) не представляет особых трудностей, так как входящие в нее величины задаются при проектировании автомобиля.

Следует, однако, отметить, что, поскольку при создании порталных автомобилей используются агрегаты и узлы обычных автомобилей серийного и массового производства, самым простым и доступным методом получения необходимого общего передаточного числа трансмиссии является выбор соответствующего передаточного числа бортовой цепной передачи.

Значения общих передаточных чисел трансмиссий порталных автомобилей приведены в табл. 27. У порталных автомобилей общее передаточное число, как правило, в 1,2—2,5 раза больше, чем у обычного автомобиля, и приближается к значениям, свойственным седельным тягачам, причем меньшее значение передаточного числа относится к дорожным автомобилям, большее — к внедорожным.

Кроме стандартных агрегатов, трансмиссия порталного автомобиля включает агрегаты и узлы, спроектированные в соответствии с требованиями, предъявленными к порталному

Передаточные числа трансмиссий

Параметры	«Солнбляец» 5-С-2	T-60	T-60M	T-80	T-130	T-150	T-110	Валмет III-IV	Лукки I-VI	Лукки 1B-57	Лукки 52	Капк-Росс 5-93	Капк-Росс 5-98
Грузоподъемность автомобиля в т	5	5	5	5	7	7	10	5	5	5	5	13,5	18
Передаточные числа:													
реверс-редуктора (на передаче переднего хода) . . .	1	1	0,75	1	1	1	1	1	1	1	1	Нет	Нет
коробки передач (на первой передаче)	6,6	6,24	6,24	6,4	6,4	6,48	6,24	6,51	6,51	6,4	6,75	6,06	6,06
главной передачи	6,41	7,63	7,63	6,67	6,67	6,83	7,63	6,67	6,67	6,67	6,83	5,11	5,11
бортовой цепной передачи . .	1,7	1,21	2,36	2	2	2,2	2	2	1,9	2,37	2	1,94	2,46
общее трансмиссии:													
на первой передаче	72	57,4	84,3	85,4	85,4	96,2	95,2	86,8	82,5	101,2	92,2	60,1	76,2
на прямой »	10,9	9,2	13,5	13,4	13,4	15	15,3	13,4	12,7	15,8	17,7	9,9	12,6

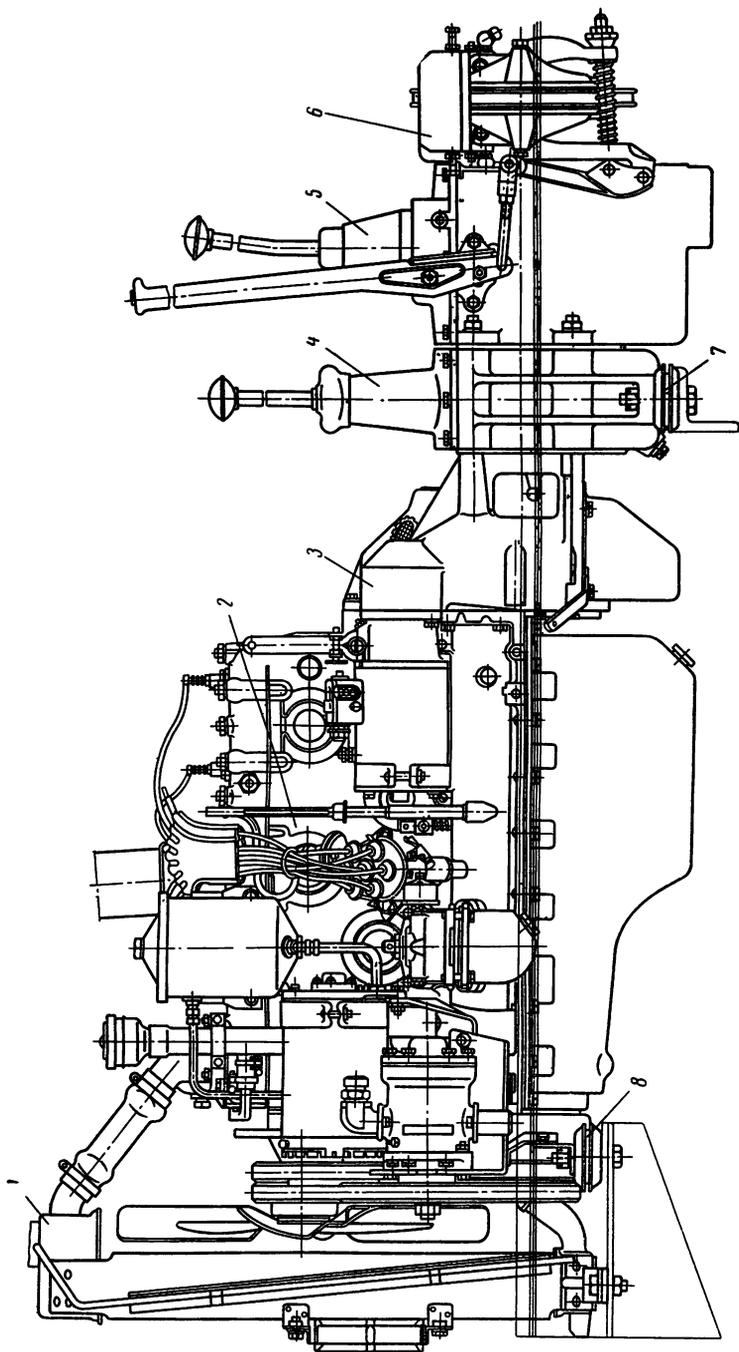


Рис. 55. Силовой агрегат автомобиля Т-80:

1 — радиатор; 2 — двигатель; 3 — сцепления; 4 — шестерни; 5 — коробка передач; 6 — трансмиссионный тормоз; 7 — задняя опора; 8 — передняя опора

автомобилю, и принятой компоновкой его агрегатов. Выполнение этих требований достигается выбором рациональной кинематической схемы трансмиссии.

Исчерпывающего теоретического обоснования выбора той или иной схемы трансмиссии автомобиля до сих пор не имеется; можно лишь приблизительно оценивать различные конструкции по их компоновке, сложности, надежности, весовым показателям, к. п. д., а также особенностям эксплуатации.

Схема трансмиссии portalного автомобиля определяется в основном двумя факторами: расположением двигателя и компоновкой ходовой части.

На рис. 54, I приведена общепринятая схема трансмиссии, в которой двигатель расположен в передней части, а ведущими являются задние колеса. При центральном переднем расположении двигателя сохраняется возможность использования без дополнительной переделки агрегатов обычных автомобилей, ибо отпадает необходимость в дистанционном управлении реверс-редуктором и коробкой передач. Кроме того, не ухудшается обзорность при движении назад и не возникает опасности перегрузки шин ведущих колес. При этой схеме реверс-редуктор размещен непосредственно за сцеплением и образует вместе с коробкой передач и двигателем единый агрегат (рис. 55). Связь между коробкой передач и главной передачей осуществляется продольной карданной передачей со шлицевым соединением, компенсирующим неточности их взаимного расположения.

Дальнейшая передача момента от главной передачи к ведущим колесам осуществляется карданным приводом и бортовой цепной передачей.

Недостатком данной схемы является наличие длинного продольного карданного вала, от которого можно отказаться, если расположить агрегаты по схеме III (рис. 54), в которой элементы трансмиссии, включая и главную передачу, объединены в единый агрегат (рис. 56), расположенный у задней ведущей оси. При этой схеме появляется необходимость в дистанционном управлении двигателем, реверс-редуктором и коробкой передач; значительно перегружаются шины ведущих колес, ухудшается обзорность при движении назад и затрудняется установка трансмиссионного стояночного тормоза. При отсутствии продольного карданного вала требуется устанавливать специальные коробки передач и главные передачи, чем нарушается унификация агрегатов portalных автомобилей с агрегатами обычных автомобилей.

При расположении агрегатов по схеме V, изображенной на рис. 54, реверс-редуктор и коробка передач заблокированы с главной передачей и связаны продольной карданной передачей с валом сцепления. Преимущество этой схемы — передача кар-

данным валом значительно меньшего крутящего момента, чем при его размещении за коробкой передач; недостатки — необходимость установки специальной опоры для вала сцепления, одновременно являющегося ведущим валом карданной передачи, дистанционное управление реверс-редуктором и коробкой передач и дополнительная нагрузка на шины ведущих колес. В связи с этим схема не получила широкого распространения.

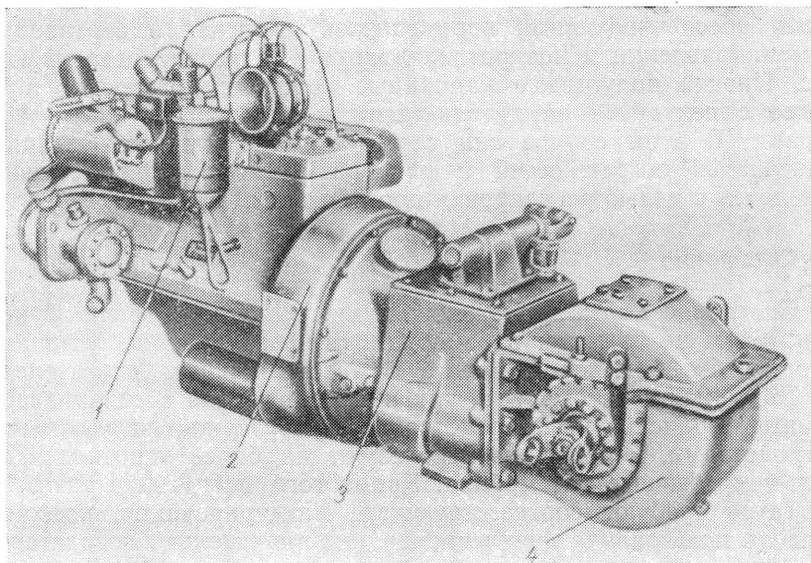


Рис. 56. Силовой агрегат автомобиля Росс-70:

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — главная передача и дифференциал

Отказ от реверс-редуктора и замена его специальной коробкой передач с увеличенным числом передач заднего хода не дает ощутимого снижения веса и не вносит каких-либо существенных различий в рассмотренные схемы. Однако коробки передач такого типа отечественная автомобильная промышленность не изготавливает, а организация их производства только для порталных автомобилей в настоящее время вряд ли целесообразна. Использование в трансмиссии гидромеханических передач, состоящих из гидротрансформатора и механической коробки, практикуемое в последние годы зарубежными фирмами на некоторых моделях Кларк-Росс S-95, Кларк-Росс S-100, Валмет 3063-17-4,5, Валмет 2792-14-6SS, также не вносит существенных изменений в принципиальные компоновочные схемы трансмиссии автомобилей.

Выбор принципиальной схемы компоновки ходовой части автомобиля определяет и элементы трансмиссии, расположенные за главной передачей. У автомобилей с ведущими неуправляемыми и неподрессоренными колесами передача момента от главной передачи к ведущим звездочкам бортовых цепных передач осуществляется полуосями обычного типа. Для привода ведущих звездочек бортовых цепных передач у автомобилей с ведущими управляемыми и подрессоренными колесами используются полуосевые карданные передачи с двумя шарнирами, обеспечивающими перемещение звездочек в вертикальном направлении и поворот их вокруг оси штока подвески колес. Иногда полуосевые карданные передачи применяют и в схеме с ведущими неуправляемыми и неподрессоренными колесами. В этом случае они служат только для компенсации монтажных погрешностей и для возможности перемещения звездочек с целью регулировки прогиба цепи.

Сцепление

Сцепление портального автомобиля выполняет те же функции, что и на обычном автомобиле. Его, как правило, устанавливают без изменений вместе с автомобильным двигателем.

Портальные автомобили, как и любые другие специализированные транспортные средства с погрузочно-разгрузочными устройствами, в основном используют на более коротких езках, чем обычные автомобили. Кроме того, погрузка и разгрузка груза требуют соответствующего маневрирования, поэтому частота пользования сцеплением у них значительно возрастает. Особенно часто используется сцепление портальных автомобилей, осуществляющих внутривозовские перевозки, так как им приходится много маневрировать на небольших и стесненных площадях.

Опыт эксплуатации портальных автомобилей показал, что при использовании сцеплений автомобилей у них несколько больше изнашиваются фрикционные накладки, причем не из-за большей работы буксования, а вследствие частого пользования сцеплением. Можно с известным приближением принять, что число включений сцепления для автомобилей, используемых для внутривозовских перевозок или на коротких езках, составляет от 10 до 15 на 1 км пробега, тогда как для грузовых автомобилей, используемых в напряженных условиях городского движения, оно достигает 7—8 на 1 км пробега, а для городских автобусов — 17.

Практика конструирования автобусов при использовании агрегатов грузовых автомобилей показывает, что во многих случаях конструкторы незначительно увеличивают размеры фрикционных накладок (в пределах, допустимых конструкцией

Основные параметры сцеплений порталных автомобилей

Параметры	«Солнба- тец» 5-С-2		Т-60М		Т-80А		Т-130		Т-140		Т-150		Т-110		Лукки В-57		Валмет III-IV	
Полный вес автомобиля G_a в т	10,15	11,15	10,41	13,01	12,78	12,78	18,15	10,65	10,75	10,65	10,75	18,15	10,65	10,75	10,65	10,75	10,65	10,75
Максимальный крутящий момент двигателя $M_{кр\max}$ в кг·м	28,5	30,5	20,5	20,5	20,5	29,0	34	20,5	29,0	29,0	29,0	34	20,5	29,0	20,5	29,0	20,5	29,0
Сцепление:																		
модель	ЗИС-5	ЗИЛ-120	ГАЗ-51	ГАЗ-51	ГАЗ-53	ГАЗ-53	ЗИЛ-120	ГАЗ-51	ГАЗ-53	ГАЗ-53	ГАЗ-53	ЗИЛ-120	ГАЗ-51	Сису	ГАЗ-51	Сису	ГАЗ-51	Сису
тип	Двухдисковое	Двухдисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Двух- дисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Двух- дисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое	Однодисковое
Диаметр фрикционных накладок в мм:																		
наружный	279	279	254	254	254	300	279	254	254	254	300	279	254	275	254	275	254	275
внутренний	165	165	150	150	150	164	165	150	150	150	164	165	150	170	150	170	150	170
Поверхность трения F в см ²	1600	1600	660	660	660	990	1600	660	660	660	990	1600	660	730	660	730	660	730
$c = \frac{G_a}{F}$ кг/см ²	6,35	6,62	15,8	19,2	18,8	13,90	11,1	19,2	18,8	18,8	13,90	11,1	15,9	14,5	15,9	14,5	15,9	14,5
Работа буксования в кг·м	165,9	62,6	138	165,9	125,4	125,2	257,5	165,9	125,4	125,2	125,2	257,5	89,3	122,3	89,3	122,3	89,3	122,3
Удельная работа буксования в кг·м/см ²	0,10	0,04	0,21	0,25	0,19	0,13	0,16	0,25	0,19	0,13	0,13	0,16	0,14	0,17	0,14	0,17	0,14	0,17

Параметры	Лужки I—VI		Кларк-Росс S-93		Кларк-Росс S-95		Шорланд 21		Шорланд 20		Валмет 51		Хайстер M200E		Lerliner 12RN	
Полный вес автомобиля G_a в т	10,55	20,83	27,01	11,73	14,78	10,48	13,89	10,38								
Максимальный крутящий момент двигателя $M_{кр}$ паз в кг·м	28,0	32,0	37,5	24,2	28,1	35,0	34,5	26								
Слепление:																
модель	Сису	Лонг	Борг и Бек	Лайп	Хайстер											
тип																
Однодисковое																
Диаметр фрикционных накладок в мм:																
наружный	275	352	352	352	352	352	327	352	352	352	352	327	352	352	352	352
внутренний	170	184	184	203	203	184	184	184	203	203	184	184	184	184	184	184
Поверхность трения F в см ²	730	1414	1414	830	830	1414	1150	830	830	830	1414	1150	1414	1414	1414	1414
$c = \frac{G_a}{F}$ кг/см ²	14,3	14,8	18,5	13,5	17,1	7,4	12	13,5	17,1	17,1	7,4	12	7,35	7,35	7,35	7,35
Работа буксования в кг·м	133	536,3	432,6	493,5	597,6	107,5	96,6	493,5	597,6	597,6	107,5	96,6	364,4	364,4	364,4	364,4
Удельная работа буксования в кг·м/см ²	0,18	0,38	0,31	0,6	0,72	0,08	0,081	0,6	0,72	0,72	0,08	0,081	0,26	0,26	0,26	0,26

сцепления), с тем чтобы уменьшить их износ. Такие решения приемлемы и для сцеплений порталных автомобилей.

Наибольшее распространение на автомобилях получили однодисковые сцепления, поскольку они более просты, дешевы, обеспечивают хороший отвод тепла от трущихся элементов и вполне надежны в работе. Кроме того, однодисковые сцепления по сравнению с двухдисковыми дают экономию в весе примерно до 10 кг.

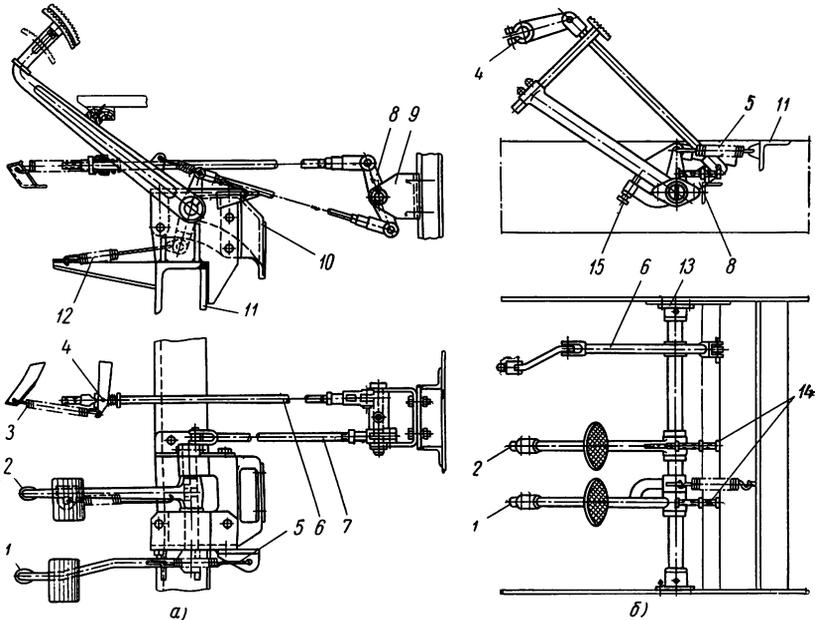


Рис. 57. Механические приводы сцеплений автомобилей:

а — Т-80; *б* — Валмет III—IV; 1 — педаль сцепления; 2 — педаль тормоза; 3 — пружина сцепления; 4 — рычаг сцепления; 5 — пружина педали сцепления; 6 и 7 — тяги; 8 — промежуточный рычаг; 9 — кронштейн промежуточного рычага; 10 — кронштейн педалей; 11 — траверса рамы; 12 — пружина педали тормоза; 13 — опора оси педалей; 14 и 15 — регулировочные винты-упоры

Из табл. 28 видно, что однодисковые сцепления также распространены и на порталных автомобилях. И если взять за один из показателей износа фрикционных накладок удельную работу буксования q , то, несмотря на более высокие значения отношения полного веса автомобиля к полной поверхности F трения фрикционных накладок, этот параметр в связи с увеличенным передаточным числом трансмиссии у большинства порталных автомобилей будет меньше, чем у автобусов и автопоездов (табл. 28).

Приведенная в табл. 28 удельная работа буксования определялась по формуле

$$q = \frac{L_6}{F} \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2, \quad (38)$$

где L_6 — работа буксования при трогании автомобиля с места на горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием при минимально возможном времени буксования и числе оборотов двигателя около 800 в минуту.

Работа буксования

$$L_6 = 357,3G_a \frac{r_k^2}{i_{pp}^2 i_{к1}^2 i_0^2 i_u^2} \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (39)$$

где i_{pp} , $i_{к1}$, i_0 , i_u — передаточные числа реверс-редуктора, коробки передач на первой передаче, главной и бортовой цепной передач.

Как известно, усилия для выключения сцепления на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности дости-

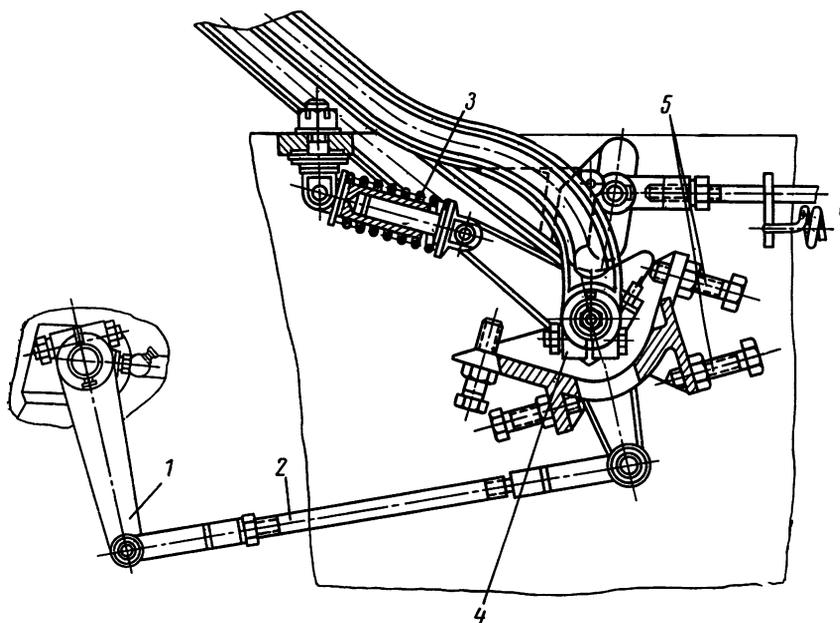


Рис. 58. Привод сцепления с корректирующей пружиной:

1 — рычаг сцепления; 2 — тяга; 3 — корректирующая пружина; 4 — рычаг педали; 5 — регулировочные винты

гают значительной величины (20—30 кг), что утомляет водителя. Поэтому при проектировании портальных автомобилей большое внимание уделяется приводу сцепления. Тип привода

сцепления в значительной мере зависит от расположения двигателя относительно рабочего места водителя. Большинство сцеплений имеют педальный привод, который может быть механическим или гидравлическим, без усилителя или с усилителем. На рис. 57 показано несколько конструкций механических приводов сцепления. Эти механизмы принципиально не отличаются от аналогичных механизмов обычных автомобилей. Педаль привода, так же как и у обычных грузовых автомобилей, прикреплена к раме, а не к картеру сцепления, как это делалось в более ранних конструкциях. Так как между сцеплением и педалью имеются промежуточные звенья, вибрации двигателя не передаются на педаль сцепления, а деформации рамы (значительно меньшие, чем у обычных автомобилей) не вызывают заеданий в механизме привода. Кроме того, педаль, расположенная не на силовом агрегате, создает возможность более рациональной общей компоновки автомобиля.

Установка корректирующей пружины (рис. 58) несколько облегчает управление сцеплением, так как вследствие увеличения усилия в начале нажатия (на 20—40%) уменьшается усилие, необходимое для удержания сцепления в выключенном состоянии. Однако более прогрессивным является гидро- или гидропневматический привод, который начинают применять на порталных автомобилях. Эти приводы не только обладают более высоким к.п.д., но и позволяют улучшить компоновку автомобиля.

Реверс-редуктор

Реверс-редуктор представляет собой самостоятельный агрегат, предназначенный для использования всех ступеней коробки передач при движении автомобиля назад и создания одинаковых условий движения в обоих направлениях. Особенно необходим реверс-редуктор у автомобилей, предназначенных для внутризаводских перевозок.

На обычных автомобилях реверс-редукторы не применяются, поэтому их проектируют с учетом эксплуатационных условий, конструктивных особенностей механизмов и общей компоновки порталных автомобилей. Реверсивные устройства автопогрузчиков, дорожных и других аналогичных машин на этих автомобилях не используются, так как по своим параметрам они не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к реверс-редукторам порталных автомобилей.

На всех отечественных и у большинства зарубежных порталных автомобилей реверс-редукторы установлены между сцеплением и коробкой передач, образуя общий агрегат с двигателем (см. рис. 55). Установка реверс-редуктора за коробкой передач, как это сделано на автомобиле Герлинггер SRH,

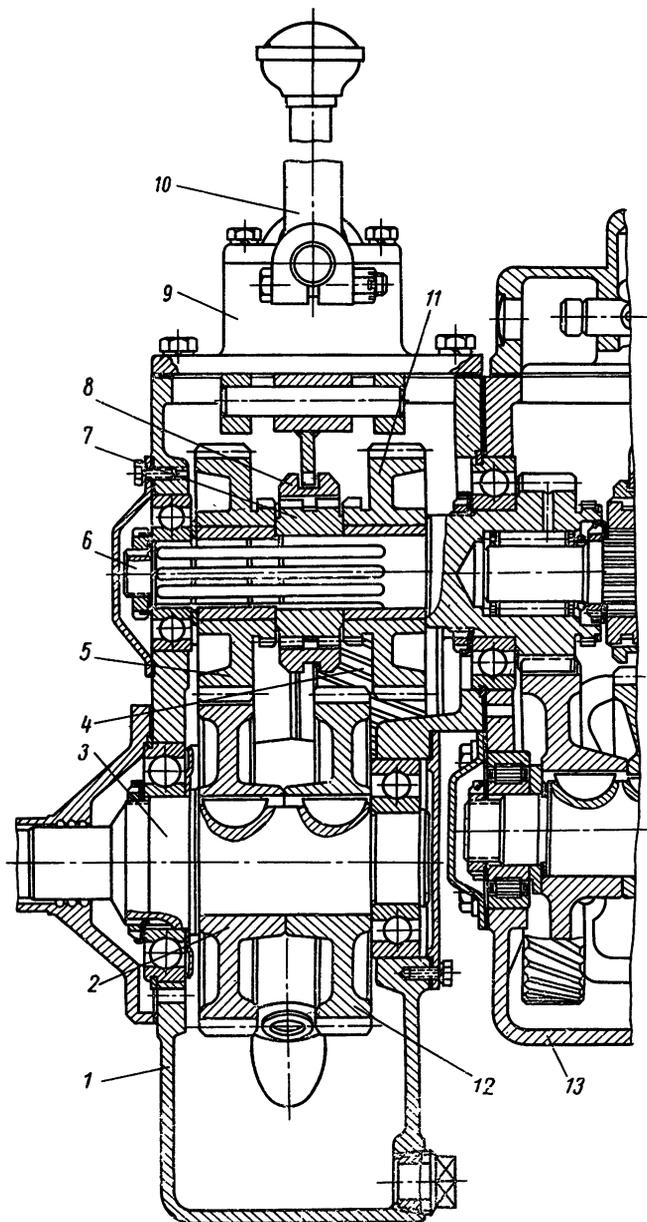


Рис. 59. Реверс-редуктор с несоосными валами автомобиля Т-60М:

1 — картер; 2 — ведущая шестерня заднего хода; 3 — первичный вал; 4 — промежуточная шестерня; 5 — ведомая шестерня заднего хода; 6 — вторичный вал; 7 — ступица; 8 — муфта; 9 — крышка; 10 — рычаг переключения передач; 11 — ведомая шестерня переднего хода; 12 — ведущая шестерня переднего хода; 13 — коробка передач ЗИЛ-164

встречается довольно редко. При установке реверс-редуктора непосредственно за сцеплением на него действует крутящий момент, развиваемый двигателем, а при размещении за коробкой передач, он воспринимает увеличенный момент. В связи с этим его размеры и вес значительно повышаются. Кроме того, при установке реверс-редуктора отдельно от двигателя, сцеп-

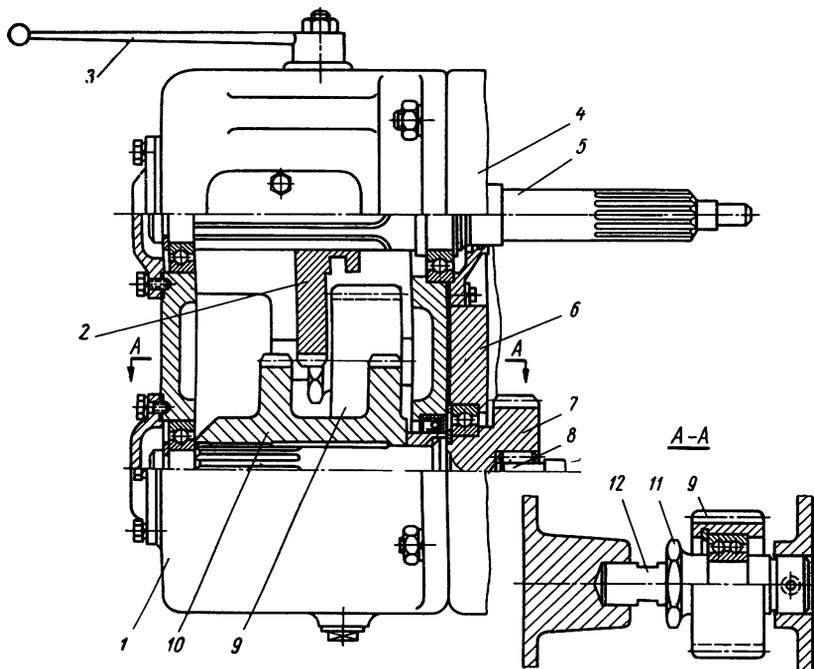


Рис. 60. Реверс-редуктор с несоосными валами и односторонним расположением первичного и вторичного валов:

1 — картер; 2 — ведущая шестерня; 3 — рычаг переключения передач; 4 — картер сцепления; 5 — первичный вал — вал сцепления; 6 — картер коробки передач; 7 — вторичный вал; 8 — вторичный вал коробки передач; 9 — промежуточная шестерня; 10 — блок ведомых шестерен 11 — гайка подшипника; 12 — ось промежуточной шестерни

ления и коробки передач общее число карданных валов автомобиля возрастает.

На порталных автомобилях наибольшее распространение в настоящее время получили две конструктивные схемы реверс-редукторов: с несоосными и соосными валами.

Реверс-редукторы с несоосными валами (рис. 59) выполнены по двухвальной схеме и позволяют изменять общее передаточное число трансмиссии при движении как назад, так и вперед. Кроме того, такие реверс-редукторы с односторонним расположением первичного и вторичного валов (рис. 60) дают

возможность без применения дополнительных передач устанавливать двигатель со сцеплением и коробку передач несоосно, а параллельно, что необходимо при компоновке порталного автомобиля по схеме, изображенной на рис. 50, V. Для этого у реверс-редукторов должно быть увеличено расстояние между осями входного и выходного валов, что позволяет уменьшить угол наклона вала продольной карданной передачи.

Недостатком реверс-редукторов с несоосными валами является то, что его шестерни находятся в зацеплении при включении любой передачи во время движения вперед и назад, в связи с чем к. п. д. этих реверс-редукторов несколько ниже, чем у реверс-редукторов с соосными валами. При использовании реверс-редукторов с несоосными валами двигатель со сцеплением и коробка передач расположены на разных уровнях, что вынуждает уделять особое внимание эффективности уплотнений валов. В противном случае смазка из картера коробки передач, размещенной, как правило, выше, вследствие действия шестерен постоянного зацепления перекачивается в картер реверс-редуктора, а повышение уровня смазки в реверс-редукторе приводит к попаданию его в сцепление, что недопустимо.

Реверс-редукторы с соосными валами (рис. 61) позволяют изменять передаточное отношение только на передачах заднего хода. Обычно такие реверс-редукторы выполняются по трехвальной схеме, основным преимуществом которой является возможность непосредственного соединения первичного (входного) и вторичного (выходного) валов и передачи крутящего момента при движении вперед без участия шестерен. Поэтому при движении автомобиля вперед износ шестерен и потери на трение в передаче почти отсутствуют. А поскольку даже порталные автомобили, предназначенные для внутривозовских перевозок, не менее 65% общего пробега движутся передним ходом, то большую часть времени реверс-редуктор работает с минимальным износом шестерен и максимальным к. п. д.

В конструкции реверс-редуктора, как правило, очень широко используются детали коробки передач, установленной на том же порталном автомобиле. Примером может служить конструкция реверс-редуктора автомобиля Т-80, в котором использованы такие детали, как первичный вал коробки передач, подшипники, скользящая шестерня вторичного вала и др.

В существующих конструкциях реверс-редукторов, выполненных как по двухвальной, так и по трехвальной схеме, число шестерен не делают меньше пяти. Шестерни реверс-редуктора могут быть прямозубыми или косозубыми. При установке косозубых шестерен значительно снижается шум при работе реверс-редуктора. Основным недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, нагружающих подшипники

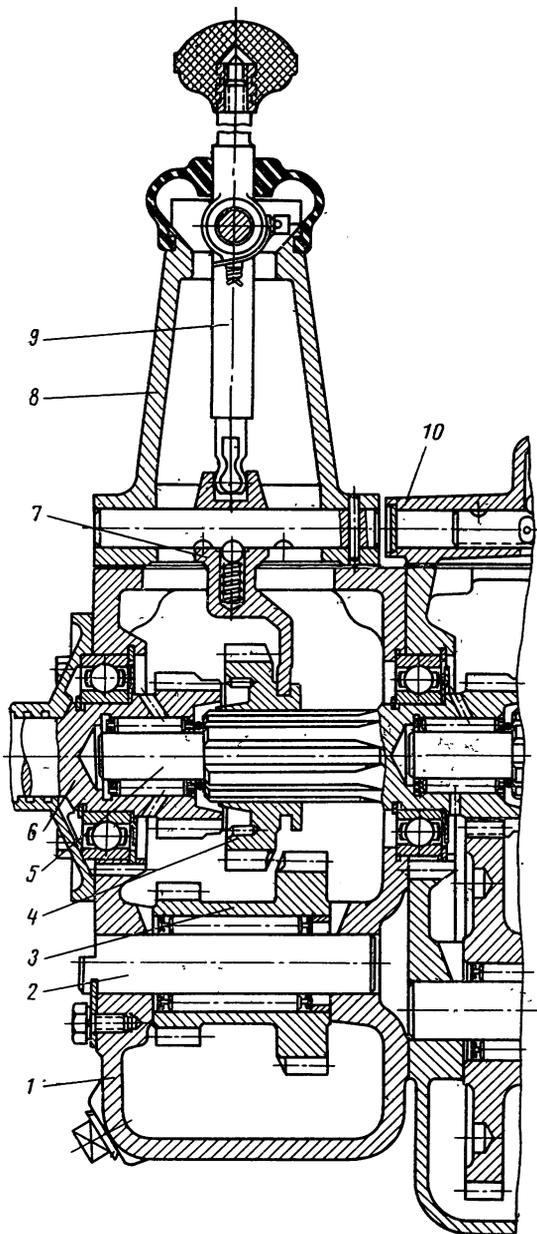


Рис. 61. Реверс-редуктор с соосными валами автомобиля Т-80:

1 — картер; 2 — ось блока шестерен заднего хода; 3 — блок шестерен заднего хода; 4 — ведомая шестерня; 5 — вторичный вал; 6 — первичный вал; 7 — вилка переключения передач с фиксатором; 8 — крышка; 9 — рычаг переключения передач; 10 — коробка передач ГАЗ-51А

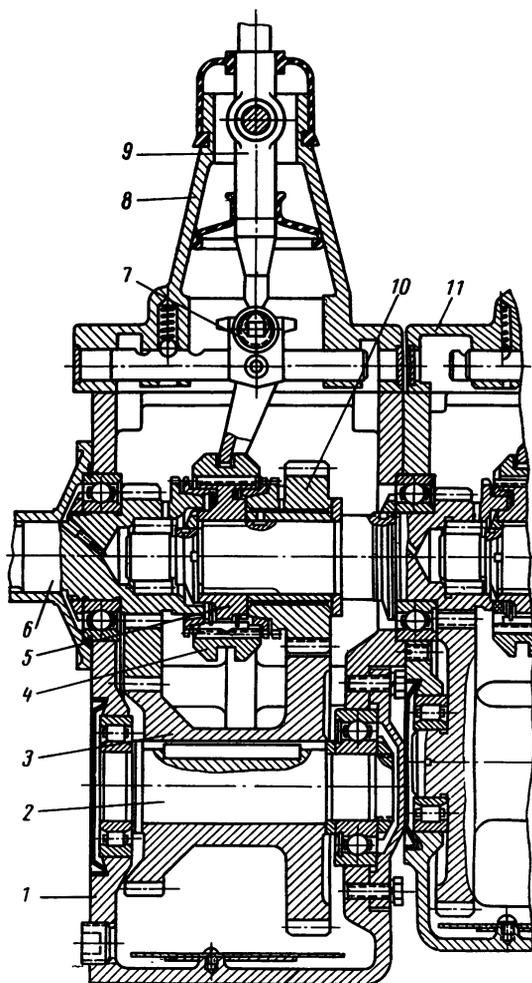


Рис. 62. Реверс-редуктор с соосными валами и синхронизатором автомобиля Т-150:

1 — картер; 2 — ось блока шестерен заднего хода; 3 — блок шестерен заднего хода; 4 — муфта с синхронизатором; 5 — ступица; 6 — первичный вал; 7 — вилка; 8 — крышка; 9 — рычаг переключения передач; 10 — ведомая шестерня заднего хода; 11 — коробка передач ГАЗ-53А

валов, вследствие чего требуется использовать подшипники больших размеров, что повышает стоимость реверс-редукторов.

Смазка во всех известных конструкциях реверс-редукторов осуществляется разбрызгиванием масла вращающимися шестернями. Переключение передач в реверс-редукторах производится скользящими шестернями-каретками (рис. 61) и зубчатыми муфтами с использованием синхронизаторов (рис. 62).

Применение кареток позволяет сделать конструкцию реверс-редуктора наиболее простой и компактной. Но при этом способе переключения передач нельзя избежать ударов между переключаемыми элементами, и для бесшумного переключения их требуется большой навык. Использование для переключения передач зубчатых муфт несколько увеличивает срок службы реверс-редуктора, так как удар при переключении передач воспринимается значительно большими поверхностями зубьев муфт и шестерен. В этом случае удар полностью не исключается и в то же время усложняется вся конструкция.

Переключение передач значительно облегчается при применении синхронизаторов, однако в этом случае удорожается и усложняется конструкция реверс-редуктора и увеличиваются его вес и размеры. Как правило, реверс-редукторы выпускаются с ручным управлением, без усилителей. На некоторых автомобилях, например на автомобиле Лукки 51В, управление реверс-редуктором осуществляется с помощью вакуумного усилителя.

Для удобства монтажа корпус реверс-редуктора выполняется из двух частей: картера и крышки, отливаемых из чугуна. В некоторых порталных автомобилях, как например, Хайстер М, реверс-редуктор и коробка передач имеют общий картер.

Поскольку при установке реверс-редуктора в одном агрегате со сцеплением и коробкой передач увеличивается консоль за задней опорой двигателя и, как следствие, нагрузка на болты или шпильки, соединяющие картер реверс-редуктора со сцеплением и коробкой передач, длину реверс-редуктора стремятся делать минимальной, а заднюю опору силового агрегата смещают назад. Для этого на боковых стенках картера реверс-редуктора делают опорные кронштейны 7 (рис. 55).

В некоторых конструкциях при установке силового агрегата на раму опоры двигателя или сцепления объединяют двумя металлическими пластинами с реверс-редуктором, устанавливая под них общие резиновые амортизаторы (рис. 63). Иногда при большой длине силового агрегата применяют третью дополнительную опору, которую закрепляют на задней стенке картера коробки передач болтами крышки промежуточного вала.

Механизм управления реверс-редуктором обычно размещают в его крышке.

Методы проектирования и расчета реверс-редукторов порталных автомобилей в принципе не отличаются от методов проектирования и расчета коробок передач, и характер конструкции реверс-редуктора в основном определяется теми конструктивными решениями, которые приняты в коробке передач, использованной на автомобиле.

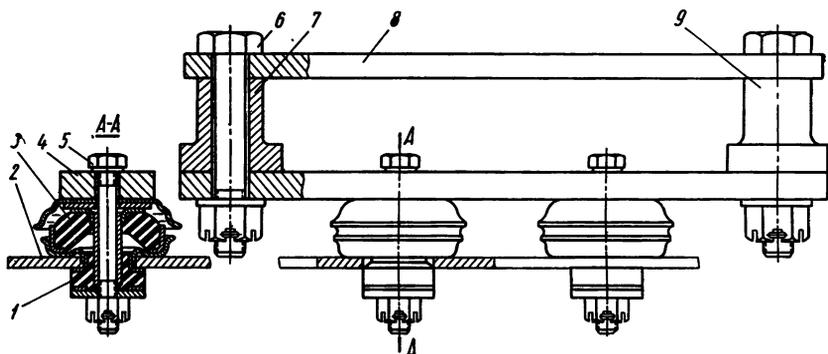


Рис. 63. Объединенная опора сцепления и реверс-редуктора:

1 — нижняя подушка амортизатора; 2 — кронштейн рамы; 3 — верхняя подушка амортизатора; 4 — нижняя пластина; 5 и 6 — болты; 7 — опора сцепления; 8 — верхняя пластина; 9 — опора реверс-редуктора

В табл. 29 приведены основные данные реверс-редукторов, из которых видно, что большинство из них имеют две передачи (одну передачу переднего и одну заднего хода) с передаточными числами 1 : 1.

Таблица 29

Основные данные реверс-редукторов порталных автомобилей

Наименование	T-80, T-130, T-140	T-110	T-150	T-60M	Лукки моделей I—VI, I—VII, 1B-57	Валмет III—IV	Хайстер моделей M, MH	Герлинггер RF-30	Герлинггер MHS
Тип реверс-редуктора	С соосными валами		С несоосными валами		С соосными валами		С несоосными валами		
Передаточные числа при движении:	1		0,75		1		В отдельном картеле за коробкой передач		
вперед	1		0,78		1				
назад	1		0,78		1				
Место установки	В отдельном картеле между сцеплением и коробкой передач								
Примечание. При движении вперед и назад имеется только одна передача.									

Коробка передач

В трансмиссиях порталных автомобилей с реверс-редуктором широко используются четырех- или пятиступенчатые механические коробки передач с неподвижными осями. Передача заднего хода этих коробок в связи с наличием реверс-редуктора практически не используется.

Некоторые зарубежные фирмы не устанавливают реверс-редукторы (автомобили Росс-12, Росс-70, Шорланд 20 и 21 и др.), а используют шестиступенчатые коробки передач. В них число передач заднего хода равно числу передач переднего хо-

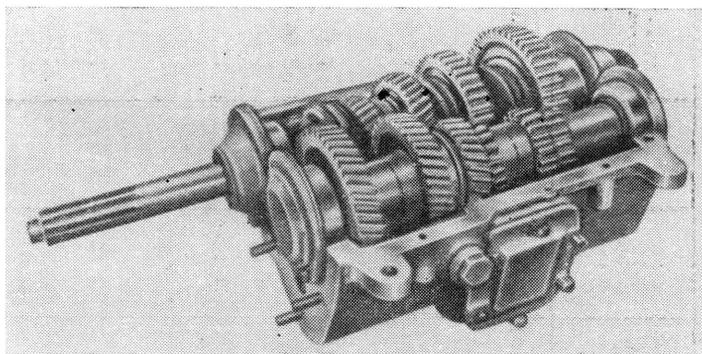


Рис. 64. Шестиступенчатая коробка передач автомобилей Лукки

да, а размеры шестерен, подшипников и других деталей определены исходя из более длительного времени работы на промежуточных передачах (рис. 64). Использование коробок передач такого типа облегчает управление, так как не требуется управлять реверс-редуктором. Однако конструкции этих коробок довольно сложны. Известно, что чем разнообразнее дорожные условия эксплуатации автомобиля, тем большее число передач должно быть в его трансмиссии. Дорожные условия, в которых эксплуатируются порталные автомобили, являются довольно стабильными, что позволяет иногда ограничиваться меньшим числом передач без снижения эффективности трансмиссии.

В табл. 30 приведены параметры коробок передач некоторых отечественных и зарубежных автомобилей. Как видно из этой таблицы, в некоторых случаях число передач при движении вперед или назад не превышает трех. Кроме того, передаточные числа в шестиступенчатых коробках передач примерно в 2 раза меньше передаточных чисел соответствующих передач коробок, заимствованных у обычных автомобилей. Это

Основные данные коробок передач

Наименование	«Солом-Балец» 5-С-2	Т-60	Т-60М, Т-110	Т-80, Т-130, Т-140	Т-150	Лукки моделей I-VI, IВ-57	Валмет III-IV, Лукки I-VI	Валмет 51	Р. С. Л.
Модель коробки передач	ЗИС-5	ЗИЛ-120	ЗИЛ-164	ГАЗ-51	ГАЗ-53	ГАЗ-51	Валмет	Дэвид Браун	—
Число передач при движении:									
вперед	4	4	5	4	4	4	4	5	3
назад	1	2	1	1	1	1	—	5	3
Передаточные числа при движении вперед:									
первая передача	6,6	6,24	6,24	6,4	6,48	6,4	6,51	6,75	4,93
вторая »	3,74	3,32	3,32	3,09	3,09	3,09	3,2	3,95	2,35
третья »	1,84	1,9	1,9	1,69	1,71	1,69	1,74	2,41	1
четвертая »	1	1	1	1	1	1	1	1,51	—
пятая »	—	—	0,81	—	—	—	—	1	—
Передаточные числа при движении назад:									
первая передача	7,63	6,7	6,7	7,82	7,9	7,82	—	6,75	4,43
вторая »	—	2,14	—	—	—	—	—	3,95	2,12
третья »	—	—	—	—	—	—	—	2,41	1
четвертая »	—	—	—	—	—	—	—	1,51	—
пятая »	—	—	—	—	—	—	—	1	—

Продолжение табл. 30

Наименование	Хайстер М	Хайстер М200Е	Хайстер МН	Шорланд моделей 20 и 21	Кларк-Росс S-93 и S-95	Валмет моделей 232 и 303	Валмет моделей 102 и 132	Кларк-Росс S-81	Кларк-Росс S-71
Модель коробки передач	Браун	—	Лайп	—	Кларк	Аллисон	Дэвид Браун	—	—
Число передач при движении:									
вперед	4	4	5	3	5	3	5	4	3
назад	—	4	—	3	5	3	5	4	3
Передаточные числа при движении вперед:									
первая передача	6,51	6,40	6,24	3,76	6,06	8	8,14	6,4	3,09
вторая »	3,2	3,09	3,32	1,81	3,46	2,9	4,73	3,09	1,69
третья »	1,74	1,69	1,9	0,92	1,9	1	2,79	1,69	1
четвертая »	1	1	1	—	1,36	—	1,6	1	—
пятая »	—	—	0,81	—	0,98	—	1	—	—
Передаточные числа при движении назад:									
первая передача	—	6,4	—	3,76	5,94	8	8,14	6,40	3,09
вторая »	—	3,09	—	1,81	3,5	2,9	4,73	3,09	1,69
третья »	—	1,69	—	0,92	1,92	1	2,79	1,69	1
четвертая »	—	1	—	—	1,37	—	1,6	1	—
пятая »	—	—	—	—	1	—	1	—	—

объясняется тем, что такие коробки передач всегда используются с двигателями, имеющими большие запасы мощности.

Коробки передач устанавливают за реверс-редуктором или непосредственно за сцеплением, реже перед главной передачей, образуя с этими агрегатами единый блок.

Как правило, коробки передач обычных автомобилей на портальных автомобилях не подвергаются переделкам, за исключением узла привода спидометра (в связи с изменением общего передаточного числа трансмиссии и диаметра колес) и механизма управления коробкой передач при ее расположении вне кабины водителя.

Передаточное число привода спидометра подбирают, как обычно, из условия, что за 1 км пробега автомобиля трос привода спидометра должен сделать 624 оборота. За это время червяк привода, вращающийся вместе с ведомым валом коробки передач, должен сделать $\frac{10^6 i_0 i_u}{2\pi r_k}$ оборотов.

Таким образом,

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{10^6 i_0 i_u}{624 \cdot 2\pi r_k} = 255 \frac{i_0 i_u}{r_k}, \quad (40)$$

где z_1 — число заходов червяка (число зубьев);

z_2 — число зубьев ведомой шестерни привода спидометра;

i_u — передаточное число бортовой цепной передачи.

Величину r_k следует уменьшать для новой шины на 8 мм — величину среднего износа шины.

В связи с необходимостью сохранения расстояния между осями червяка и ведомой шестерни привода спидометра, а также учитывая, что z_1 и z_2 должны быть только целыми числами, подбор параметров новых шестерен, удовлетворяющих требуемому передаточному числу, а также компоновка этого узла представляют определенные трудности. Поэтому в практике проектирования этого узла приходится несколько отступать от точного значения передаточного числа. Разница между значениями действительного пробега и показаниями прибора находится, как правило, в пределах $\pm 5\%$.

Если в конструкции портального автомобиля используется двухступенчатая главная передача, привод спидометра осуществляется от одной из полуосей (автомобиль Шорланд).

Большинство коробок передач управляется рычагом, смонтированным непосредственно в крышке коробки передач или выведенным в кабину, или имеет дистанционное управление механического типа, при котором рычаг переключения передач вынесен относительно коробки передач и установлен на кронштейне, закрепленном у сиденья водителя. На рис. 65 показано дистанционное управление коробкой передач американского автомобиля Росс-70.

Гидравлическое, пневматическое, электрическое и другое управление коробками передач в порталных автомобилях не применяется, так как в самых различных схемах компоновки

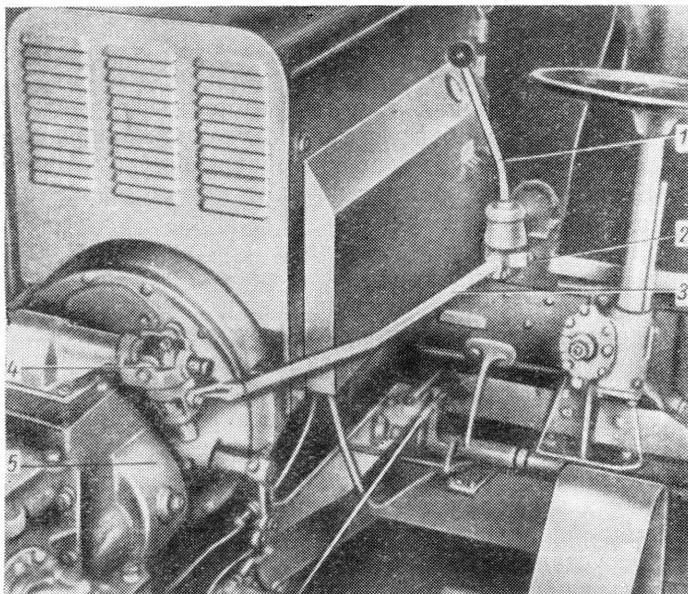


Рис. 65. Дистанционное управление коробкой передач автомобиля Росс-70:

1 — рычаг переключения передач; 2 — промежуточный кронштейн, 3 — тяга; 4 — механизм переключения передач; 5 — коробка передач

этих автомобилей коробка передач удалена от рабочего места водителя не более чем на 1300—1500 мм, в отличие от автобусов, у которых указанное расстояние достигает 7—9 м и более.

В последнее время, как уже отмечалось, в трансмиссиях порталных автомобилей большой грузоподъемности начали применять гидротрансформаторы в сочетании с механическими коробками передач. Так, например, на финских автомобилях Валмет моделей 2792-14-6SS и 3063-17-4,5 гидротрансформатор (с максимальным коэффициентом трансформации 2,61) исполь-

Таблица 31

Передаточные числа планетарного редуктора Валмет

Передача	Передаточные числа при движении	
	вперед	назад
Первая	8	7,75
Вторая	2,9	2,81
Третья	1	0,97

зуются вместе с планетарным редуктором, обеспечивающим три передачи вперед и три передачи заднего хода (табл. 31). Передачи включаются вручную. Наибольший передаваемый редуктором крутящий момент равен 41 $\text{кГ}\cdot\text{м}$.

Продольная карданная передача

Продольная карданная передача порталных автомобилей служит для связи коробки передач с главной передачей (см. рис. 54, I и II), сцепления с реверс-редуктором (см. рис. 54, V) или коробкой передач (см. рис. 54, VI) при ее расположении в одном блоке с главной передачей.

Продольная карданная передача соединяет агрегаты, закрепленные на раме автомобиля, и работает при постоянных относительно небольших пространственных углах между ведущим и ведомым валами, поэтому в этих передачах необходима компенсация в осевом направлении только отклонений монтажных размеров.

Для уменьшения угла наклона вала продольной карданной передачи необходимо, чтобы смещение осей валов соединяемых агрегатов было минимальным.

У обычных автомобилей для уменьшения угла между валами карданной передачи двигатель и картер главной передачи очень часто устанавливают наклонно к горизонтальной плоскости. И хотя углы наклона оси коленчатого вала к горизонтали небольшие (до $3,5\text{--}4,0^\circ$), это имеет существенное значение для карданной передачи. В порталных автомобилях для уменьшения угла наклона карданной передачи двигатель пришлось бы наклонять не назад, как в обычных автомобилях, а вперед, что значительно ухудшило бы работу уплотнений коленчатого вала двигателя, находящихся в крышке распределительных шестерен. Поэтому двигатели в порталных автомобилях всегда устанавливают горизонтально.

Характерной особенностью расположения агрегатов трансмиссии является то, что ось ведущей шестерни главной передачи порталного автомобиля почти всегда расположена выше оси коленчатого вала двигателя. Это объясняется тем, что для снижения центра тяжести автомобиля и улучшения обзорности с рабочего места водителя двигатель стремятся опустить в свободное пространство рамы на максимально возможную величину, так как главную передачу из-за наличия полуосевых передач опустить ниже верхней плоскости рамы нельзя. Поэтому в тех случаях, когда невозможно за счет взаимного расположения соединяемых агрегатов уменьшить смещение осей до необходимой величины в вертикальной плоскости, а при боковом расположении двигателя — и в горизонтальной плоскости, применяют реверс-редукторы с несоосными валами.

Для обеспечения достаточного срока службы продольной карданной передачи суммарный угол наклона ее вала не должен превышать 8° для жестких карданов с крестовиной. 12° для карданов с резино-металлическими втулками и $3-5^\circ$ для карданов с упругим диском из прорезиненной ткани. Вместе с тем, при использовании жестких карданов неравной угловой скорости нельзя допускать угол смещения валов меньше 1° , так как иначе кардан быстро выходит из строя.

Наибольший угол наклона вала продольной карданной передачи в горизонтальной плоскости получается в автомобилях, сконструированных по схемам III—V, IX и X (см. рис. 50).

При выборе продольной карданной передачи следует стремиться к тому, чтобы ее можно было использовать без каких-либо переделок, даже без укорачивания. В противном случае передачу следует подвергнуть динамической балансировке. Для укорачивания передачи обрезают трубу карданного вала в местах приварки ее к фланцу вилки кардана. Такой способ переделки карданной передачи принят при изготовлении всех отечественных порталных автомобилей.

Продольная карданная передача порталного автомобиля находится в более благоприятных условиях, чем у обычного автомобиля, так как работает при постоянном, сравнительно небольшом угле между валами без осевых смещений. В связи с этим для продольных карданных передач автомобилей желательно применять более дешевые карданы с упругими элемен-

Таблица 32

Основные данные продольных карданных передач

Наименование	Т-60М	Лукки 1В-57	Лукки 1—V1
Модель	ЗИЛ-120	D188	С 127778
Длина между осями шарниров в мм	930	935	815
Максимальный угол наклона в плоскости:			
горизонтальной	—	—	—
вертикальной	$6^\circ 40'$	$3^\circ 02'$	$2^\circ 50'$

Продолжение табл. № 32

Наименование	Т-80	Т-140	Т-150	Т-110
Модель	ГАЗ-51	ГАЗ-51	ГАЗ-53	ЗИЛ-120
Длина между осями шарниров в мм	1285	1281	388	806
Максимальный угол наклона в плоскости:				
горизонтальной	—	—	$5^\circ 02'$	—
вертикальной	$8^\circ 58'$	$8^\circ 59'$	$4^\circ 05'$	$7^\circ 06'$

тами, способствующими снижению динамических нагрузок, гашению вибраций и крутильных колебаний в трансмиссии. Кроме того, при размещении карданных передач над рамой они не подвергаются поломкам от ударов о посторонние предметы и меньше забрызгиваются водой и грязью. Основные данные продольных карданных передач приведены в табл. 32.

Главная передача

Наличие портала вынуждает применять в автомобилях главные передачи и вертикальные, как правило, цепные бортовые передачи.

При разбивке общего передаточного числа между главной и бортовыми передачами обычно передаточное число главной передачи по возможности выбирают минимальным, это необходимо для уменьшения осевых усилий на подшипники их шестерен и снижения крутящих моментов, передаваемых элементами трансмиссии, расположенными между главной передачей и ведущей звездочкой цепной бортовой передачи. Особенно важно придерживаться такой разбивки для автомобилей с поддресоренными ведущими колесами, так как при этом уменьшаются размеры и снижается вес неподдресоренных элементов трансмиссии, который включает две трети веса полуосевых карданных передач и полный вес верхних полуосевых головок с ведущими звездочками цепных бортовых передач.

Однако, как показывает практика проектирования цепных передач, очень больших возможностей в назначении больших передаточных чисел для бортовых передач нет, и у большинства выполненных конструкций передаточные числа цепных передач находятся в пределах 1,2—2,5.

Для главных передач чаще всего используют одноступенчатые (с одним передаточным числом), реже — двухступенчатые (с двумя передаточными числами), передачи.

Одноступенчатые главные передачи применяются в основном на порталных автомобилях, используемых в качестве внутризаводского транспорта или для городских перевозок на короткие расстояния со стабильными режимами движения.

Двухступенчатые главные передачи применяются в тех случаях, когда автомобили предназначаются для работы на более длинных расстояниях с резко переменными режимами движения (например, для систематических маршрутов, проходящих частично в городских, частично в загородных условиях). Поскольку эти передачи имеют два передаточных числа и возможность переключения передач в зависимости от условий движения, они позволяют получить широкий диапазон передаточных чисел трансмиссии без применения сложных многоступенчатых коробок передач, обеспечить максимальное использование мощ-

ности двигателя при разных условиях движения и высокие средние скорости при небольшой удельной мощности двигателя. При этом низшая передача трансмиссии может быть получена во второй ступени главной передачи, в связи с чем продольная карданная передача и коническая пара главной передачи не передают максимального крутящего момента.

Применение двухступенчатых главных передач в портальных автомобилях целесообразно еще и потому, что в большинстве случаев обратный рейс эти автомобили совершают без груза. Большая разница в весах нагруженного и ненагруженного автомобиля позволяет, используя передачи с меньшим передаточным числом, увеличить скорость движения при холостых пробеге.

Для первой ступени двухступенчатых главных передач используются конические шестерни со спиральными зубьями или гипоидные шестерни, а для второй — две пары косозубых цилиндрических шестерен или планетарная передача. На рис. 66 показана кинематическая схема двухступенчатой главной передачи фирмы Итон (Англия), а в табл. 33 приведены параметры некоторых главных передач этой фирмы.

Управление двухступенчатыми главными передачами автомобилей осуществляется, большей частью, с помощью пневмо-

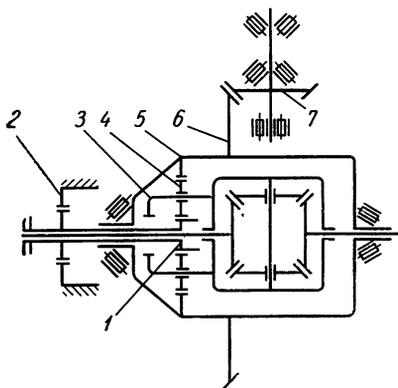


Рис. 66. Кинематическая схема двухступенчатой главной передачи Итон: 1 — солнечная шестерня; 2 — шлицевая муфта; 3 — водило; 4 — сателлит; 5 — коронная шестерня; 6 — ведомая шестерня первой передачи; 7 — ведущая шестерня первой передачи

Таблица 33

Параметры двухступенчатых главных передач фирмы Итон

Параметры	Модель главной передачи	
	1350	16500
Передаточные числа:		
первая ступень	4,50; 5,14;	3,83; 4,89;
вторая ступень	5,83; 6,33; 6,25; 7,15; 8,11; 8,81	5,62; 6,14; 6,50; 5,33; 6,80; 7,81; 8,52; 9,02
Максимальный крутящий момент на выходном валу в кг·м на:		
первой ступени	1010	1355
второй ступени	1400	1884

привода или вакуумного привода. В частности, пневмопривод с электромагнитным управлением использован в двухступенчатой главной передаче Итон портальных автомобилей Шорланд.

Двухступенчатые передачи увеличивают размеры и вес главных передач, но учитывая, что они подрессорены и их размеры, в отличие от размеров главных передач обычных автомобилей, не влияют на проходимость портальных автомобилей, применение их следует считать вполне оправданным с точки зрения повышения эксплуатационных качеств.

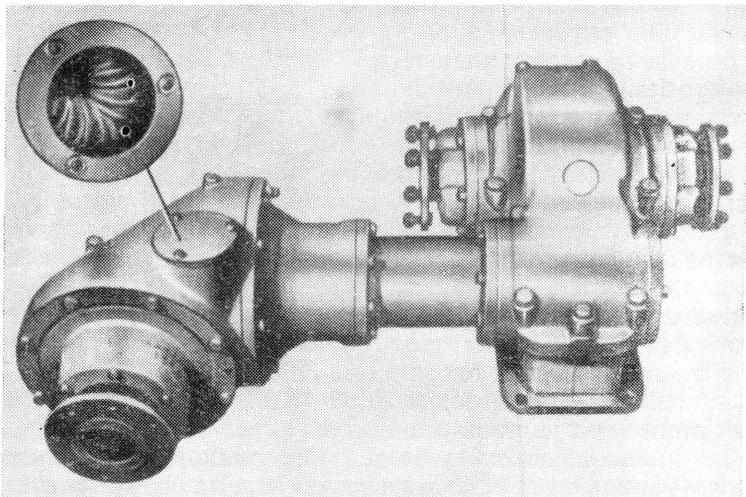


Рис. 67. Общий вид главной передачи автомобиля Бюфорс

Необходимое передаточное число главной передачи может быть получено либо одной парой шестерен (одинарная передача), либо двумя парами шестерен (двойная передача).

В одинарных главных передачах используют конические (с прямым или спиральным зубом) или гипоидные шестерни, расположенные под углом 90° .

Червячные шестерни, из-за того что отпадает их основное преимущество — необходимость в большом передаточном числе — не используются, хотя применение их в портальных автомобилях было бы целесообразным с другой точки зрения — они позволили бы, не изменяя положения полуосей, за счет нижнего расположения червяка уменьшить угол наклона вала продольной карданной передачи. С этих же позиций целесообразно применять также гипоидные передачи, допускающие смещение центров ведущей и ведомой шестерен. Гипоидные передачи на портальных автомобилях используют еще незначительно.

Для двойных главных передач применяют цилиндрические и конические шестерни. В этом случае значительно увеличиваются вес, размеры и стоимость передачи. Для получения необходимых значений передаточных чисел на порталных автомобилях не требуется устанавливать двойные передачи.

Двойные главные передачи, заимствованные у обычных автомобилей, размещают в одном картере; исключение составляют лишь главные передачи автомобилей Бофорс, у которых конические шестерни и цилиндрические с дифференциалом смонтированы в отдельных картерах и соединены между собой шлицевым валом. Такая конструкция является очень сложной

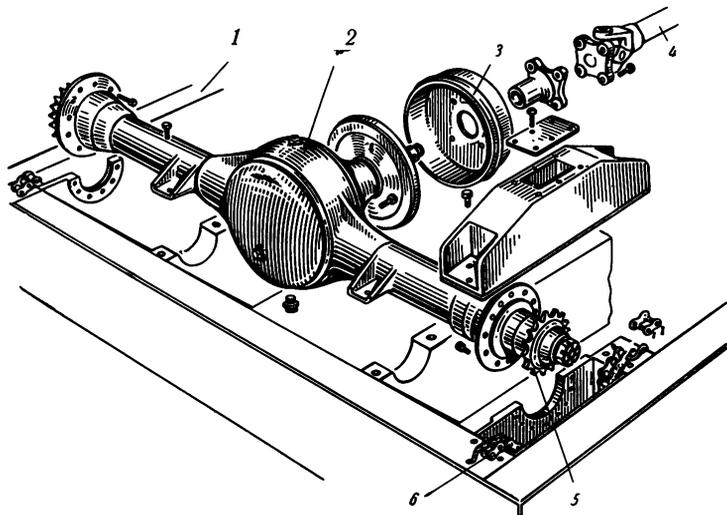


Рис. 68. Главная передача и ведущая звездочка закрытой бортовой передачи автомобиля Р. С. Л.:

1 — рама; 2 — картер главной передачи; 3 — трансмиссионный тормоз; 4 — продольная карданная передача; 5 — ведущая звездочка бортовой цепной передачи; 6 — втулочно-роликовая цепь

и вызвана смещением двигателя относительно продольной оси автомобиля. На рис. 67 показан общий вид этой передачи.

При жесткой подвеске ведущих колес главная передача, закрепленная на раме, практически становится неподдрессоренной. В большинстве же случаев колеса поддрессориваются, а вместе с ними и главная передача, что снижает действующие на нее динамические нагрузки и тем самым улучшает условия работы по сравнению с главными передачами обычных автомобилей. Кроме того, главные передачи порталных автомобилей лучше защищены от проникновения в них влаги, грязи и пыли.

Основное влияние на конструкцию главных передач и на возможности заимствования их от обычных автомобилей оказывает тип ведущих колес. Если колеса неподдрессоренные и не-

управляемые, имеется полная возможность использовать задний мост обычного автомобиля, конечно, при условии соответствия его передаваемому моменту. В этом случае объем доработок обычно невелик: кожухи полуосей соединяют с картерами бортовых передач, а на наружных концах полуосей устанавливают ведущие звездочки бортовых цепных передач (рис. 68).

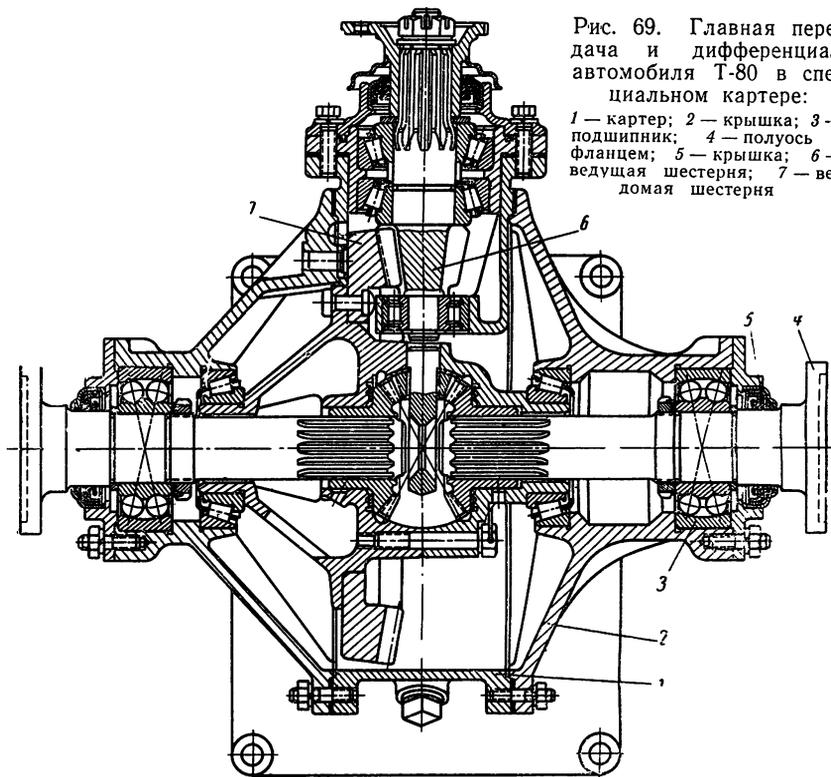


Рис. 69. Главная передача и дифференциал автомобиля Т-80 в специальном картере:

1 — картер; 2 — крышка; 3 — подшипник; 4 — полуось с фланцем; 5 — крышка; 6 — ведущая шестерня; 7 — ведомая шестерня

Если же главная передача обычного автомобиля должна быть установлена на портальном автомобиле с ведущими и управляемыми колесами, то возникает необходимость в изготовлении нового картера с соответствующими кронштейнами для крепления его к раме и уплотняющими устройствами. Детали главной передачи используются обычно без переделок. Особое внимание при проектировании такой передачи обращается на жесткость ее картера, прочность крепления его к раме и на возможность сокращения длины полуосей.

Для увеличения длины валов полуосевых карданных передач и, как следствие, уменьшения углов их наклона, длина полуосей должна быть минимальной. С этой целью дополнитель-

ные опорные подшипники полуосей, устанавливаемые в картере, стремятся расположить ближе к продольной оси главной передачи. Полуоси на конце должны иметь фланец или вилку для соединения с полуосевой карданной передачей.

На рис. 69 показаны главная передача и дифференциал автомобиля Т-80, смонтированные в специальном картере, состоящем из литого цилиндрической формы остова с прямоугольным основанием для установки и крепления к раме и двух ли-

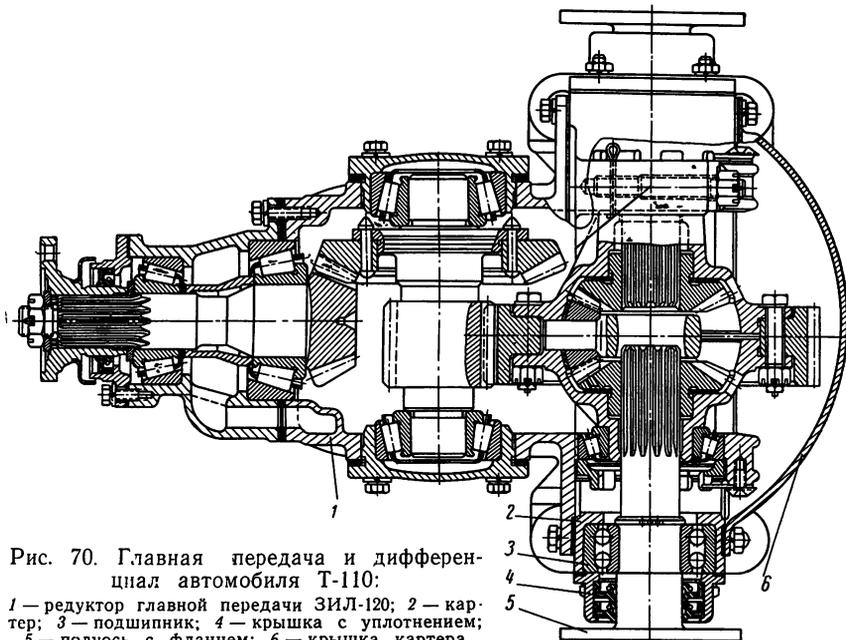


Рис. 70. Главная передача и дифференциал автомобиля Т-110:

1 — редуктор главной передачи ЗИЛ-120; 2 — картер; 3 — подшипник; 4 — крышка с уплотнением; 5 — полуось с фланцем; 6 — крышка картера

тых конусообразных крышек с гнездами для подшипников полуосей.

Аналогичный картер имеет главная передача американских автомобилей Герлингера.

Конструктивно по-иному выполнены картеры главных передач автомобилей Т-110 (рис. 70) и Лукки 51В.

Так как первоначальные углы наклона валов полуосевых карданных передач имеют весьма существенное значение и во многом зависят от положения главной передачи, то выбору ее положения на раме при проектировании порталных автомобилей любого типа уделяется очень большое внимание, тем более, что от этого зависит и угол наклона продольной карданной передачи.

При проектировании или доработке картера главной передачи

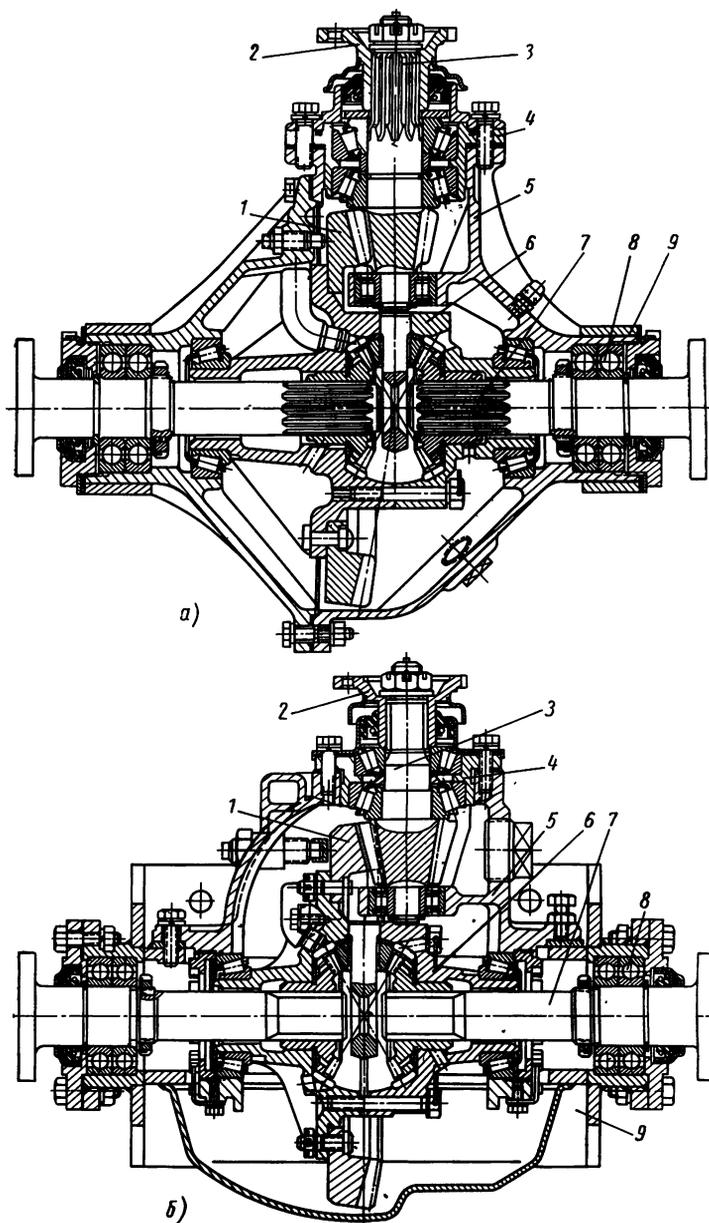


Рис. 71. Главные передачи и дифференциалы автомобилей:

а — Т-80А; б — Т-150; 1 — ведомая шестерня; 2 — фланец; 3 — ведущая шестерня; 4 — стакан подшипников ведущей шестерни; 5 — картер; 6 — дифференциал; 7 — полуось; 8 — подшипник полуоси; 9 — кронштейн картера

особое внимание обращается на угол наклона оси ведущей шестерни. Для уменьшения угла наклона продольного карданного вала ось ведущей шестерни часто располагают не параллельно оси двигателя, а хвостовик шестерни наклоняют вниз, на угол, равный углу между осью коленчатого вала двигателя и продольным карданным валом. При этом особое внимание уделяется уплотнениям ведущей шестерни и отводу от нее смазки, так как на автомобилях, у которых эти главные передачи заимствуются, хвостовик ведущей шестерни поднят вверх, чем обеспечивается естественный отвод смазки от уплотнений.

Доработка главной передачи сводится в основном к укорочению имеющихся полуосей или изготовлению новых, к созданию для них соответствующих опор, к переделке картера. Примером такой доработки может служить главная передача автомобиля Т-80А (рис. 71, а), использованная также на автомобилях Т-130, Т-140 и А-210. При доработке главной передачи, заимствованной у автомобиля ГАЗ-51А, у картера заднего моста срезают кожухи полуосей и растачивают гнезда под подшипники полуосей и крышки сальников. Картер закрепляют при помощи трех кронштейнов, приваренных к раме: два кронштейна с разъемными крышками охватывают с наружной стороны шейки картера в местах установки подшипников полуосей, а третий — привернут к крышке подшипников ведущей шестерни.

Аналогичной доработке была подвергнута главная передача автомобиля Т-150, для которой была использована главная передача автомобиля ГАЗ-53. Сварная балка заднего моста позволила осуществить приварку гнезд опорных подшипников полуосей и кронштейнов крепления непосредственно к картеру главной передачи (рис. 71, б).

У короткобазных порталных автомобилей, которые не имеют продольного карданного вала и силовой агрегат которых расположен у ведущих колес (автомобиль Росс-70), главную передачу всегда монтируют в одном блоке с коробкой передач (см. рис. 56).

На порталных автомобилях отечественного и зарубежного производства устанавливают общепринятые в автомобилестроении шестеренчатые конические симметричные дифференциалы с тремя-четырьмя сателлитами и разъемной коробкой без каких-либо дополнительных изменений и доработок. Дифференциалы повышенного трения или самоблокирующиеся не применяются. Их можно рекомендовать только для тех автомобилей, которые предполагается использовать в более тяжелых, чем обычно, дорожных условиях.

В табл. 34 приведены основные данные главных передач и дифференциалов некоторых автомобилей.

Основные данные главных передач и дифференциалов

Наименование	Т-80, Т-140	Валмет III—IV	Лукки 1В-37	Кларк- Росс S-93	Хайстер моделей М и МН	Валмет моделей 51 и 73	Валмет 232	Валмет 303
Модель	ГАЗ-51	Ваноян Аутодас	Тимкен	—	—	—	—	—
Тип главной передачи		Одинарная						
Тип шестерен		Конические со спиральными зубьями						
Передаточное число	6,67	6,67	5,11	6,8	6,83	5,71 или 4,67	5,71	5,71
Тип дифференциала		Конический шестеренчатый						
Число сателлитов дифференциала	3	4	4	2	4	4	4	4

Продолжение табл. 34

Наименование	Валмет 2792-14- 6SS	Гер- линггер 12RH	Т-150 P.C.L.	Хайстер M200E	«Соломба- лец» 5-С-2	Т-60М и Т-110	Т-110А	Шорланд моделей 20 и 21
Модель	Саняя Вабис АВ	—	ГАЗ- 53	—	ЗИС-5	ЗИЛ-120	ЗИЛ- 164А	Игон
Тип главной передачи	Конические со спиральными зубьями	Одинарная	Типовые	Конические со спиральными зубьями и цилиндрические с прямыми	Двойная			
Тип шестерен								
Передаточное число	6,67	4,77	6,83	5,57	4,63	7,63	6,45	4,5 6,25*
Тип дифференциала		Конический шестеренчатый						
Число сателлитов дифференциала	4	4	3	3	4	4	4	4

* Передача двухступенчатая. В числителе указано передаточное число первой ступени, в знаменателе — второй.

Полуосевые передачи

Полуосевой передачей называют элементы трансмиссии, связывающие главную передачу с бортовой передачей портального автомобиля (рис. 72).

Основное влияние на конструкцию этой передачи оказывают способ подвески колес (жесткий или с упругим элементом), тип цепной бортовой передачи (открытая или закрытая), а также то, являются ли ведущие колеса управляемыми или нет.

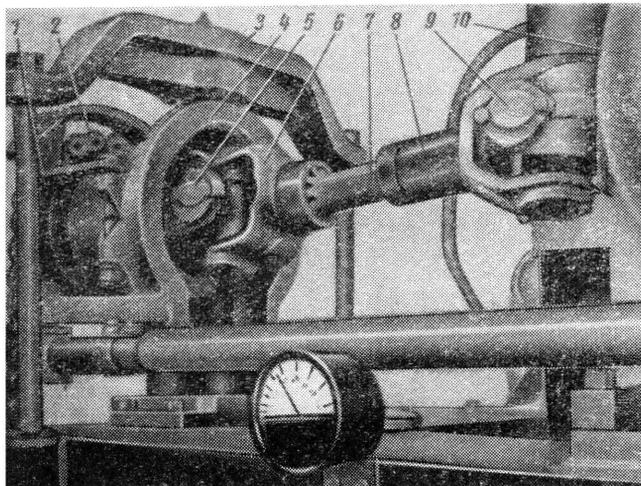


Рис. 72. Полуосевая карданная передача автомобиля Хайстер:

1 — ведущая звездочка бортовой цепной передачи; 2 — цепь; 3 — балансир подвески; 4 — полуосевая головка; 5 — вилка кардана вала ведущей звездочки; 6 — вилка наружного кардана вала полуосевой карданной передачи; 7 — вал; 8 — вилка внутреннего кардана вала; 9 — вилка полуоси; 10 — главная передача

В зависимости от этих конструктивных признаков полуосевые передачи могут быть выполнены с неразрезными полуосями или с разрезными полуосями и карданами. В первом случае такие передачи принято называть полуосевым приводом, во втором — полуосевой карданной передачей.

На рис. 73 показана конструкция полуосевого привода портального автомобиля с неподрессоренными неуправляемыми ведущими колесами, у которого положение ведущей звездочки относительно рамы автомобиля все время сохраняется постоянным.

При поддрессоренных и управляемых ведущих колесах ведущая звездочка в процессе движения, при изменении нагрузки и регулировке прогиба цепи меняет свое положение относительно

главной передачи, закрепленной на раме. Поэтому для соединения полуосей главной передачи с валами ведущих звездочек применяют карданные передачи. Полуосевая карданная передача работает в очень тяжелых условиях, поскольку передает значительный крутящий момент при больших пространственных углах между валами в шарнирах (примерно до 35°), вызванных необходимостью регулировки натяжения цепей, подпрессориванием колес, а также поворотом колес на значитель-

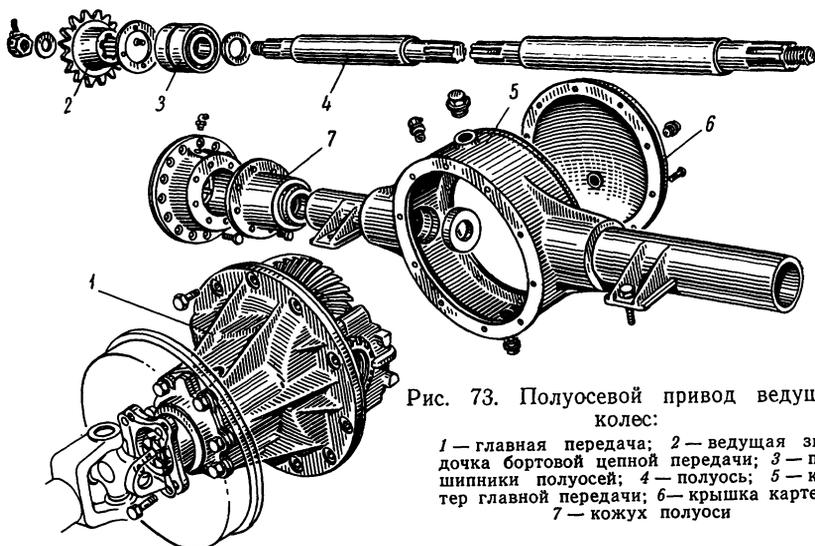


Рис. 73. Полуосевой привод ведущих колес:

- 1 — главная передача; 2 — ведущая звездочка бортовой цепной передачи; 3 — подшипники полуосей; 4 — полуось; 5 — картер главной передачи; 6 — крышка картера; 7 — кожух полуоси

ные углы. Уменьшить же угловое смещение валов во многих случаях практически невозможно из-за малого расстояния между осями шарниров, лимитируемого габаритной шириной машины. Так, например, у порталных автомобилей с шириной 2500 мм это расстояние не превышает 650 мм.

Полуосевые карданные передачи применяют также и при неподпрессоренных неуправляемых колесах с открытой бортовой цепной передачей, у которой перемещение ведущей звездочки необходимо только для регулировки прогиба цепи. Такие карданные передачи работают в более легких условиях, так как угол между валами не превышает 5° и остается постоянным при изменении нагрузки и во время движения автомобиля.

Углы наклона полуосевых карданных передач в значительной степени зависят от установки главной передачи. Обращаясь к схеме, представленной на рис. 74, можно заметить, что для уменьшения угла наклона α продольной карданной передачи главную передачу целесообразно устанавливать как можно ниже, т. е. снизить в пределах возможного размер A . Для уменьшения углов наклона валов полуосевых карданных

передач расстояние A желательно увеличить до такой величины, при которой полуоси главной передачи и валы ведущих звездочек цепных бортовых передач были бы соосны или смещение их осей в вертикальной плоскости было по возможности небольшим. Осуществить это очень сложно, поскольку снизить положение вала ведущей звездочки цепной передачи не представляется возможным из-за необходимости обеспечения хода подвески, а поднятие полуосей главной передачи увеличивает угол наклона вала продольной карданной передачи,

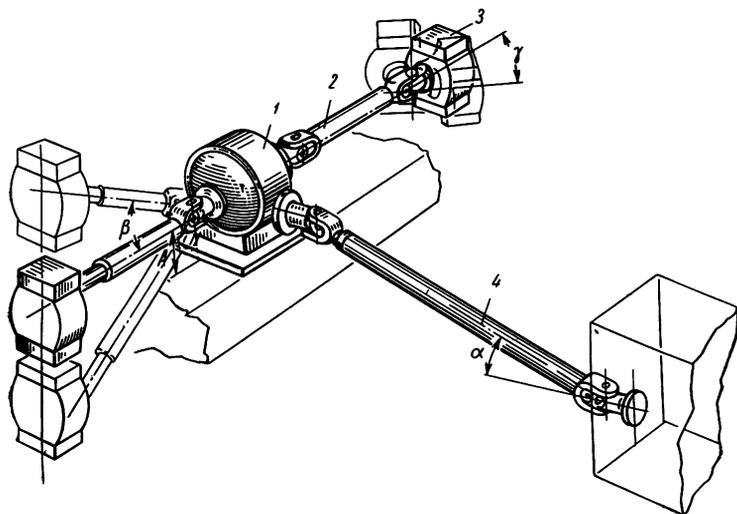


Рис. 74. Схема расположения карданных передач автомобиля с независимой подвеской ведущих колес:

1 — главная передача; 2 — полуосевая карданная передача; 3 — верхняя полуосевая головка; 4 — продольная карданная передача

которая работает хотя и с меньшими крутящими моментами, но с гораздо большим числом оборотов, чем полуосевые карданные передачи. Кроме того, угол наклона β полуосевых карданных передач изменяется в зависимости от нагрузки автомобиля и характера дороги. Поэтому выбор оптимального угла наклона полуосевых карданных передач представляет определенные затруднения.

Для получения благоприятной кинематики полуосевых карданных передач с изменением полезной нагрузки автомобиля, при его проектировании стремятся к тому, чтобы минимальный угол наклона валов полуосевых карданных передач соответствовал полностью нагруженному автомобилю, установленному на горизонтальной поверхности, поскольку в этом случае все элементы трансмиссии, в том числе и полуосевые передачи, передают наибольший крутящий момент. При меньшей нагрузке

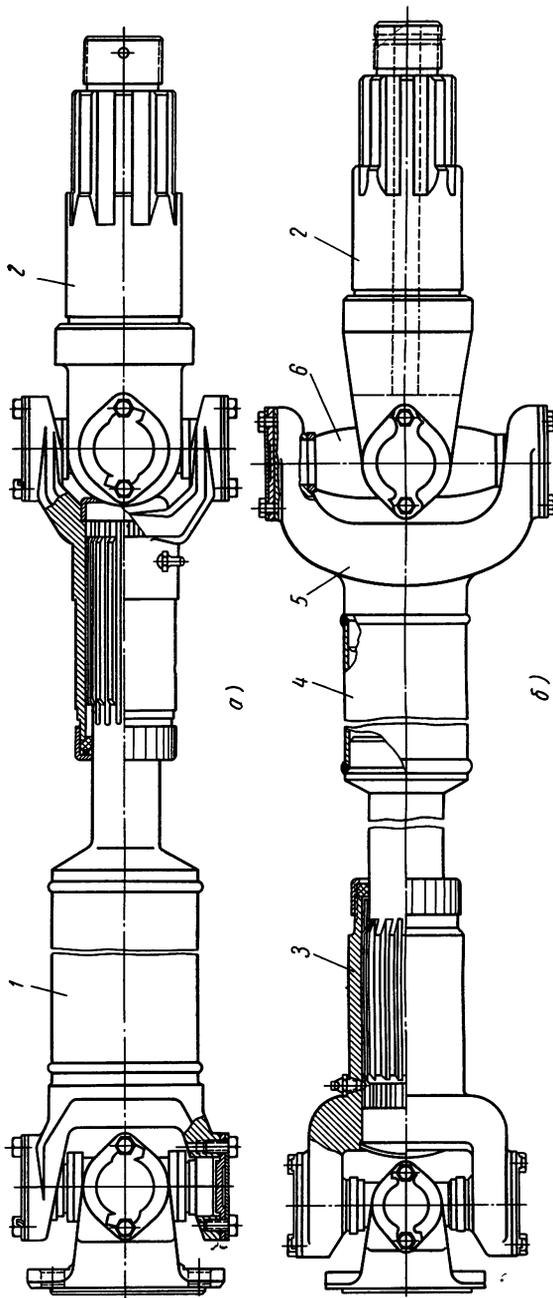


Рис. 75. Полуосевые карданные передачи автомобилей:

а — Т-80; б — Т-110; 1 — карданная передача ЗИЛ-120 с укороченным валом; 2 — вал ведущей звездочки; 3 — скользящая вилка карданной передачи ЯАЗ-200; 4 — вал карданной передачи ЯАЗ-200 (укороченный); 5 — специальная вилка; 6 — специальная крестовина

автомобиля углы наклона валов увеличиваются, но при этом уменьшается и передаваемый полуосевыми карданными передачами крутящий момент.

В горизонтальной плоскости оси валов ведущих звездочек и полуосей главной передачи в положении, соответствующем прямолинейному движению автомобиля, должны всегда совпадать.

Помимо крутящего момента, полуосевые карданные передачи нагружены осевыми силами, действующими в шлицевых соединениях при перемещениях штоков подвески в вертикальной плоскости и повороте их вокруг своей оси (угол γ).

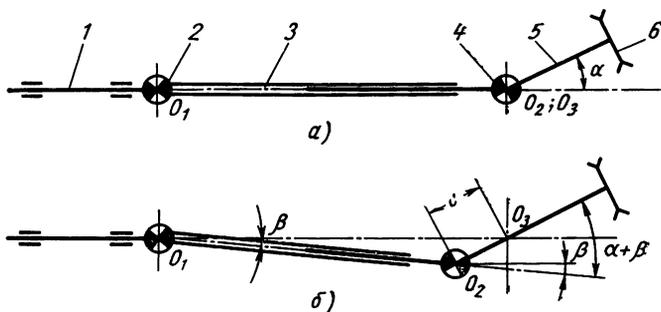


Рис. 76. Схема полуосевой карданной передачи:

a — при совпадении оси наружного кардана и оси штока; *б* — при несовпадении этих осей; 1 — полуось главной передачи; 2 — внутренний кардан; 3 — карданный вал; 4 — наружный кардан; 5 — вал ведущей звездочки; 6 — ведущая звездочка O_1 — ось внутреннего кардана

В настоящее время в качестве полуосевых карданных передач применяют жесткие карданы неравных угловых скоростей с крестовинами на игольчатых подшипниках. Эти передачи занимают у обычных грузовых автомобилей без переделок (рис. 75) или с незначительными изменениями некоторых деталей, главным образом вилок кардана для обеспечения большого угла поворота (рис. 75, б). Обычно изменяют только вилки кардана, расположенного у ведущей звездочки цепной передачи, так как углы поворота карданов, установленных около главной передачи, не превышают допустимых для обычных стандартных карданов.

Для уменьшения угла поворота наружного кардана (в плане) его ось O_2 (рис. 76) стремятся совместить с осью O_3 вращения штока подвески, так как при смещении этих осей даже на небольшую величину c угол поворота наружного шарнира α увеличивается, причем в горизонтальной плоскости между полуосью 1 главной передачи и карданным валом 3 появляется угол β , что нежелательно. В связи с тем, что положение ведущей звездочки определяется ведущим колесом и шириной

автомобиля, расстояние A (рис. 77) между осью кардана и ведущей звездочкой всегда ограничено. Поэтому вал ведущей звездочки, как правило, изготавливают как одно целое свилкой кардана, причем вилке придают такие размеры и форму, которые позволяют кардану отклоняться на необходимый угол. Вторую вилку этого кардана также переделывают для обеспечения больших углов поворота.

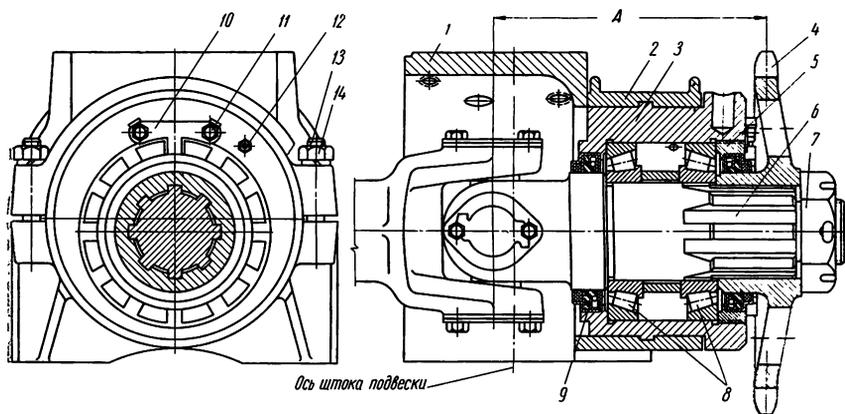


Рис. 77. Верхняя полуосевая головка автомобиля Т-80:

1 — картер; 2 — крышка; 3 — эксцентриковый стакан; 4 — ведущая звездочка; 5 — регулировочная гайка с уплотнением; 6 — вал; 7 — гайка; 8 — подшипники; 9 — уплотнение; 10 — фиксаторная пластина; 11 — болт; 12 — пресс-масленка; 13 — шпилька; 14 — гайка

Во избежание поворота шарниров на максимальный угол, допустимый конструкцией полуосевых карданных передач, у всех автомобилей угол поворота ведущих колес ограничивают так, чтобы он был на $1-2^\circ$ меньше максимального угла поворота наружного шарнира.

После переделки (обрезки трубы, доработки вилок и т. п.) полуосевые карданные передачи подвергаются динамической балансировке. Но так как число оборотов их значительно меньше (450—500 оборотов в минуту), чем у передач обычных грузовых автомобилей, точность балансировки полуосевых карданных передач может быть снижена на 25—30% по сравнению с точностью балансировки карданных передач обычных автомобилей.

Одним из основных требований, предъявляемых к карданным передачам, является синхронность передачи вращения и крутящего момента от ведущего вала к ведомому. Нарушение этого условия приводит к снижению к. п. д. передачи, вызывает значительные дополнительные динамические нагрузки и усиленный износ деталей трансмиссии. Снижение динамических

нагрузок, вызванных инерционным моментом, может быть достигнуто установкой вилок карданов в одной плоскости и соблюдением равенства углов между осью карданного вала и осями ведущего и ведомого валов. Однако при повороте автомобиля ведущий и ведомый валы оказываются в разных плоскостях, чем нарушается синхронность передачи вращения и крутящего момента. Как видно из графика (рис. 78), при одина-

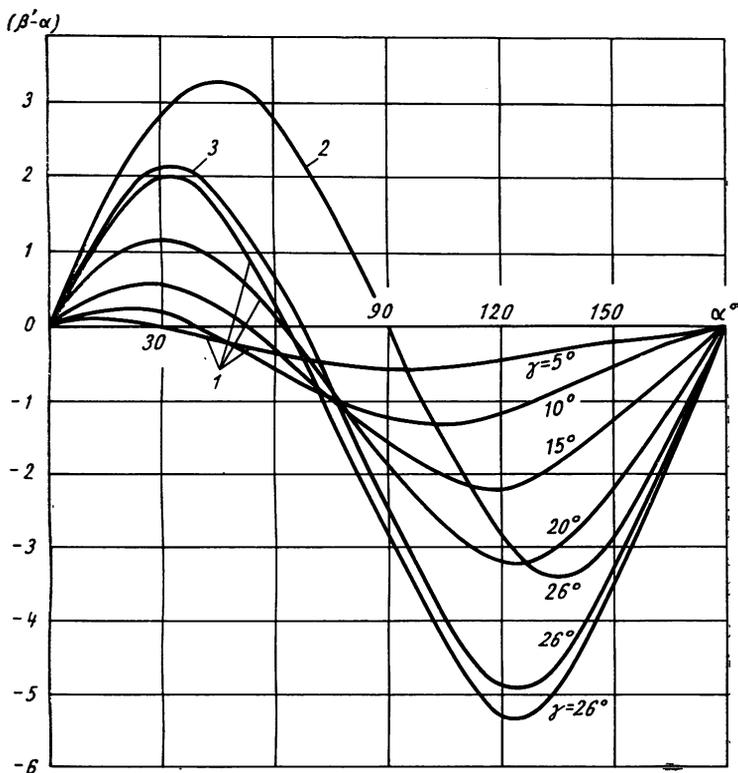


Рис. 78. Зависимость углового смещения карданов $\beta' - \alpha$ от угла поворота α ведущего вала при различных углах поворота γ колес автомобиля Т-140:

1 — при полной нагрузке; 2 — при средней нагрузке; 3 — без нагрузки

ковом угле поворота колес γ наименьшее относительное угловое смещение полуосевых карданных валов $(\beta' - \alpha)_{\max}$ (где β' — угол поворота ведомого вала, α — угол поворота ведущего вала полуосевой карданной передачи) будет в том случае, когда все три вала полуосевой передачи будут расположены в одной плоскости, что в условиях эксплуатации встречается редко. Однако и в этом случае угловое смещение валов доста-

точно велико ($\pm 3^{\circ}11'$). Зависимость значений $(\alpha-\beta')$ от угла поворота ведущих колес γ при различных положениях ведущего и ведомого валов приведена на рис. 79. Из рис. 79 видно, что с увеличением угла поворота колес смещение возрастает и находится в пределах, ограниченных кривыми 1—2. Кривая 1 соответствует положению, когда валы карданной передачи находятся в разных плоскостях, кривая 2—в одной (горизонтальной) плоскости. Во втором случае угловое смещение имеет

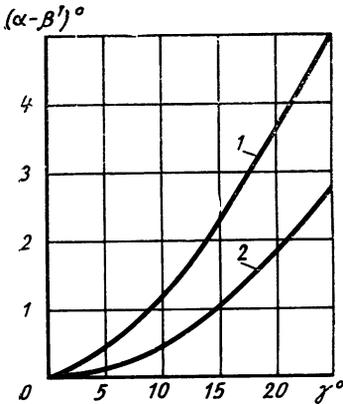


Рис. 79. Влияние угла поворота колес γ на максимальное угловое смещение карданов $\alpha-\beta'$ при нагрузке автомобиля:
1 — полной; 2 — средней

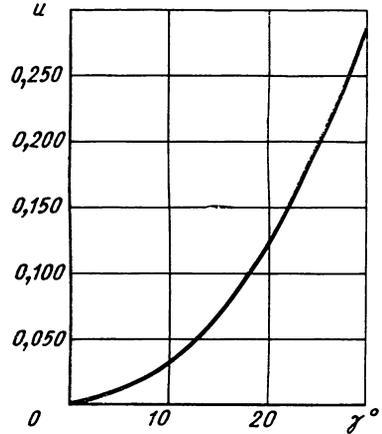


Рис. 80. Зависимость степени неравномерности вращения полуосевой карданной передачи u от угла поворота колес γ

наименьшую величину и передача работает как одинарная. Но даже в этом случае неравномерность вращения вала ведущей звездочки цепной передачи для средних нагрузок в зависимости от угла поворота колес достигает 25% (рис. 80).

Неравномерность вращения вала

$$u = \frac{\omega_2 \max - \omega_2 \min}{\omega_1}, \quad (41)$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов полуосевой карданной передачи.

Колебания в передаче увеличиваются при наезде колеса на препятствие и когда число оборотов карданного вала становится кратным частоте собственных колебаний вала. Неравномерность вращения ведущей звездочки цепной передачи создает пульсирующую нагрузку на ведущие колеса автомобиля, которая еще больше усугубляется неравномерностью, обусловленной кинематикой цепного привода.

Однако при эксплуатации автомобиля не наблюдается ни самопроизвольного поворота рулевого колеса, ни вибрации. По-видимому, неравномерность вращения в данном случае компенсируется упругостью деталей трансмиссии и шин. Следует также иметь в виду, что крутые повороты, при которых возникают большие углы в шарнирах, автомобиль совершает при малых скоростях движения.

При использовании для привода закрытых бортовых передач обычных полуосей вместо полуосевых карданных передач снижаются динамические нагрузки в цепной передаче. Поэтому для привода ведущих колес закрытые цепные передачи целесообразно устанавливать только на автомобилях, предназначенных для работы на небольшой территории.

Для получения равномерного вращения ведущих звездочек цепных передач устанавливают полуосевые карданные передачи с синхронными карданами (Тракта, Вейса, Рцеппа и т. п.) или со двоянными карданами. Такие карданы уже используются в некоторых порталных автомобилях (например в автомобиле Валмет 3063-17-4,5). Применение этих карданов не снижает общего числа шарниров, в связи с тем, что невозможно избежать установки карданов на полуосях главной передачи. Однако синхронные карданы, или, как их иногда называют, карданы равных угловых скоростей, по сравнению с обычными карданами (неравных угловых скоростей) обладают большей сложностью и весом, что приводит к увеличению неподдрессированных масс.

Более перспективными для полуосевых карданных передач следует считать двоянные карданы. Сдвоенный кардан может работать при углах между валами до 40° и обладает более простой конструкцией по сравнению с другими типами карданов равных угловых скоростей. Сдвоенные карданы, так же как и синхронные карданы, должны применяться с обычными карданами. Вследствие небольшой длины и увеличенного диаметра валов полуосевые карданные передачи характеризуются большей жесткостью, чем полуоси обычных автомобилей. Полуосевые карданные передачи оказывают влияние на характеристику упругой подвески колес, так как перемещение полуосевых карданных валов в шлицевом соединении при одновременной передаче значительного по величине крутящего момента вызывает появление осевых сил, отрицательно влияющих на срок службы, прочность карданов и увеличивающих жесткость подвески. Величина осевых сил существенно зависит от смазки шлицевого соединения. Так, коэффициент трения при недостаточной смазке увеличивается до 0,40—0,45 (по сравнению с 0,04—0,06 при хорошей смазке). При этом величина осевой силы достигает больших значений. Для уменьшения осевой силы в полуосевых карданных передачах порталных автомобилей

Основные данные полуосевых карданных передач порталных автомобилей

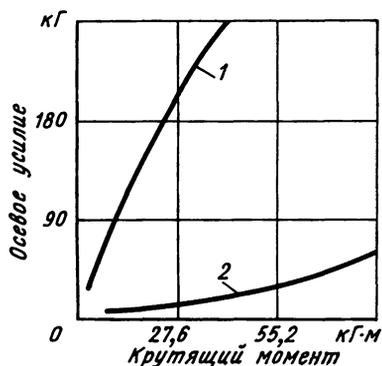
Наименование	Т-60М	Луцки 1В-57	Луцки I-VI	Т-80	Т-140	Т-150	Т-110
Модель	МАЗ-200	D 228	--	ЗИЛ-120	ЗИЛ-164А	ЗИЛ-164А	МАЗ-200
Длина между осями шарниров в мм	528	495,0 545	540 578	557	682	724 644	1030
Максимальный угол наклона карданного вала от горизонтальной оси вверх	8°41'	17°20' 18°10'	15°03' 16°10'	17°10'	14°40'	17°03' 19°01'	4°10'
вниз	10°15'	8°30' 7°40'	7°10' 6°00'	4°30'	5°04'	4°20' 4°50'	3°40'
Максимальный угол поворота ведомого вала .	15°15'	27°03'	27°03'	25°25'	25°00'	26°18' 26°35'	23°10'
Смещение центра внешнего шарнира от оси штока подвески в мм	8	—	—	16	16	21	35
Максимальный угол поворота шарниров в го- ризонтальной плоскости: внутреннего	0°30'	—	—	0°40'	0°25'	0°20' 0°23'	0°45'
внешнего	16°45'	28°52'	28°30'	27°55'	28°00'	27°48' 28°21'	23°10'

Примечание. В числителе приведены данные для правого карданного вала, в знаменателе — для левого.

целесообразно шлицевое соединение, принятое в обычных полуосевых карданных передачах, заменять специальным соединением, в котором между пазами и выступами установлены вертикально короткие ролики (диаметром около 4 мм), позволяющие трение скольжения заменить трением качения. Зависимость осевых усилий от крутящего момента при передаче его обычными и специальными шлицами приведена на рис. 81.

Рис. 81. Зависимость осевых усилий от крутящего момента при осевом перемещении в соединениях:

1 — обычных шлицевых; 2 — с роликами



Данные, характеризующие полуосевые передачи, приведены в табл. 35.

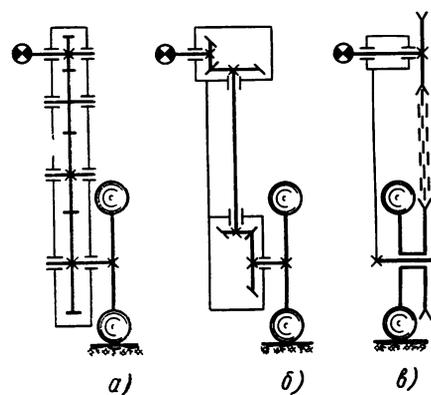
Бортовые передачи

При проектировании бортовых передач порталных автомобилей приходится решать три основные задачи: определить необходимое передаточное число, выбрать тип и разработать конструкцию бортовой передачи, которая должна обеспечивать возможность легкого изменения передаточного числа без коренной переделки передачи, что необходимо для удовлетворения различных специфических требований эксплуатации. Кроме этого, бортовые передачи должны иметь простую регулировку, обладать малым весом и небольшими размерами. Последние два требования имеют исключительно большое значение, так как бортовые передачи относятся к неподрессоренным элементам конструкции и увеличение их веса крайне нежелательно, а их размеры непосредственно сказываются на ширине автомобиля.

Для передачи крутящего момента от полуосевых передач непосредственно к ведущим колесам порталного автомобиля, казалось бы, могли быть использованы бортовые передачи различных типов (рис. 82): зубчатая, с вертикальным валом, цепная и т. д. Однако зубчатая передача с цилиндрическими шестернями (рис. 82, а) при установке на порталных автомобилях

должна быть обязательно закрытого типа и вследствие большого расстояния между осями главной передачи и ведущих колес в этих автомобилях должна включать несколько промежуточных шестерен. Это усложняет конструкцию и изготовление бортовой передачи, а также повышает ее вес, чем в основном и объясняется отсутствие зубчатых передач на порталных автомобилях.

Бортовая передача с вертикальным валом (рис. 82, б) вызывает необходимость установки двух редукторов с коническими шестернями, усложняющими конструкцию передачи и удорожающими ее стоимость, особенно, если учесть, что редукторы должны быть рассчитаны на передачу большого крутящего момента и иметь специальные устройства, воспринимающие большой реактивный момент, возникающий при передаче коническими шестернями больших крутящих моментов.



В противном случае управлять порталным автомобилем будет невозможно. Изменение передаточного числа бортовой передачи с вертикальным валом в эксплуатации было бы сопряжено с известными трудностями. Поэтому бортовые передачи с коническими шестернями, так же как и с цилиндрическими, в порталных автомобилях не применяются.

Рис. 82. Принципиальные схемы бортовых передач:

а — зубчатая; б — коническая с вертикальным валом; в — цепная

Использовать в порталных автомобилях другие виды бортовых передач, как например планетарные передачи или колесные передачи с внутренним зацеплением, также невозможно в связи с большими расстояниями между осями ведущих и ведомых элементов передачи.

Наиболее полно всем перечисленным выше требованиям к бортовым передачам порталных автомобилей отвечает цепная передача (рис. 82, в), которая позволяет с наименьшими трудностями изменять передаточное число, обеспечивает легкую регулировку в процессе эксплуатации и имеет наименьший вес и размеры.

Кроме того, цепная передача обладает сравнительно высоким к. п. д. (в среднем к. п. д. цепных передач составляет 97—99% и только при малых мощностях и значительных скоростях он уменьшается до 90—92%). Цепная передача менее трудоемка в изготовлении и при ее использовании не надо выдержи-

вать жесткие требования в отношении точности межосевого расстояния, поскольку во всех конструкциях предусматривается возможность регулировки передачи. Поэтому на всех порталных автомобилях в качестве бортовых передач используются исключительно понижающие цепные передачи со втулочно-роликовыми цепями.

Типы бортовых цепных передач и их конструктивные особенности

В зависимости от типа порталного автомобиля в них применяют открытые или закрытые цепные передачи (рис. 83).

Открытые цепные передачи не имеют жесткого закрытого картера, и роль элемента, связывающего опоры осей веду-

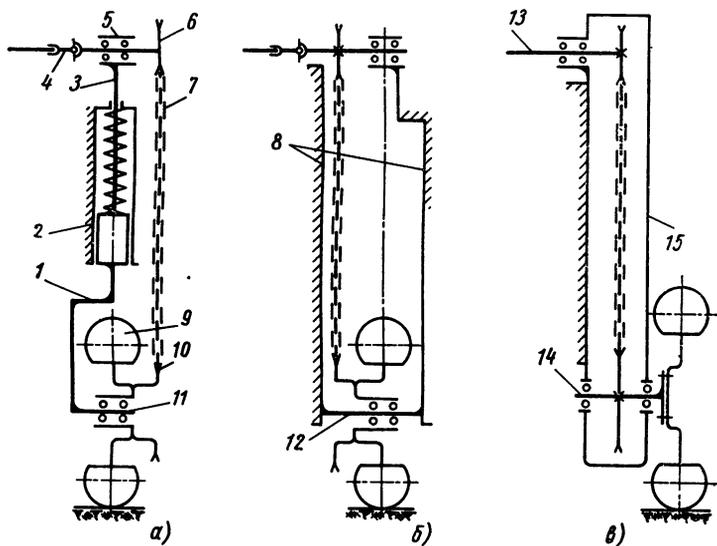


Рис. 83. Принципиальные схемы бортовых цепных передач ведущих колес порталных автомобилей:

а и б — открытые передачи; *в* — закрытая передача; 1 — вилка колеса; 2 — неподвижная направляющая подвески; 3 — шток подвески; 4 — полуосевая карданная передача; 5 — верхняя полуосевая головка; 6 — ведущая звездочка; 7 — цепь; 8 — рама автомобиля; 9 — колесо; 10 — ведомая звездочка; 11 и 12 — оси колеса; 13 — полуось; 14 — вал ведомой звездочки; 15 — картер цепной передачи

щей и ведомой звездочек и обеспечивающего неизменность их межосевого расстояния, выполняют шток подвески и вилка крепления колеса (рис. 84) или рама автомобиля (рис. 85). Отсутствие картера в открытых бортовых цепных передачах автомобилей вызывает необходимость применять верхние полуосевые головки (см. рис. 77), которые не только служат для размещения подшипников вала ведущей звездочки, но и обеспечивают возможность регулировки прогиба цепи.

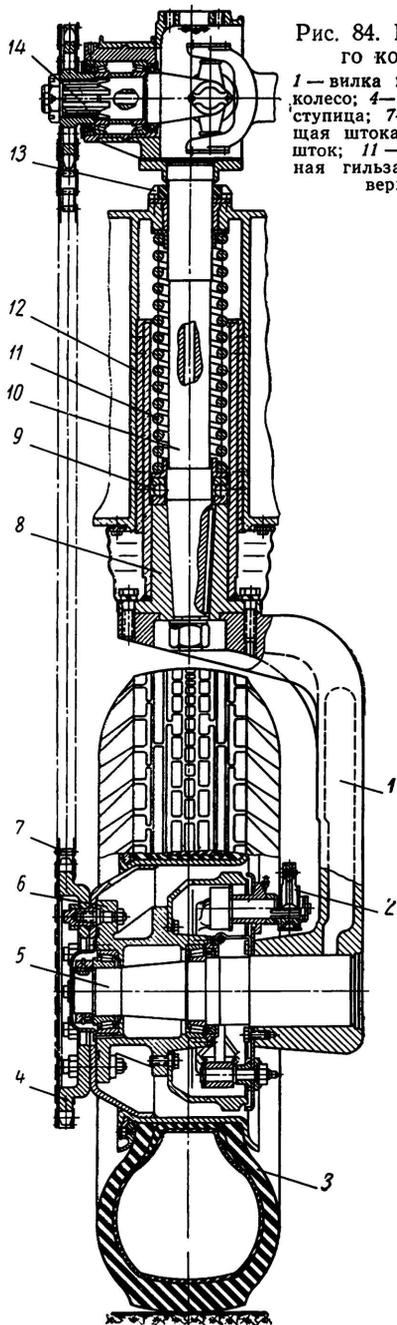


Рис. 84. Подвеска и привод ведущего колеса автомобиля Т-110:

1 — вилка колеса; 2 — рычаг тормоза; 3 — колесо; 4 — ведомая звездочка; 5 — ось; 6 — ступица; 7 — цепь; 8 — нижняя направляющая штока; 9 — опорный подшипник; 10 — шток; 11 — пружина; 12 — антифрикционная гильза; 13 — резиновый буфер; 14 — верхняя полуосевая головка

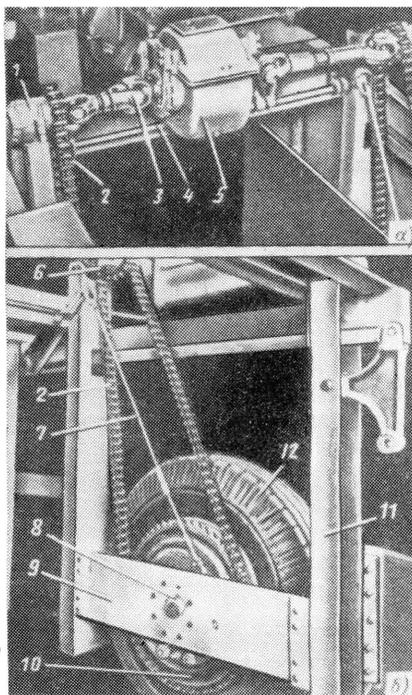


Рис. 85. Трансмиссия с открытой бортовой цепной передачей автомобиля Росс-70:

а — трансмиссия; б — цепная передача; 1 — полуосевая головка; 2 — цепь; 3 — полуосевая карданная передача; 4 — валик привода колесных тормозов; 5 — силовой агрегат; 6 — ведущая звездочка цепной передачи; 7 — тяга привода колесных тормозов; 8 — ось колеса; 9 — опора оси колеса; 10 — ведомая звездочка цепной передачи; 11 — рама; 12 — колесо

Открытые передачи являются наиболее распространенными и применяются в автомобилях как с задними, так и с передними ведущими колесами. Так как эти передачи не имеют закрытых маслонепроницаемых картеров, смазку их цепей производят периодически (погружением снятой цепи в теплую масляную ванну). Для обеспечения безопасности обслуживающего персонала и окружающих людей, предохранения их от разбрызгиваемого цепью масла, а также для защиты передачи от грязи и влаги на них устанавливают легко съемные ограждения.

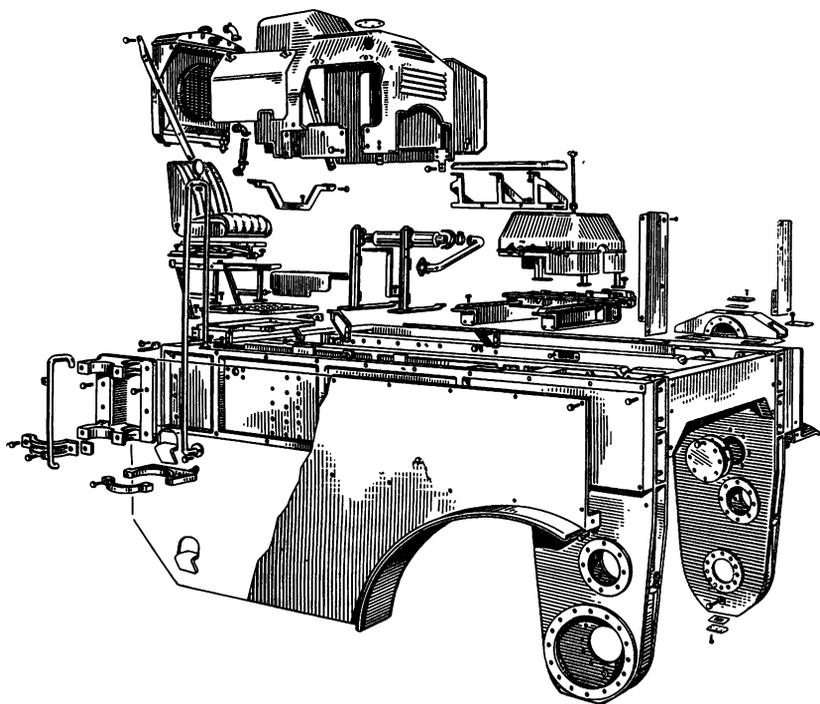


Рис. 86. Рама, сиденье водителя и капот автомобиля P.C.L.

ния. Конструкции ограждений разнообразны и во многом зависят от условий эксплуатации автомобиля.

Закрытые цепные передачи распространены гораздо меньше, главным образом из-за трудностей конструктивного выполнения. Их применяют только на автомобилях с неуправляемыми и неподрессоренными колесами. Закрытая передача имеет картер (рис. 86), сваренный из листовой стали и неподвижно закрепленный на раме автомобиля. Это позволяет монтировать в картере подшипники валов ведущей и ведомой звездочек и крепить к нему опоры оси натяжной звездочки и ведущее

колесо (рис. 87), в связи с чем нет необходимости устанавливать полуосевую головку. Кроме того, картер служит резервуаром для жидкой смазки.

Закрытые цепные передачи всегда расположены с внутренней стороны ведущих колес, вследствие чего ширина портального автомобиля определяется наружными плоскостями колес.

Срок службы цепей открытых бортовых цепных передач, эксплуатируемых в условиях абразивного трения, во многом зависит от размеров и качества изготовления цепи и звездо-

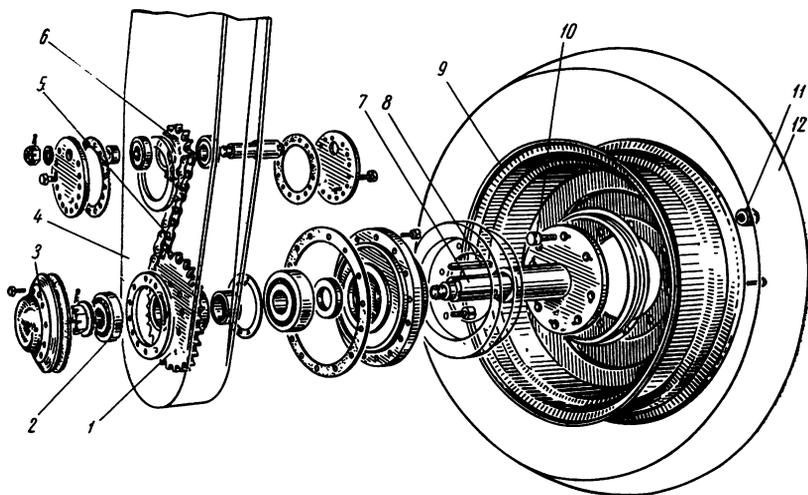


Рис. 87. Ведущее неподдресоренное колесо с закрытой цепной передачей (автомобиль Р.С.Л.):

1 — ведомая звездочка; 2 — подшипник; 3 — крышка; 4 — картер; 5 — втулочно-ролик-овая цепь; 6 — регулировочная звездочка; 7 — вал колеса; 8 — шпонка; 9 — диск и обод колеса; 10 — болт крепления колеса; 11 — гайка крепления колеса; 12 — колесо

чек. Однако увеличение размеров цепи и, как следствие, ведущей и ведомой звездочек передачи не только вызывает возрастание неравномерности движения привода и ударных нагрузок при набегании звеньев цепи на звездочки за счет их большего веса, но и связано с конструктивными трудностями.

Практика эксплуатации и анализ конструкций автомобилей показывают (табл. 36), что для обеспечения нормальных условий работы открытых бортовых цепных передач диаметр начальной окружности ведомой звездочки должен быть меньше или в крайнем случае равен диаметру обода колеса (рис. 88). Аналогичные требования предъявляются к цепным передачам обычных автомобилей. Это необходимо для предотвращения повреждения шин звездочкой при проколах и обеспечения минимального просвета между звездочкой и поверхностью дороги, исключаящего наезд на посторонние предметы.

Таблица 36

Основные данные бортовых цепных передач автомобилей (рис. 88)

Параметры	«Солот-5-С-2»	T-60	T-60M	T-80A	T-140	T-110	T-150	Валет III-IV	Лукки I-VI	Лукки 1В-57	Кларк-Росс S-93	Кларк-Росс S-95	Шорланд 20
Передаточное число цепной передачи	1,7	1,21	2,36	2	2	2	2,20	2	1,9	2,37	1,94	2,46	2
<i>Цель</i>													
Шаг t в мм	38,1	35	38,1	35	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1	44,45	31,75
Разрывное усилие Q_p в т	12	8	12	8	12	12	12	8	10	10	10	14	8
<i>Ведущая звездочка</i>													
Число зубьев	23	33	19	21	21	19	19	19	20	16	19	15	21
Диаметр начальной окружности $D_{н01}$ в мм	278	368	231,5	234	255,9	231,5	231,5	231,5	244	195	231,5	212	212
<i>Ведомая звездочка</i>													
Число зубьев z_2	39	40	45	42	42	38	42	38	38	38	37	37	42
Диаметр начальной окружности $D_{н02}$ в мм	472	446	546	468	509,9	461	509,9	461	461	461	448	522	424
Расстояние b в мм	279	277	227	281	260,0	330	239	262	262	262	317	380	305
<i>Ведущее колесо</i>													
Размер шин в дюймах	40×8	10,50—20	11,00—20	11,00—20	14,00—20	14,00—20	12,00—20	40×8	40×8	40×8	12,00—20	11,00—20	11,00—20
<i>Диаметр в мм:</i>													
наружный* $D_{нк}$	1075	1065	1065	1082	1082	1233	1125	1075	1075	1075	1125	1125	1082
внутренний (посадочный) $D_{ка}$	610	508	508	508	508	508	508	610	610	610	508	508	508
Статический радиус r_k под нагрузкой в мм	515	500	500	515	515	560	540	492	492	492	541	541	517
Зазор a в мм	69	31	—19**	20	1	24	1	75	75	75	30	—7**	42

* Без учета деформации шины.

** Диаметр начальной окружности ведомой звездочки больше диаметра обода колеса.

При установке цепи с увеличенным разрывным усилием и, следовательно, с большими размерами требуется увеличить диаметр ведомой звездочки или уменьшить число ее зубьев. В этом случае для сохранения передаточного числа нужно уменьшить и число зубьев ведущей звездочки, что не всегда можно выполнить, так как число зубьев звездочек не должно быть менее 17.

Рассмотрим для примера возможность установки цепи с большим шагом в открытой бортовой передаче автомобиля Т-80 (передаточное число $i=2$, шаг втулочно-роликовой цепи $t=35$ мм, разрывное усилие 8000 кг). Для обеспечения нормальных условий работы цепи и заданного передаточного числа количество зубьев ведущей звездочки принято равным $z_1=21$, в соответствии с чем количество зубьев ведомой звездочки должно быть равно $z_2=42$, а диаметр начальной окружности $D_{но2}=468,0$ мм. В табл. 37 приведены различные варианты передач с цепями большего размера, которые, казалось бы, можно установить на автомобиле Т-80. Из данных табл. 37 видно, что при сохранении положительной величины зазора a может быть произведена замена цепи с шагом $t=35$ мм на цепь с шагом $t=40$ мм при условии сокращения числа зубьев ведущей звездочки с 21 до 17. Использование цепи с шагом 40 мм не дает существенного повышения прочности, а установка цепей с еще большим шагом практически недопустима.

Уменьшение диаметра ведущей звездочки передачи отрицательно сказывается на условиях работы цепи, так как возрастает усилие, передаваемое цепью, и ускоряется ее износ вследствие увеличения относительного движения пальца и втулки при входе в зацеплении и выходе из него.

В соответствии с этим при конструировании цепных передач диаметр ведущей звездочки желательно увеличивать. Кроме того, при малом числе зубьев ведущей звездочки повышается степень неравномерности движения цепи, в связи с чем она испытывает дополнительные нагрузки.

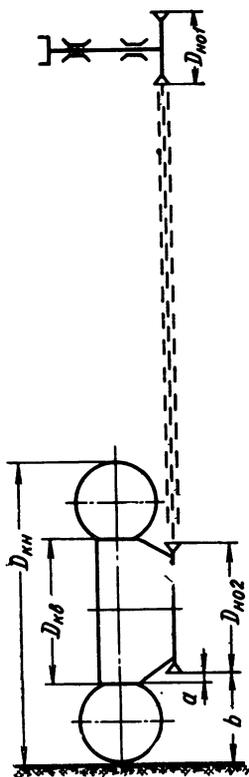


Рис. 88. Кинематическая схема открытой цепной передачи

Следовательно, возможности применения цепей большого размера для увеличения срока их службы ограничены. Этим и объясняются сравнительно небольшие запасы прочности цепей бортовых передач порталных автомобилей по разрывному усилию, которые гораздо меньше (табл. 38) рекомендуемых для цепных передач.

При установке многорядных цепей увеличивается ширина автомобилей. Поэтому двухрядные цепи применяют только на

Таблица 37

Варианты передач, показывающие влияние размеров цепи на параметры передачи автомобиля Т-80 (рис. 88)

Параметры	Вариант передачи						
	1	2	3	4	5	6	7
Передаточное число	2	2	2	2	2	2	2
<i>Цепь</i>							
Шаг t в мм	35	40	40	45	45	50	50
Разрывное усилие Q_p в т	8	10	10	12,5	12,5	16	16
Вес 1 м цепи в кг	4,91	5,78	5,78	7,17	7,17	8,81	8,81
<i>Ведущая звездочка</i>							
Число зубьев z_1	21	21	17	21	17	21	17
Диаметр начальной окружности $D_{но1}$ в мм	234	268	216	300	243	334	270
<i>Ведомая звездочка</i>							
Число зубьев z_2	42	42	34	42	34	42	34
Диаметр начальной окружности $D_{но2}$ в мм	468	536	433	600	486	668	540
Расстояние b в мм	276	242	294,5	210	267	176	240
Зазор a в мм	20	-14*	38	-46*	-11*	-80*	-16*

* Диаметр начальной окружности ведомой звездочки $D_{но2}$ больше диаметра обода колеса.

внедорожных автомобилях большой грузоподъемности (автомобиль Валмет 2792-14-6SS), у которых скорости движения меньше, а ширина строго не лимитирована.

При выборе размеров цепи закрытых цепных передач применимы в основном все рекомендации, приведенные для цепей открытых передач.

Размеры закрытых цепных передач ограничены величиной дорожного просвета, шириной портала и шириной автомобиля. Поэтому увеличивать их также не всегда можно. Кроме того, с увеличением размеров передачи повышается ее вес, а следовательно, и вес неподрессоренных частей автомобиля.

Коэффициент запаса прочности цепи бортовых передач по разрывному усилию для некоторых автомобилей

Параметры	5-С-2	Т-60	Т-60М	Т-80	Т-140	Т-110	Т-150
Усилие $P_{ц}$, передаваемое цепью при включении первой передачи коробки передач, в T^*	3,9	3,58	4,5	3,42	3,9	5,4	5,04
Разрывное усилие цепи Q_p в T	12	8	12	8	12	12	12,7
Коэффициент запаса прочности цепи по разрывному усилию $n = \frac{Q_p}{P_{ц}}$	3,08	2,23	2,67	2,34	3,08	2,22	2,52

Продолжение табл. 38

Параметры	Лукки I-VI	Лукки 1В-57	Р. С. Л.	Хайстер М	Хайстер МН	Кларк-Росс S-93	Кларк-Росс S-95
Усилие $P_{ц}$, передаваемое цепью при включении первой передачи коробки передач, в T^*	4,5	4,1	4,3	2,1	2,8	4,5**	5***
Разрывное усилие цепи Q_p в T	10	10	10,9	5,3	7,5	12	14
Коэффициент запаса прочности цепи по разрывному усилию $n = \frac{Q_p}{P_{ц}}$	2,22	2,44	2,54	2,52	2,68	2,67	2,8

* Усилие определено по максимальному крутящему моменту двигателя.
 ** С двигателем мощностью $N_{емax} = 145$ л. с.
 *** С двигателем мощностью $N_{емax} = 160$ л. с.

Основные данные цепей бортовых цепных передач автомобилей

Наименование	T-60	T-60M	T-80	T-140	T-130	T-110	T-150	Герлинггер Г2RH	Хайстер М	Хайстер MH	Хайстер M200E	
	Открытая							Закрытая				
Тип передачи	Открытая							Открытая				
Передаточное число i_{14}	1,21	2,36	2	2	2	2	2,2	2,9	2,2	3,08 2,06 1,9	3,9	
Шаг цепи t^*	35	38,1	35	38,1	38,1	38,1	38,1	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/4	
Разрывное усилие цепи Q_p в Т	8	12	8	12	12	12	127	11	11	15	11	
Регулировка прогиба цепи	Сменными прокладками, ус- тановленными между карте- ром полу- осевой го- ловки и фланцем штока							Эксцентриковым стаканом в верхней полуосевой головке				

Наименование	Кларк-Росс S-93	Кларк-Росс S-95	Кларк-Росс S-100	Валмет III-IV 2792-14-6SS	Валмет 3063-17-4,5	Лукки модели I-VII, 1B-57 и 1B-58	Шорланд моделей 20 и 21	«Солма-леш» 5-C-2	Р. С. L.
Тип передачи	Открытая								
Передаточное число i_{ii}	1,94	2,46	3	2	3,12	2,37	2	1,7	2,5
Шаг цепи t^*	1 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2	1 3/4	1 1/2	1 1/4	38,1	1 1/4
Разрывное усилие цепи Q_p в T	12	18	18	10	30,8**	20	11	12	11
Регулировка прогиба цепи	Эксцентриковым стаканом в верхней полусосевой головке			Полусосевой головкой, вывертываемой из верхней части штока подвески					
	Регулировочной звездочкой в картере передачи								

* Для отечественных автомобилей шаг цепи дан в миллиметрах, а для зарубежных автомобилей — в дюймах.
 ** Двойная цепь (Дуплекс ASA B-29).

Срок службы бортовых цепных передач порталных автомобилей в значительной степени зависит от материала и термической обработки звездочек, а также от точности их изготовления. Ведущие звездочки цепных передач порталных автомобилей, как правило, изготавливают из поковок легированной стали с последующей механической и термической обработкой. Иногда ведущую звездочку делают со съемным зубчатым венцом. В этом случае диск звездочки изготавливают из обычной углеродистой стали. Ведомые звездочки в отношении износа и ударных нагрузок работают в более благоприятных условиях, чем ведущие. Поэтому их изготавливают из углеродистой стали (чаще из листовой, реже из литья).

Основные данные цепей бортовых цепных передач приведены в табл. 39.

Способы регулировки бортовых цепных передач

В бортовой цепной передаче любого типа обе ветви цепи попеременно бывают ведущими и ведомыми. Поэтому смещение звездочек от вертикальной оси, обычно принятое в вертикальных цепных передачах, в открытых цепных передачах порталных автомобилей с подрессоренными ведущими колесами не применяется. Расположение ведущей и ведомой звездочек на одной оси, совпадающей с вертикальной осью подвески, упрощает конструкцию передачи и снижает в связи с отсутствием дополнительного плеча действия окружной силы нагрузки на подвижные направляющие элементы подвески, главным образом на шток.

У вертикальных цепных передач, к которым относятся и бортовые передачи порталных автомобилей, требуется постоянно регулировать прогиб цепи для компенсации ее вытяжки в процессе эксплуатации. Для нормальной работы бортовой цепной передачи величина прогиба h (рис. 89) при предварительных расчетах может быть принята равной $(0,01—0,015) A$. Окончательное значение h устанавливают после разработки рабочего проекта автомобиля и определения динамических нагрузок, действующих в трансмиссии. Необходимо отметить, что установлению оптимальной величины прогиба цепи должно уделяться серьезное внимание, поскольку прогиб цепи приводит к значительному (до 400°) увеличению угла поворота ведомых элементов сцепления и может вызвать большие динамические нагрузки в элементах трансмиссии, особенно при резком включении сцепления.

На рис. 90 показана зависимость динамического крутящего момента в трансмиссии автомобиля от прогиба цепи передачи при резком включении сцепления. При умеренных прогибах цепи бортовой передачи динамические крутящие моменты

нарастают сравнительно медленно, а при увеличении сверх некоторой величины — резко. Поэтому верхний предел регулировки надо выбирать в зависимости от параметров цепи и требуемой надежности трансмиссии. Так, например, при нагрузке автомобиля Т-80 5000 кг и включенной первой передаче увеличение прогиба цепи (с 25 до 75 мм) привело к возрастанию динамического крутящего момента при резком трогании с места в 1,05 раза, а при увеличении прогиба с 75 до 125 мм — в 1,5 раза. Следует учесть, что при прогибе цепи, равном 25 мм, динамический крутящий момент в 3 раза превышает максимальный крутящий момент двигателя и в 1,7 раза статический момент трения сцепления. Поэтому выбор верхнего пре-

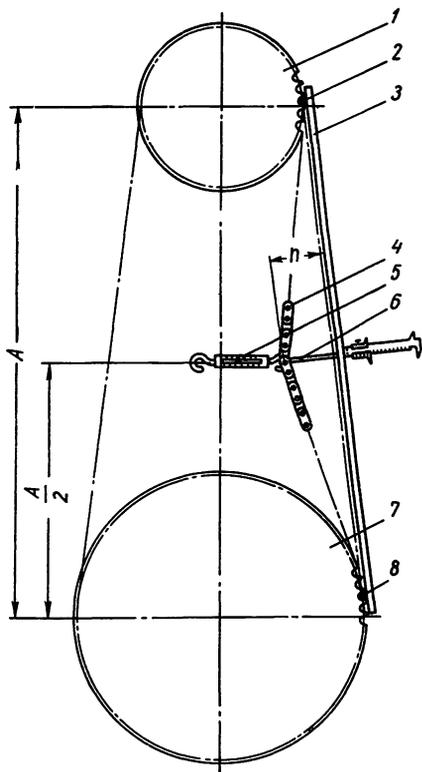


Рис. 89. Схема проверки прогиба цепи:

A — межцентровое расстояние; 1 — ведущая звездочка; 2 и 8 — ролики цепи; 3 — рейка; 4 — цепь; 5 — динамометр; 6 — штангенциркуль; 7 — ведомая звездочка

дического крутящего момента при резком трогании с места в 1,05 раза, а при увеличении прогиба с 75 до 125 мм — в 1,5 раза. Следует учесть, что при прогибе цепи, равном 25 мм, динамический крутящий момент в 3 раза превышает максимальный крутящий момент двигателя и в 1,7 раза статический момент трения сцепления. Поэтому выбор верхнего пре-

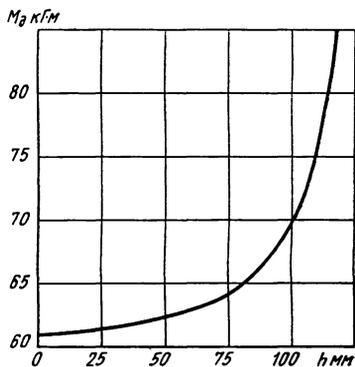


Рис. 90. Зависимость крутящего момента M_d (на перичном валу реверс-редуктора) от прогиба цепи h трансмиссии автомобиля Т-80

дела диапазона регулировки прогиба цепи имеет большое значение.

Для нижнего предела величины прогиба нельзя рекомендовать нулевое значение, так как при этом из-за неточностей изготовления элементов цепной передачи (например, эксцентриситетов и биения звездочек, валов и т. п.) могут возникнуть недопустимо большие нагрузки.

Крутящий момент в трансмиссии (приведенный к первичному валу реверс-редуктора) увеличивается также с уменьшением передаточного отношения коробки передач. Например, при трогании с места автомобиля Т-80 с грузом резким включением сцепления и при прогибе цепи, равном 50 мм, динамический крутящий момент на первой передаче $M_{д1} = 62,5 \text{ кг}\cdot\text{м}$, а на второй передаче $M_{дII} = 86,6 \text{ кг}\cdot\text{м}$, т. е. увеличился в 1,4 раза.

Влияние полезной нагрузки на возрастание крутящего момента значительно меньше вследствие большой инерции порталного автомобиля. Так, например, при увеличении нагрузки до номинальной динамический крутящий момент повышается в среднем на 5% по сравнению с моментом, передаваемым трансмиссией при плавном включении сцепления.

По способу регулировки прогиба цепи бортовые цепные передачи порталных автомобилей подразделяются на две группы. К первой группе относятся передачи с регулировкой расстояния между осями звездочек, ко второй — с неизменным межосевым расстоянием.

Регулировку прогиба цепи в передачах первой группы производят перемещением оси ведущей звездочки. Для этого предназначены регулировочные прокладки, эксцентриковые стаканы, механизмы типа винт — гайка и т. п. Для порталных автомобилей с открытыми бортовыми цепными передачами этот способ регулировки является единственным.

В цепных передачах, отнесенных ко второй группе, прогиб цепи регулируют перемещением регулировочных звездочек. Такой способ регулировки является основным для закрытых бортовых цепных передач.

Регулировка с помощью устройств с нажимной колодкой и направляющей шиной, со звездочками и различного рода пружинами и грузами и т. п. в конструкциях бортовых цепных передач не применяется.

Как показывает опыт эксплуатации порталных автомобилей, регулировка прогиба цепи путем перемещения оси ведущей звездочки является более точной и не вызывает дополнительного износа цепи.

Величину вертикального перемещения ведущей звездочки при первом способе регулировки и смещение регулировочной звездочки в горизонтальном направлении (при втором способе) в цепных передачах автомобилей выбирают так, чтобы после изъятия из цепи целого числа звеньев (обычно двух, реже — одного) натяжное устройство возвращалось в исходное положение.

Регулировка, позволяющая исключать сразу два звена, сохраняет четное число звеньев в цепи, а так как ведущие звездочки, как правило, имеют нечетное число зубьев, то срок службы цепной передачи увеличивается.

Конструкции регулировочных устройств

Для установки звездочек и регулировки прогиба цепи в открытых бортовых цепных передачах применяют верхние полуосевые головки, конструкции которых не отличаются большим разнообразием.

Верхние полуосевые головки крепятся к верхней части штока у автомобилей с поддресоренными ведущими колесами (см. рис. 84) или на раме у автомобилей, ведущие колеса которых не имеют упругой подвески (см. рис. 85). На рис. 77 показана верхняя полуосевая головка автомобиля Т-80 (аналогичные полуосевые головки применены и на других порталных автомобилях). Изменение положения ведущей звездочки 4 в этой конструкции осуществляется поворотом эксцентрикового стакана 3, внутри которого на подшипниках 8 вращается вал 6 звездочки. Стакан установлен в полости картера 1 и закреплен крышкой 2. Для регулировки натяжения цепи стакан поворачивают, предварительно ослабив гайки крепления крышки.

Регулировка прогиба цепи автомобилей Луки производится подъемом и опусканием всей полуосевой головки, для чего

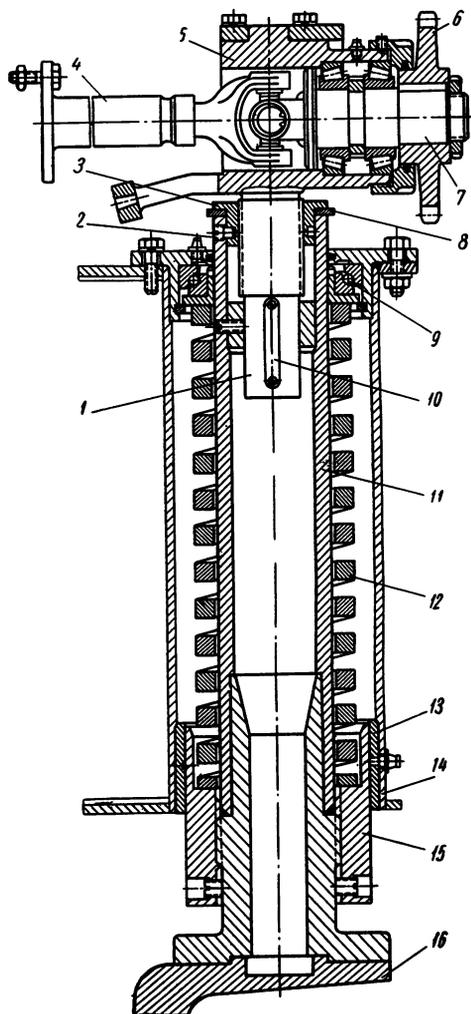


Рис. 91. Подвеска и привод ведущего колеса автомобиля Луки I—VI:

1 — хвостовик полуосевой головки; 2 — стопорный винт; 3 — регулировочная гайка; 4 — полуосевая карданная передача; 5 — полуосевая головка; 6 — ведущая звездочка; 7 — вал ведущий звездочки; 8 — шайба; 9 — опорный подшипник; 10 — шпонка; 11 — шток; 12 — пружина; 13 — антифрикционная втулка; 14 — гильза рамы; 15 — нижняя направляющая штока; 16 — вилка колеса

служит хвостовик 1 с резьбой, приваренный к картеру, и регулировочная гайка 3 (рис. 91) (механизм типа винт—гайка). При вращении гайки 3 стопорный винт 2 не дает ей перемещаться вдоль хвостовика, поэтому он ввертывается или вывертывается из нее, опуская или поднимая головку. Головка от проворачивания удерживается шпонкой 10.

Для регулировки прогиба цепи, кроме того, можно применять металлические прокладки, которые устанавливают между фланцем штока подвески и картером верхней полуосевой головки (автомобили Т-60).

Сравнивая различные конструкции регулировочных устройств, можно отметить, что наиболее простой способ регулировки прогиба цепи получается при первых двух конструкциях верхних полуосевых головок, причем конструкция с эксцентриковым стаканом является более совершенной. При использовании верхних полуосевых головок, перемещаемых при помощи механизма типа винт—гайка, необходимо увеличивать диаметр штока подвески и, как следствие, внутренний диаметр пружины подвески. В результате этого снижается жесткость пружины, что нежелательно. Поэтому в порталных автомобилях большой грузоподъемности этот способ регулировки прогиба цепи широко не применяется.

Наибольшее распространение получила верхняя полуосевая головка с эксцентриковым стаканом. Для того чтобы иметь возможность при вытягивании цепи исключить два звена, величина эксцентриситета должна быть равной половине шага. Практически его увеличивают еще на 15—20%, что необходимо для обеспечения начальной регулировки, так как при изготовлении цепной передачи межосевое расстояние для облегчения сборки цепи делают несколько меньше теоретического.

В некоторых моделях автомобилей для уменьшения размеров и веса полуосевой головки величину эксцентриситета уменьшают до четверти шага. В этом случае вертикальный ход ведущей звездочки равен половине шага. После использования хода из цепи исключают одно звено, соединяя ее переходным звеном.

Проектирование верхних полуосевых головок связано с определенными трудностями, вызванными габаритными ограничениями ширины автомобиля и, как следствие, небольшими размерами полуосевой головки, поскольку с внешней стороны она ограничена ведущей звездочкой, а с внутренней — внешним шарниром полуосевой карданной передачи. Небольшая длина полуосевой головки не позволяет раздвинуть подшипники вала ведущей звездочки, что приводит к увеличению на них нагрузок, вызванных действием окружной силы на ведущей звездочке. Увеличивать же длину вала ведущей звездочки за счет сокращения длины вала полуосевой карданной передачи, как было установлено ранее, нельзя из-за опасности чрезмерного возра-

стания углов между валами этой передачи. Поэтому, несмотря на небольшую длину, валы ведущих звездочек полуосевых головок имеют увеличенные диаметры, которые определяются не столько условиями их прочности и жесткости, сколько внутренним диаметром подшипников.

Увеличивать размеры полуосевых головок нежелательно также еще и потому, что этот вес является неподдресоренным и его уменьшение снижает величину динамической нагрузки на порталный автомобиль и на дорогу при движении.

В открытых бортовых цепных передачах, применяемых для привода неподдресоренных неуправляемых ведущих колес (см. рис. 85), оси звездочек смещены от вертикальной оси, в связи с чем обе ветви цепи расположены наклонно. Регулировка прогиба цепи у этих передач осуществляется также поворотом эксцентрикового стакана или перемещением головки на раме.

В закрытых бортовых цепных передачах регулировка прогиба цепи осуществляется при помощи регулировочных звездочек и, реже, изменением расстояния между осями ведущей и ведомой звездочек.

В первом случае регулировка осуществляется изменением положения регулировочной звездочки, во втором — поворотом эксцентрикового стакана, являющегося опорой вала ведущей звездочки. Регулировка путем изменения положения ведущей звездочки усложняет конструкцию полуосевых передач и вынуждает чаще разъединять цепь для исключения из нее при

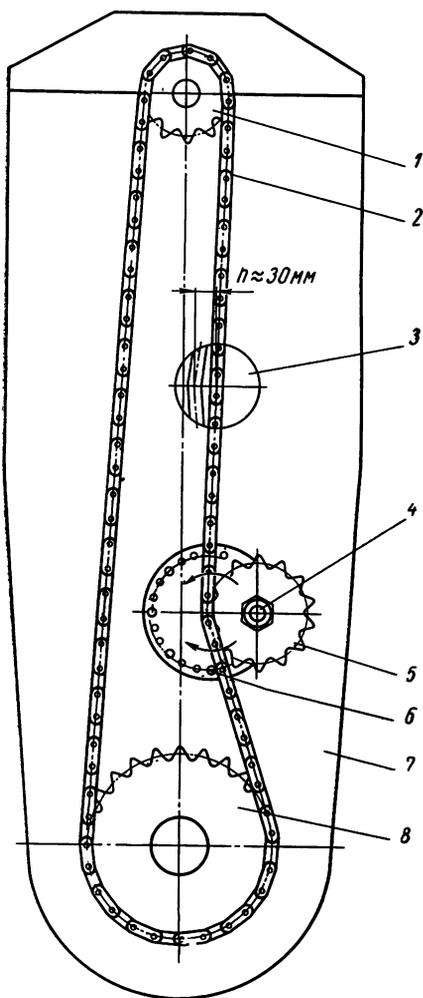


Рис. 92. Схема регулировки прогиба цепи в закрытой бортовой цепной передаче автомобиля П.С.Л.:

1 — ведущая звездочка; 2 — цепь; 3 — смотровой люк; 4 — ось регулировочной звездочки; 5 — регулировочная звездочка; 6 — болт крепления фланца оси регулировочной звездочки; 7 — картер; 8 — ведомая звездочка

регулировке необходимого числа звеньев. Применение регулировочных звездочек облегчает регулировку, но зато несколько увеличивает износ цепи.

Интерес представляет конструкция регулировочной звездочки, примененной в закрытой цепной передаче автомобиля Р.С.Л. (рис. 92). Вследствие установки с эксцентриситетом оси 4 регулировочной звездочки 5 на круглом фланце и одинакового расстояния между центрами отверстий болтов 6 крепления его к картеру 7 цепной передачи при поворачивании фланца происходит смещение звездочки относительно цепи и соответственно увеличение или уменьшение величины стрелы прогиба.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

Ходовая часть портального автомобиля представляет собой тележку, состоящую из рамы, колес и подвески. Изображенные

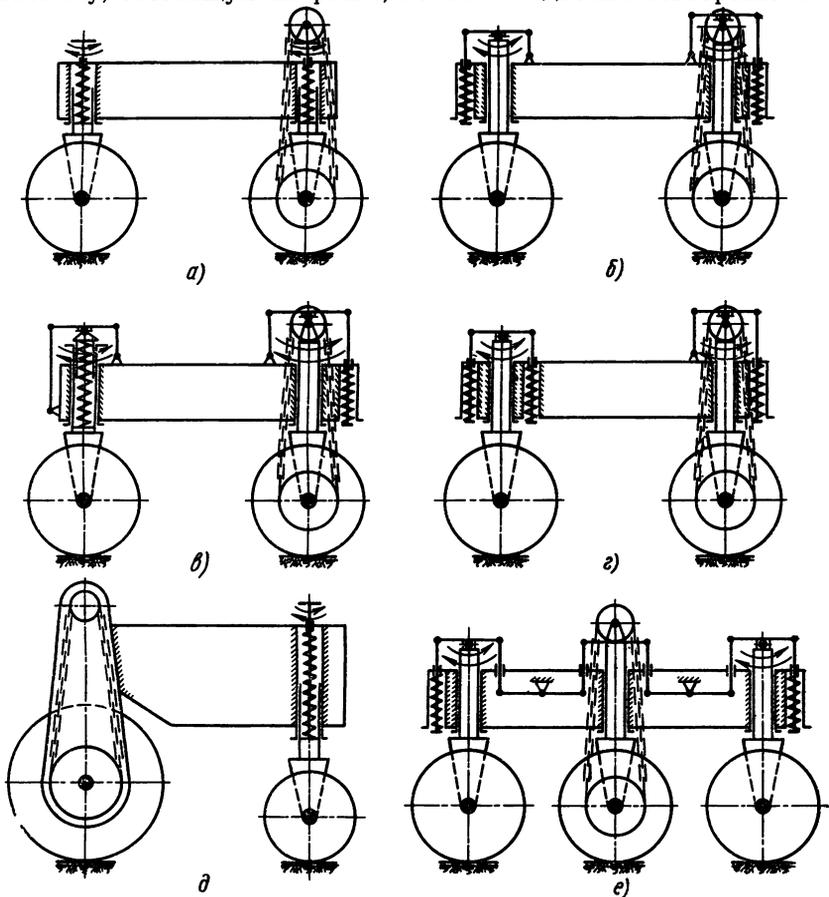


Рис. 93. Принципиальные схемы ходовой части портальных автомобилей

на рис. 93 принципиальные схемы ходовой части автомобилей охватывают самые распространенные конструкции. Как видно из этих схем, на большинстве порталных автомобилей отсутствуют мосты и оси и их функции в известной степени выполняет рама.

Рама

По конструкции, способу восприятия усилий от колес и условиям работы рамы порталных автомобилей значительно отличаются от рам обычных автомобилей.

Одно из основных требований, предъявляемых к раме порталного автомобиля, — высокая объемная жесткость, т. е. то требование, которое не всегда доминирует в отношении рам обычных автомобилей. По данным, полученным при испытаниях рам автомобилей Т-60М и Т-80 на кручение, их угловая жесткость в 200—300 раз превышает жесткость рам обычных грузовых автомобилей и сопоставима лишь с жесткостью несущих кузовов автобусов. Требование высокой жесткости рамы порталного автомобиля обусловлено установкой на раме погрузочно-разгрузочного устройства, которое чувствительно к любым видам деформаций рамы.

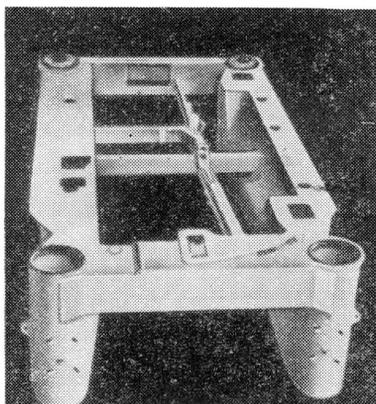


Рис. 94. Рама автомобиля Бофорс с четырьмя подрессоренными управляемыми колесами

Другое, не менее важное, требование, предъявляемое к раме порталного автомобиля, — получение максимальной конструктивной ширины портала при наименьшей ширине рамы, что связано с существующими габаритными ограничениями. Кроме того, рама должна обладать также достаточными прочностью и долговечностью.

Следует также отметить, что проектирование рам порталных автомобилей — очень сложный процесс, поскольку эти рамы являются статически неопределимыми системами, расчет которых представляет большие трудности. В связи с этим в последнее время при предварительных расчетах начинают применять различные способы моделирования. Обычно изготовляют геометрические подобные металлические модели в уменьшенном виде, которые подвергают испытаниям на стенде, причем распределение напряжений определяют тензометрированием. Основная

трудность при моделировании заключается в определении критериев подобия.

Окончательно конструкцию рамы отрабатывают в процессе испытаний опытных образцов автомобиля.

Рамы всех порталных автомобилей являются пространственными конструкциями и относятся к группе лонжеронных. Они состоят из двух продольных параллельных балок (лонжеронов), соединенных между собой несколькими поперечинами — траверсами. В зависимости от схемы ходовой части рамы бывают с симметричными и несимметричными лонжеронами.

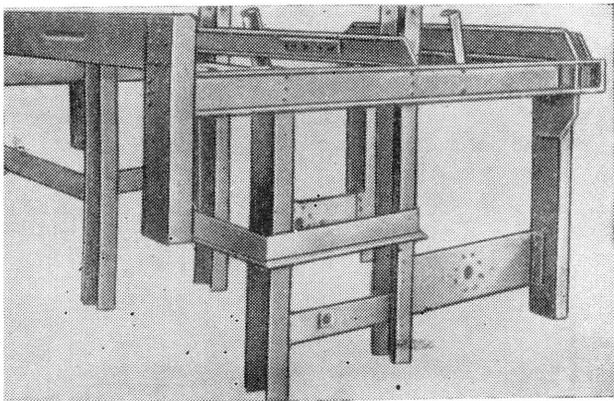


Рис. 95. Рама автомобиля Росс-70 с ведущими неподдрессоренными и неуправляемыми колесами

Рамы с симметричными лонжеронами используют при компоновке ходовой части по схеме *A* (см. рис. 49). Лонжероны автомобилей с подрессоренными колесами (рис. 94) с компоновкой ходовой части по схеме *A* имеют постоянную высоту по всей их длине. Высота лонжеронов определяется их прочностью, высотой портала и траверс, а также конструкцией подвески и погрузочно-разгрузочного устройства.

Лонжероны рам автомобилей с ведущими неподдрессоренными колесами (рис. 95), у которых компоновка ходовой части выполнена по схеме *B* (см. рис. 49), имеют переменное по высоте сечение, вследствие чего передняя и задняя части лонжеронов не одинаковы, т. е. не симметричны. Уменьшение высоты лонжеронов над задними управляемыми колесами связано с необходимостью обеспечить их поворот, а увеличение высоты лонжеронов в передней части рамы обусловлено установкой и креплением ведущих неподдрессоренных и неуправляемых колес. На большинстве порталных автомобилей с неподдрессоренными

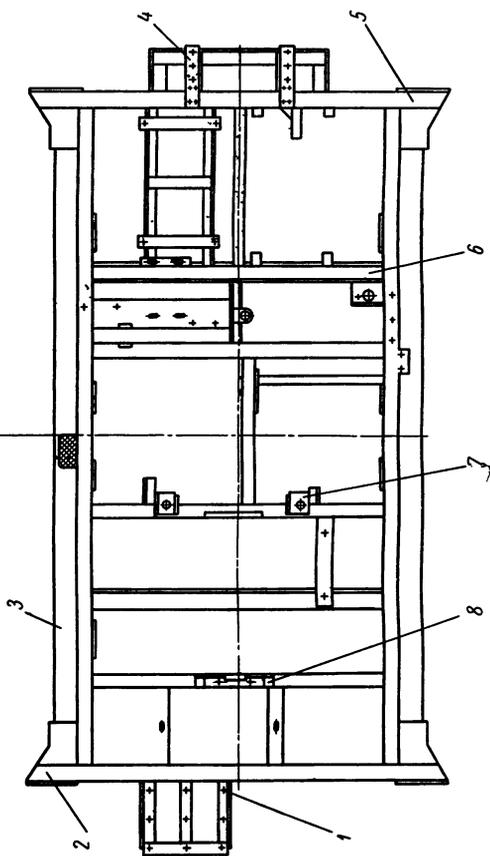
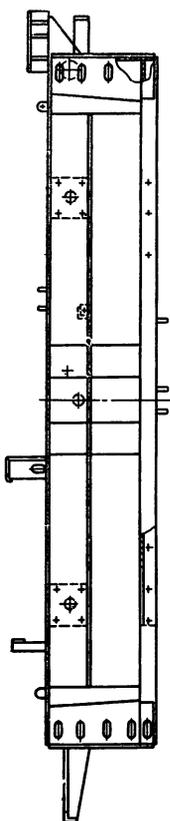
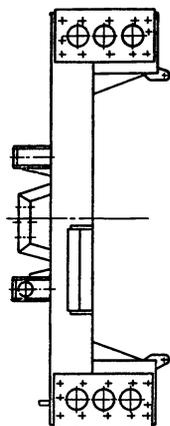


Рис. 96. Рама, изготовленная из стандартного фасонного проката (автомобиль Валмет III—IV):

- 1 — кронштейн механизма отбора мощности;
- 2 — концевая траверса; 3 — лонжерон;
- 4 — кронштейн главной передачи; 6 — кронштейн крепления направляющей гильзы подвески; 6 — средняя траверса; 7 — кронштейн задней опоры двигателя; 8 — кронштейн передней опоры двигателя

ведущими колесами к лонжеронам с наружной стороны прикреплены картеры закрытых бортовых цепных передач с валами ведущих колес. На некоторых автомобилях оси ведущих колес непосредственно закрепляют в лонжеронах (автомобиль Кларк-Росс S-70).

Траверсы у порталных автомобилей всех типов имеют постоянную высоту, которая в несколько раз меньше высоты лонжеронов, вследствие чего рама в поперечном сечении приобретает П-образную форму (форму портала).

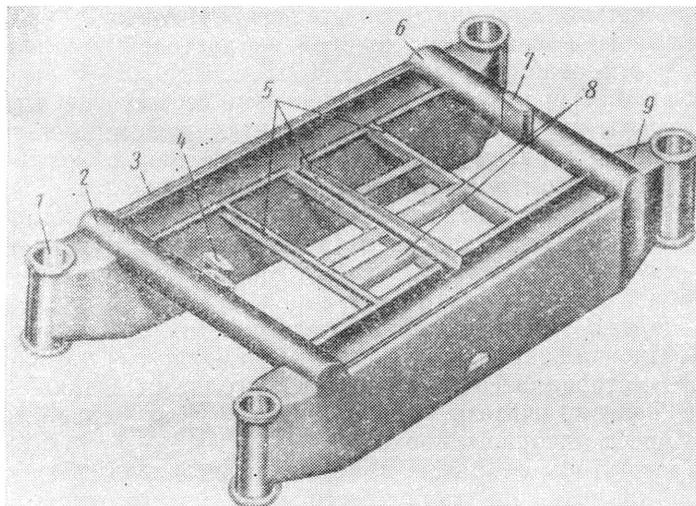


Рис. 97. Рама, изготовленная из гнутых профилей (автомобиль Росс-90):

1 — гильза подвески; 2 и 6 — траверсы; 3 и 9 — лонжероны; 4 — кронштейн передней опоры двигателя; 5 — вспомогательные траверсы; 7 — кронштейн главной передачи; 8 — вспомогательные продольные связи

Конфигурация рамы в плане также зависит от схемы ходовой части. Ширину автомобилей с ведущими поддрессоренными управляемыми колесами определяют бортовые цепные передачи и их ограждения, которые по возможности стремятся приблизить к раме. Для того чтобы при повороте колес ограждения не упирались в лонжероны, ось подвески должна быть расположена от продольной оси автомобиля на большем расстоянии, чем наружная стенка лонжерона. Для этого смещают наружу концы лонжеронов в плане или направляющие гильзы подвески. При такой конструкции лонжероны не ограничивают поворота колес. В последних зарубежных моделях автомобилей направляющие гильзы подвесок не выносят наружу, но зато в лонже-

ронах у ведущих колес делают вертикальный паз для цепи с ограждением.

Рамы порталных автомобилей с неподрессоренными ведущими колесами имеют в плане прямоугольные очертания, поскольку звездочки цепной передачи у них постоянно находятся в плоскости, параллельной продольной плоскости автомобиля.

Лонжероны и траверсы рам порталных автомобилей ранних выпусков (рис. 96) изготавливались из фасонного проката (швеллеров и уголков больших размеров, соединенных между собой заклепками). Такие рамы имели весьма большой вес и обладали недостаточной жесткостью. В конце 40-х годов для изготовления рам начали применять более легкие открытые профили, получаемые гибкой или штамповкой из листовой углеродистой или низколегированной стали (рис. 97).

В последнее время открытые профили все больше вытесняются закрытыми, дающими значительную экономию в весе и обладающими гораздо большими прочностью и жесткостью (рис. 98). При этом лонжероны и траверсы чаще всего делают коробчатыми. Трубчатые траверсы применяют реже. Наиболее современным является способ изготовления рам только из листового материала или гнутых профилей, позволяющих в передней и задней частях рамы с внутренней ее стороны плавно расширить портал, что значительно облегчает наезд на груз (см. рис. 97). Иногда закрытые профили получают путем комбинации листового материала со швеллерами и уголками. Однако такое решение нельзя считать рациональным из-за сравнительно большого веса фасонного проката.

Для того чтобы закрытые профили, изготовленные из листовой стали, не потеряли устойчивости, внутри лонжеронов и траверс устанавливают диафрагмы (рис. 98). Обычно диафрагмы размещают вблизи от мест восприятия нагрузки: у гнезд (в которых устанавливают механизмы погрузочно-разгрузочного устройства), у гильз подвески, в соединениях траверс с лонжеронами и т. п., а также в местах, ослабленных люками и вырезами. Чтобы уменьшить вес конструкции, в диафрагмах делают отверстия. Для приварки диафрагмы по всему периметру одну из ее сторон отгибают под прямым углом и соединяют отогнутую часть с панелями лонжеронов или траверс при помощи электрозаклепок.

Лонжероны, изготовленные из открытых стандартных профилей (швеллеров или уголков), состоят, как правило, из двух поясов — верхнего и нижнего, соединенных накладками с вертикальными стойками, к которым крепят гильзы подвесок. При использовании открытых профилей большой высоты комбинированной конструкции, изготовленных из листовой стали и стандартного фасонного проката, лонжероны представляют собой одну нерасчлененную по высоте балку.

Лонжероны из закрытых профилей также представляют собой одну нерасчлененную балку. В последнее время появились автомобили больших грузоподъемности и грузоподъемности, лонжероны которых состоят из двух параллельных балок, изготовленных из одних и тех же закрытых профилей и соединен-

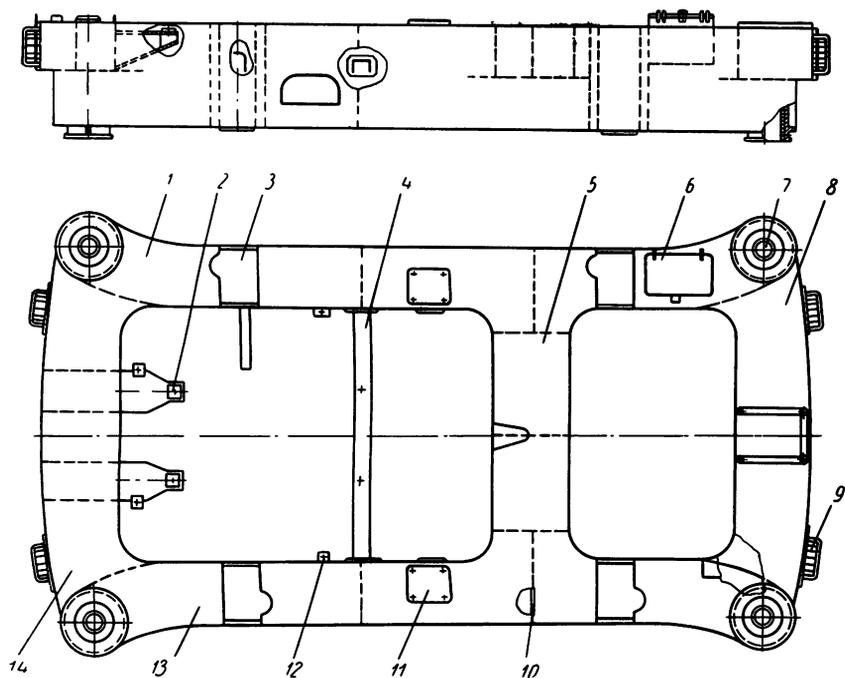


Рис. 98. Рама, изготовленная из закрытых профилей (автомобиль Т-80):

1 — левый лонжерон; 2 — передняя опора двигателя; 3 — гнездо для крепления направляющих и цилиндра механизма подъема; 4 — уголок для крепления задней опоры двигателя; 5 — средняя траверса; 6 — ящик для инструмента; 7 — направляющая гильза подвески; 8 — задняя траверса; 9 — ограждение фары; 10 — диафрагма; 11 — крышка люка штанги механизма зажима; 12 — передний кронштейн крепления кабины; 13 — левый лонжерон; 14 — передняя траверса

ных между собой гильзами подвесок (рис. 99). Такое конструктивное решение позволяет использовать лонжерон одного размера для создания рам автомобилей с различной грузоподъемностью и неодинаковыми размерами портала без значительного увеличения производственных затрат на изготовление приспособлений и оснастки.

Во внутренних полостях лонжеронов, изготовленных из закрытых профилей, часто размещают различные узлы и механизмы, баки для рабочей жидкости гидросистем и топлива, аккумуляторные батареи, инструментальные ящики и т. п. (см. рис. 53). При этом улучшается общая компоновка автомобиля,

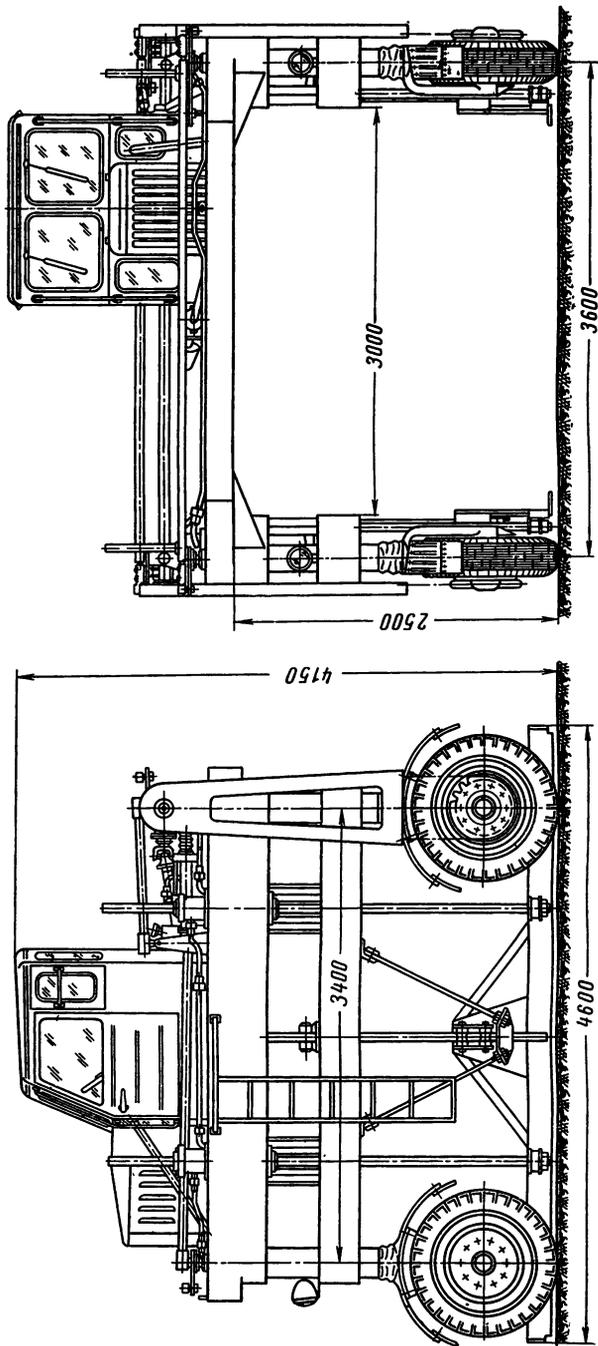


Рис. 99. Рама с лонжеронами из двух поясов (автомобиль А-220)

облегчается его техническое обслуживание, а главное — улучшается обзорность пути и груза с места водителя.

Траверы рамы, как обычно, являются опорами для двигателя, радиатора, механизмов трансмиссии и других агрегатов автомобиля. В них иногда делают специальные углубления для удобства монтажа агрегатов или приваривают дополнительные кронштейны.

Форма сечения траверс и их конструкция во многом зависят от их дополнительного назначения (использование в качестве баков для рабочей жидкости, топлива и т. п.) или установки на них различных агрегатов автомобиля, а количество траверс, их размеры и расположение определяются прочностью рамы и об-

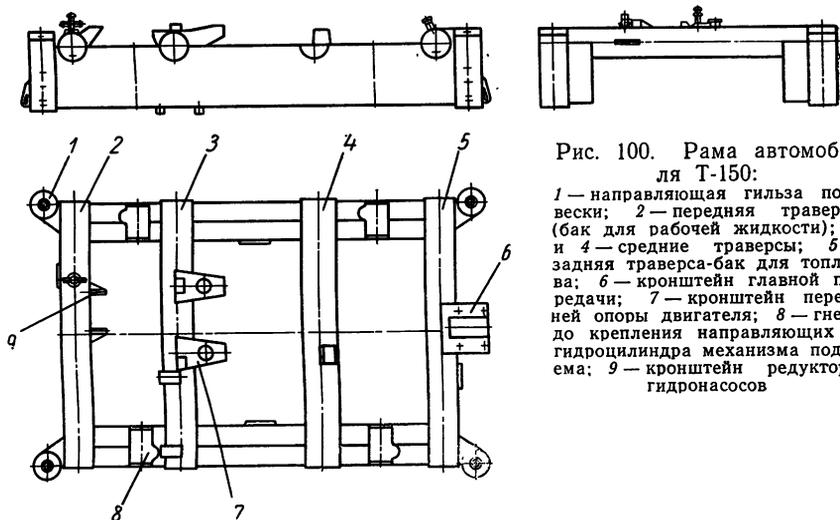


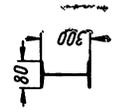
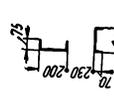
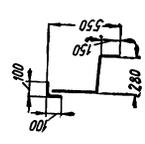
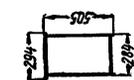
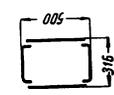
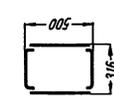
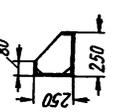
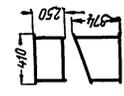
Рис. 100. Рама автомобиля Т-150:

1 — направляющая гильза подвески; 2 — передняя траверса (бак для рабочей жидкости); 3 и 4 — средние траверсы; 5 — задняя траверса-бак для топлива; 6 — кронштейн главной передачи; 7 — кронштейн передней опоры двигателя; 8 — гнездо крепления направляющих и гидроцилиндра механизма подъема; 9 — кронштейн редуктора гидронасосов

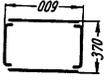
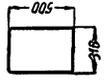
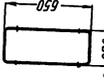
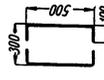
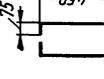
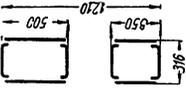
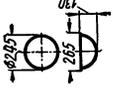
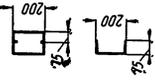
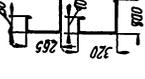
щей компоновкой автомобиля. Обязательными являются концевые траверсы. Средние траверсы стремятся расположить вблизи от мест крепления грузоподъемных штанг и, если рама имеет три траверсы, то среднюю смещают к задним штангам, так как они испытывают большие нагрузки в связи с тем, что при перевозке длинномерных грузов задний свес обычно больше переднего.

В табл. 40 приведены типовые сечения лонжеронов и траверс некоторых автомобилей. Элементы рамы соединяют заклепками или электросваркой. В рамах автомобилей последних выпусков элементы соединены электросваркой. Поэтому при проектировании рам стремятся все их поверхности выполнить плоскими, обращая особое внимание на то, чтобы швы были расположены в легкодоступных для сварки местах. Существенное значение имеет также сокращение количества сварных швов и располо-

Характеристики основных элементов рам автомобилей

Наименование	«Соломбалец» 5-С-2	Валмет III—IV	Росс-90	Т-60М	Т-80	Т-130, Т-140
<i>Лонжероны</i>						
Тип профиля	Открытый	Открытый	Открытый ком- бинированный клепаный	Закрытый сварной со сплошными боковыми панелями	Закрытый сварной со сплошными боковыми панелями	Закрытый сварной со сплошными боковыми панелями
Толщина листовой стали в мм	—	—	7	4	4	4
Эскиз профиля						
<i>Траверсы</i>						
Тип профиля	Открытый	Открытый	Открытый гну- тый с ребрами	Закрытый сварной	Закрытый сварной	Закрытый сварной
Толщина листовой ста- ли в мм	—	—	8	4	4	4
Эскиз профиля						
Количество траверс	2	4	3	3	3	3

Продолжение табл. 40

Наименование	Т-110	Т-150	Лукки моделей I-VI, I-VII и 1В-57	Шорланд модели 20 и 21	Хайстер М и МН	А-220
<i>Ложжероны</i>						
Тип профиля	Закрытый сварной со боковыми панелями	Закрытый сварной со сплошными боковыми панелями	Закрытый сварной с окнами в боковой наружной панели	Закрытый сварной боковыми панелями	Закрытый сварной со сплошными боковыми панелями	Два закрытых сварных пояса со сплошными боковыми панелями
Толщина листов стали в мм	4	5	6	7	7	4
Эскиз профиля						
<i>Траверсы</i>						
Тип профиля	Закрытый сварной	Закрытый	—	Закрытый сварной	Открытый с ребрами	Закрытый сварной
Толщина листов стали в мм	4	7	—	7	8	4
Эскиз профиля						
Количество траверс	2	4	2	2	2	4

жение их в менее нагруженных частях рамы. Примером конструкций рам с минимальным числом сварных швов могут служить сварные рамы, изготовленные из гнутых профилей, автомобилей Т-150 (рис. 100), Хайстер, Кларк-Росс (рис. 101).

Соединение траверс и лонжеронов зависит от их конструкции. В рамах автомобилей Т-60, Т-80 и др. лонжероны и траверсы имеют одну общую верхнюю панель, а боковые стенки траверс непосредственно вырезают из внутренних стенок лонжеронов и плавно отгибают или торцы траверс, так же как и нижнюю панель, приваривают к внутренним вертикальным стенкам

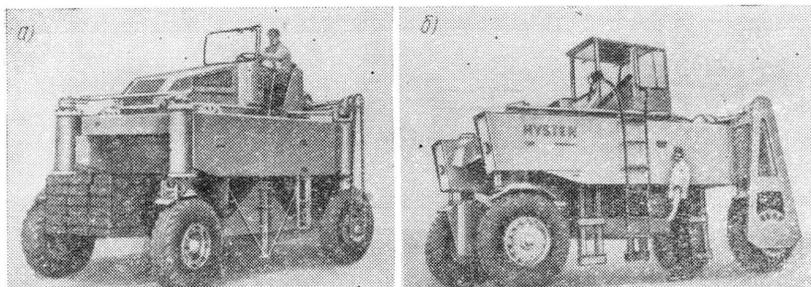


Рис. 101. Автомобили с рамами из гнутых и сварных профилей:
а — Кларк-Росс; б — Хайстер

лонжеронов (автомобиль Т-140). Переходы от траверс к лонжеронам выполняют плавными, а в местах, близких к переходам, устанавливают диафрагмы. Для плавности перехода в местах соединения передних и задних траверс с боковыми стенками лонжеронов приварены накладки.

На многих рамах зарубежных автомобилей лонжероны и концевые траверсы соединены между собой при помощи направляющих гильз подвески. Этот узел усилен, как правило, различными накладками и косынками. В некоторых рамах для повышения прочности указанных соединений каждую траверсу приваривают к двум вертикальным стенкам и верхней панели лонжерона (рис. 100). При использовании различного рода усилителей, им стремятся придать такую форму и сечение и расположить таким образом, чтобы общая жесткость элементов рамы изменялась постепенно. Большинство рам порталных автомобилей изготавливают из углеродистой стали, обычно из стали Ст. 3. В последнее время для увеличения прочности рам и снижения веса их стали изготавливать из листовой низколегированной стали. Так, например, применение стали 10ХСНД повышает прочность рамы приблизительно на 30% по сравнению с рамой такой же конструкции, выполненной из стали Ст. 3.

Кроме того, введение легирующих элементов улучшает свариваемость сталей.

Кипящие стали для изготовления рам порталных автомобилей применять не следует, так как они недостаточно хладостойки. Для рам порталных автомобилей, работающих в условиях Крайнего Севера, надо применять стали, имеющие высокую хладостойкость. Их ударная вязкость должна быть не менее $4 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{см}^2$ при температуре окружающего воздуха до -25°C и $6 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{см}^2$ при температуре до -40°C .

Существенную роль в повышении хладостойкости металла рам играет устранение различного рода конструктивных несовершенств, приводящих к концентрации напряжений. Особенно следует избегать острых углов, подрезов металла, недоступных для сварки соединений, резких переходов в местах стыков траверс и лонжеронов, установки грузоподъемных штанг и кронштейнов рычагов рулевого управления.

Подвеска

Типы подвесок

На порталных автомобилях применяют независимую упругую свечного типа и жесткую безрессорную подвески колес. При независимой подвеске колесо автомобиля может перемещаться

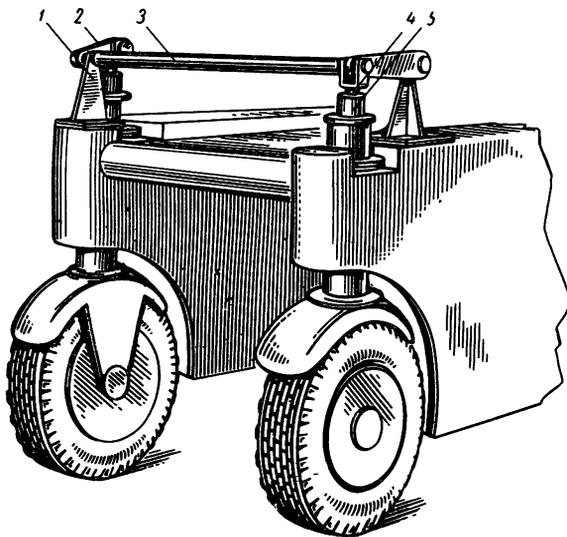


Рис. 102. Торсионная подвеска управляемых колес автомобиля Герлингер 12RH:

1 — кронштейн; 2 — рычаг; 3 — торсион; 4 — шаровая пята;
5 — шток подвески

относительно рамы, при жесткой подвеске ось колеса неподвижно закреплена в раме или картере закрытой бортовой цепной передачи (см. рис. 83). Конструкции жестких подвесок колес рассмотрены в других разделах (см. разделы «Бортовые передачи» и «Колеса»).

Независимые подвески в порталных автомобилях имеют винтовые цилиндрические пружины. Листовые рессоры использовались только в ранних моделях, а подвески со стержневым упругим элементом (торсионом) (рис. 102) встречаются сравнительно редко. Обычно их устанавливают на автомобили с управляемыми неведущими колесами.

Основные параметры подвесок

Плавность хода любого автомобиля оценивают различными критериями, из рассмотрения которых можно установить, что все они связаны с амплитудой и частотой колебаний подрессоренных масс (амплитудно-частотные характеристики). При этом преобладающее значение в оценке плавности хода имеет частота колебаний, входящая в выражение коэффициентов плавности в более высокой степени, чем амплитуда.

Собственная частота n низкочастотных колебаний подвески с линейным упругим элементом в зависимости от статического прогиба подвески $f_{ст}$ определяется выражением

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \approx \frac{300}{\sqrt{f_{ст}}} \text{ кол/мин}, \quad (42)$$

где C — жесткость упругого элемента в $\kappa\Gamma/\text{см}$;

m — масса подрессоренных частей, приходящаяся на подвеску, в $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{см}$.

Жесткость и статический прогиб являются величинами, линейно связанными одна с другой:

$$c = \frac{Q}{f_{ст}} \kappa\Gamma/\text{см},$$

где Q — статическая нагрузка, приходящаяся на подвеску, в $\kappa\Gamma$.

Небольшие величины статических прогибов пружин подвесок порталных автомобилей, составляющие 30—40 мм у ненагруженного автомобиля и 60—90 мм у нагруженного (табл. 41), обуславливают жесткую работу подвесок и высокую частоту собственных колебаний. Частота собственных колебаний составляет в среднем 100—120 кол/мин для ненагруженного порталного автомобиля и 80—100 кол/мин для нагруженного. По данным испытаний автомобилей Т-60М и Т-80 статические прогибы и частоты собственных колебаний их подвесок соответственно равны 37—90, 36—82 мм и 96—142, 90—134 кол/мин. Меньшие значения $f_{ст}$ и большие величины n соответствуют ненагружен-

Характеристики пружин подвесок автомобилей

Параметры	Т-110*	«Солом- балец» 5-С-2	Т-60М	Т-80	Валмет III—IV	Лукки I—VI	Лукки 1В-57
Свободная длина упругих элементов в мм	535	$\frac{600}{585}$	531	700	530	630	630
Максимальный прогиб в мм	133	$\frac{230}{145}$	178	237	210	143	143
Статический прогиб в мм:							
без груза	30	$\frac{53}{41}$	48	59	40	36	35
с грузом	70	$\frac{110}{81}$	88	116	88	71	68
Жесткость в кг/мм	62,2	$\frac{21,8}{31,4}$	31,4	22	26,1	35,6	37,8
Примечание. В числителе приведены данные для передней подвески, в знаменателе—для задней.							
* В подвеске применены сдвоенные пружины одинаковых размеров.							

ному автомобилю, большие значения f_{cm} и меньшие величины n — нагруженному. Как видно из приведенных данных, частота собственных колебаний меняется с изменением нагрузки и, как следствие, с изменением коэффициента μ неподрессоренных масс. Этот коэффициент, представляющий собой отношение веса неподрессоренных масс G_n к весу поддрессоренных масс G_p , у порталных автомобилей, как видно из приведенных в табл. 42 данных, имеет более высокие значения, чем у обычных автомобилей и в зависимости от нагрузки автомобилем изменяется в более широких пределах. Поэтому, если, например, при полной нагрузке автомобиля плавность хода удовлетворительна, то у ненагруженного автомобиля она может быть неудовлетворительной. Иначе говоря, подвеска с постоянной жесткостью плохо реагирует на значительные изменения нагрузки и не обеспечивает хорошей плавности хода при различных нагрузках автомобилей.

Улучшения плавности хода порталных автомобилей можно достичь применением подвесок с нелинейными прогрессивными характеристиками. Такие подвески при той же жесткости в основном рабочем диапазоне колебаний позволяют снизить частоту собственных колебаний поддрессорных масс и увеличить

Компоновочные колебательные параметры некоторых автомобилей

Параметры	Т-60М		Т-80		Т-140	
	С грузом	Без груза	С грузом	Без груза	С грузом	Без груза
Масса поддрессоренной части в $кг \cdot сек^2/см$	9,28	4,18	8,36	3,26	10,8	3,7
Масса неподдрессоренных частей в $кг \cdot сек^2/см$	2,44	2,44	2,04	2,04	1,84	1,84
Коэффициент неподдрессоренных масс	0,26	0,58	0,24	0,63	0,17	0,5
Расстояние в $см$ от центра тяжести поддрессоренных масс до:						
оси передней подвески	174,4	177,6	170	168	171	171
оси задней подвески	174,4	171,2	170	172	171	171
верхней плоскости рамы*	-43,7	6,5	-59,3	5,9	—	6
Момент инерции поддрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, в $кг \cdot см \cdot сек^2$	251 570	73 300	247 000	62 100	444 000	70 000
Продольный радиус инерции в $см$	164,7	132,5	172	138	202	137
Коэффициент распределения поддрессоренных масс	0,892	0,577	1,02	0,66	1,4	0,65

* Высота центра тяжести поддрессоренной массы над плоскостью верхней полки рамы отсчитывается вверх со знаком плюс и вниз — со знаком минус.

динамическую энергоемкость подвески без увеличения общего прогиба. У подвесок этого типа жесткость вблизи от места приложения статической нагрузки, т. е. при наиболее распространенных прогибах, практически постоянна, и плавность хода неизменна; при значительных прогибах жесткость прогрессивно возрастает.

Нелинейность упругой характеристики подвески может быть достигнута как применением направляющего устройства соответствующей конструкции, так и выбором характеристики упругих элементов. Для подвесок порталных автомобилей более доступным является второй путь. Нелинейную характеристику упругого элемента подвески можно обеспечить применением пружин постоянного сечения с переменным шагом; переменного сечения с постоянным шагом в свободном состоянии; переменного сечения с переменным шагом, а также двух пружин различных длины и диаметров.

Наиболее простой является подвеска с двумя пружинами. Упругий элемент подвесок порталных автомобилей воспринимает только вертикальную нагрузку, смягчая удары при движении по дорогам с неровной поверхностью и обеспечивая необходимую плавность хода. Боковые и касательные силы воспринимают детали направляющего устройства. Вертикальная направляющая подвески порталного автомобиля исключает перемещение колеса в продольной и поперечной плоскостях при его подъеме, в связи с чем колея и база автомобиля во время движения не изменяются. Так как при вертикальном перемещении колес отсутствует боковое скольжение, их боковая устойчивость увеличивается, а износ шин уменьшается. Кроме того, вследствие постоянного наклона плоскости вращения колеса значительно снижается возможность появления гироскопического момента, столь нежелательного для управляемых колес, поскольку при определенных условиях он может вызвать колебания типа «Шимми».

Однако общим недостатком подвесок порталных автомобилей, как и всех пружинных подвесок, является медленное затухание колебаний, возникающих при движении порожнего автомобиля, так как винтовые пружины, воспринимая и аккумулируя энергию удара, не гасят ее, ибо не имеют внутреннего трения. Силы трения в направляющих элементах подвесок автомобилей без нагрузки по своей величине не превышают 2—3% веса поддрессоренных элементов, а у нагруженных автомобилей — 6—8%.

Для уменьшения раскачивания рамы и усиления затухания колебаний устанавливают амортизаторы. На порталных автомобилях применяют исключительно гидроамортизаторы телескопического типа двустороннего действия, в которых поглощение энергии происходит за счет вязкостного трения при перетекании жидкости через дросселирующую систему. В существующих конструкциях порталных автомобилей коэффициенты сопротивления амортизаторов при ходе сжатия меньше, чем при отбоя. Они при сжатии составляют 0,7—2,5 $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}/\text{см}$, при отбоя 2,8—12,0 $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}/\text{см}$. На автомобилях большой грузоподъемности применяют спаренные амортизаторы. На рис. 103 показан амортизатор порталного автомобиля Хайстер.

У порталных автомобилей с жесткой безрессорной подвеской ведущих колес частоты свободных колебаний рамы хотя и весьма близки к значениям, характерным для автомобилей с независимой подвеской всех колес, однако относительные коэффициенты затухания этих колебаний очень низки. Вследствие этого плавность хода автомобилей с жесткой подвеской ведущих колес не в полной мере удовлетворяет современным эксплуатационным требованиям. Жесткие подвески колес в настоящее время применяют в конструкциях порталных автомобилей,

предназначенных для движения по мягким грунтам. Установка амортизаторов на неведущих управляемых колесах позволяет устранить главный недостаток автомобилей с жесткой подвеской ведущих колес — недостаточную интенсивность гашения колебаний рамы и всех установленных на ней агрегатов.

Независимые подвески ведущих и ведомых колес на большинстве современных порталных автомобилей имеют одинаковую конструкцию. В связи с этим, а также вследствие равномерного распределения веса по колесам у нагруженного

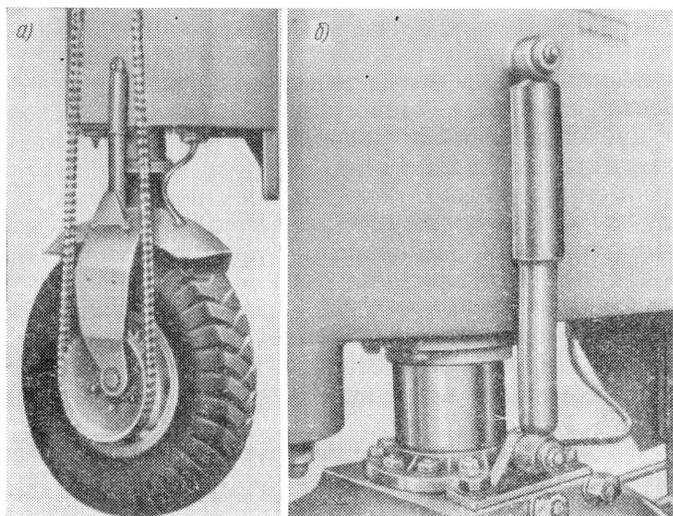


Рис. 103. Место установки амортизаторов автомобилей Хайстер:

a — ведущих колес; *б* — управляемых колес

автомобиля, при котором отношение статических прогибов задних и передних подвесок очень близко к единице (симметричная колебательная система), свободные колебания поддрессоренной части совершаются только в вертикальной плоскости без раскачивания в продольном («галопирование») и поперечном направлениях. У ненагруженного автомобиля вследствие меньших значений коэффициента распределения поддрессоренных масс (табл. 42) плавность хода ухудшается и появляются продольные угловые колебания.

У автомобилей с независимой подвеской ведомых колес и жесткой — ведущих колес центр упругости не совпадает с центром тяжести (несимметричная колебательная система). Поэтому свободные колебания системы связаны, т. е. вертикальные

колебания вызывают угловые, и наоборот. Коэффициент распределения подрессоренной массы относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести этой массы,

$$\varepsilon_y = \frac{\rho_y^2}{ab},$$

где ρ — продольный радиус инерции подрессоренной массы
в см;

a и b — координаты центра тяжести подрессоренной массы
в см.

Продольный радиус инерции подрессоренной массы

$$\rho_y = \sqrt{\frac{J_y}{m}} \text{ см},$$

где J_y — момент инерции подрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, в кг·см·сек².

Конструкции подвесок

У независимых подвесок порталных автомобилей пружины могут быть установлены вне направляющих устройств (см. рис. 93, б—г, е) или внутри их (см. рис. 93, а, в, д).

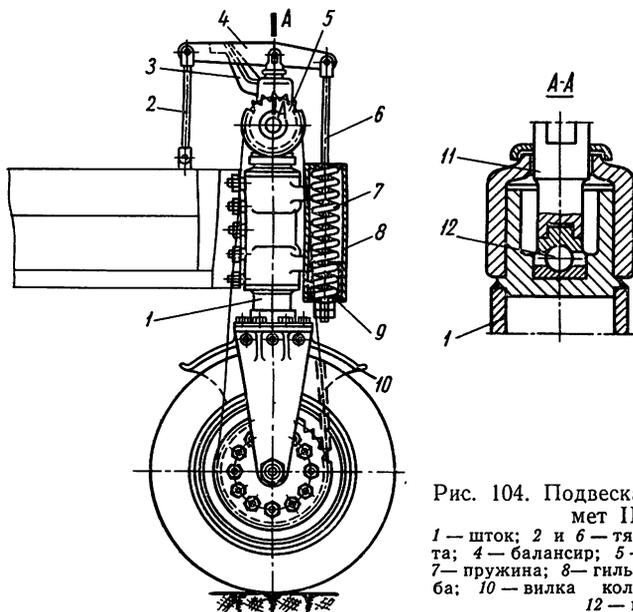


Рис. 104. Подвеска автомобиля Валмет III—IV:

1 — шток; 2 и 6 — тяги; 3 — рычаг поворота; 4 — баланси́р; 5 — ведущая звездочка; 7 — пружина; 8 — гильза пружины; 9 — шайба; 10 — вилка колеса; 11 — подпятник; 12 — шарик

Подвески с пружинами, установленными вне направляющего устройства, могут иметь одну пружину (см. рис. 93, б и е) или две (см. рис. 93, з). Подвески этого типа не отличаются большим конструктивным разнообразием. Их направляющее устройство (рис. 104) состоит из двух основных элементов: неподвижно закрепленной в раме цилиндрической гильзы с антифрикционными втулками и штока 1, соединенного с вилкой 10 колеса. Сверху на штоке закреплены рычаги рулевого управления 3 и, если колеса ведущие, верхняя полуосевая головка. Усилие от штока передается на пружины 7 через шаровую опору — подпятник 11, балансир 4 и вертикальные тяги 2 и 6. Пружины размещены в дополнительных гильзах 8, жестко соединенных с рамой автомобиля. Верхним торцом пружины упираются в крышку гильзы 8, а нижним в опорную шайбу 9, соединенную с вертикальной тягой, на конце которой накручена гайка для регулировки предельного сжатия пружины.

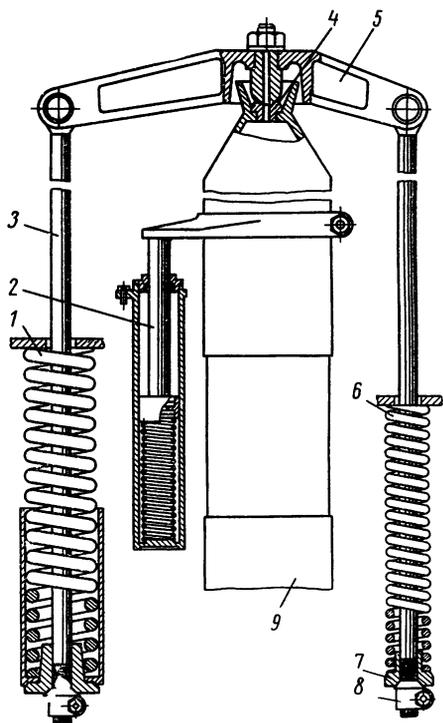


Рис. 105. Подвеска передних колес с двумя пружинами, установленными вне направляющего устройства (автомобиль Хайстер МН): 1 — основная пружина; 2 — гидравлический амортизатор; 3 — тяга; 4 — подпятник; 5 — балансир; 6 — дополнительная пружина; 7 — упорная шайба; 8 — регулировочная гайка; 9 — шток подвески

Балансир позволяет в 1,5—2 раза снизить усилие, приходящееся на упругий элемент подвески, и использовать пружины меньшей жесткости, чем в подвесках, у которых усилие непосредственно воспринимается упругим элементом. Размещение пружин вне направляющего устройства дает

возможность применять пружины большей длины, увеличивающие вертикальный ход колеса, что, в свою очередь, повышает комфортабельность автомобиля.

Однако наличие системы тяг, балансира, дополнительных гильз, а также большие усилия в шаровой опоре балансира являются серьезным недостатком подвесок с пружинами, установленными вне направляющего устройства (рис. 105).

Подвески с пружинами, установленными вне направляющего устройства (рис. 106), были распространены в автомобилях, выпускавшихся до середины 50-х годов, однако некоторые зарубежные фирмы (например, фирмы Герлинггер и Хайстер) применяют их и в настоящее время. Наибольшее распространение

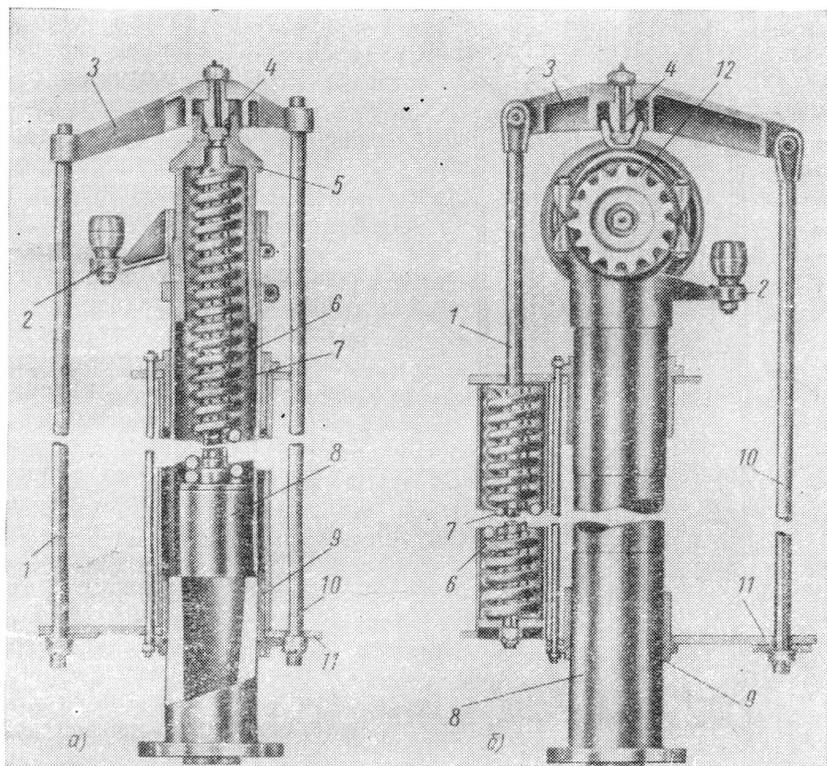


Рис. 106. Подвеска колес автомобиля Хайстер М:

а — передних (с двумя пружинами, расположенными внутри направляющего устройства); *б* — задних (с двумя пружинами, расположенными вне направляющего устройства); 1 и 10 — тяги; 2 — рычаг поворота; 3 — баланси́р; 4 — подпятник; 5 — крышка; 6 — основная пружина; 7 — дополнительная пружина; 8 — шток; 9 — антифрикционная втулка; 11 — рама; 12 — ведущая звездочка

из этих подвесок получили подвески с одной пружиной (рис. 104). Подвески с двумя пружинами (рис. 105) в порталных автомобилях применяются довольно редко, несмотря на то, что они обеспечивают лучшую плавность хода.

Подвески с пружинами, установленными внутри направляющих устройств, применяются на большинстве зарубежных и отечественных автомобилей. Основным преимуществом подвесок этого типа является компактность. На рис. 107 изображена

конструктивная схема такой подвески автомобиля Т-80. В литые направляющие гильзы 4, сваренные в углы рамы, запрессованы чугунная гильза 6 и бронзовая втулка 2. Подвижный направляющий элемент подвески состоит из штока 5 и соединенной с ним при помощи конуса, шпонки и гайки нижней направляющей 8, которая жестко крепится к литой вилке 10 колеса. Винтовая цилиндрическая пружина 3 верхним торцом упирается в дно гильзы 4, а нижним — через шайбу в подшипник 7. В последнее время тенденция заменять в этом узле подшипники качения подшипниками скольжения, поскольку восприятие нагрузки без вращения подшипников качения снижает срок их службы.

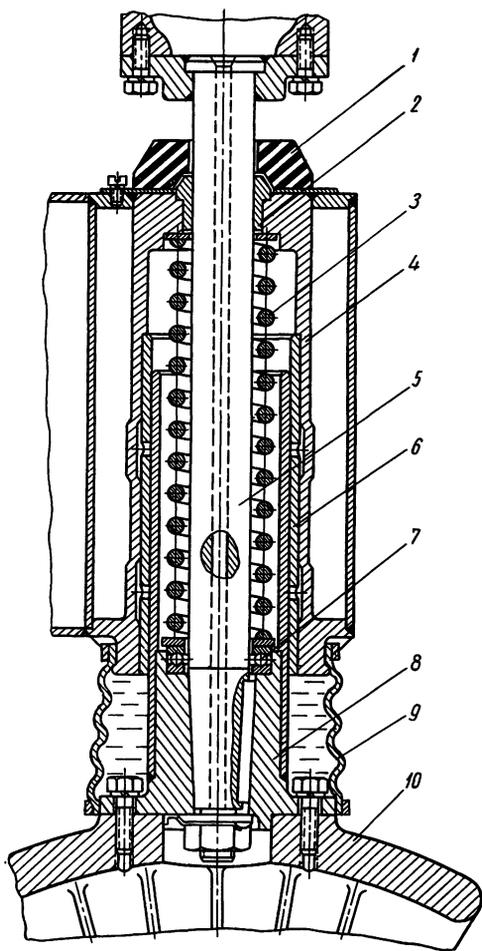


Рис. 107. Подвеска с пружиной, установленной внутри направляющего устройства (автомобиль Т-80):

1 — буфер-ограничитель; 2 — бронзовая втулка; 3 — пружина; 4 — направляющая гильза; 5 — шток; 6 — чугунная гильза; 7 — опорный подшипник; 8 — нижняя направляющая штока; 9 — защитный чехол; 10 — вилка колеса

Для смягчения ударов фланца штока 5 о раму при движении автомобиля служит резиновый буфер-ограничитель, укрепленный на верхней панели рамы. Движущиеся элементы подвески смазывают при помощи пресс-масленок, установленных на боковых стенках рамы. От загрязнения трущиеся детали подвески предохраняет гофрированный чехол. Однако он полностью не исключает попадания пыли, так как пыль засасывается во внутреннюю полость подвески и под защитный чехол под действием разряжения, создаваемого при отдаче. Во избежание этого внутренние полости направляющих

элементов подвески и полости, расположенные между штоком и защитным чехлом, целесообразно соединять с сапунами, снабженными фильтрами. К сожалению, сапуны редко используются в подвесках порталных автомобилей.

На рис. 91 изображена конструкция подвески этого же типа со штоком постоянного диаметра, которая установлена на автомобиле Лукки I—VI.

Определенный интерес представляет конструкция подвески автомобиля «Соломбалец» 5-С-2 (рис. 108), в которой применены пружины с большим ходом. Однако следует отметить, что если все ранее приведенные конструкции подвесок могут быть использованы как для ведомых колес, так и ведущих, то эта подвеска используется только для неведущих колес, поскольку ее конструкция не позволяет установить на штоке полуосевую головку.

Примером подвески с нелинейной характеристикой являются подвески, установленные на автомобилях Герлинггер и Хайстер М (см. рис. 106). Упругий элемент каждой подвески состоит из двух винтовых цилиндрических пружин разной длины и диаметров, вставленных одна в другую. Наружная — основная пружина 6 имеет большую длину и установлена

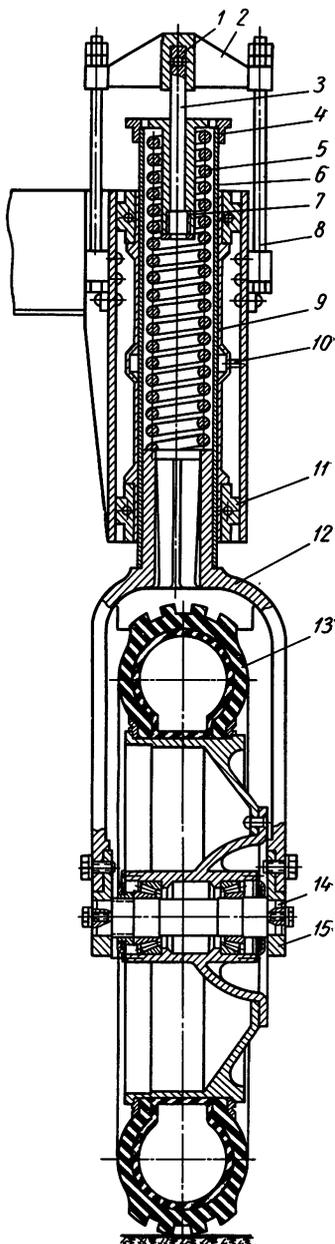


Рис. 108. Подвеска с увеличенным ходом (автомобиль «Соломбалец» 5-С-2):

1 — подпятник; 2 — балансир; 3 — опорный штырь; 4 — крышка; 5 — пружина; 6 — шток; 7 — опорная втулка; 8 — тяга; 9 — направляющая антифрикционная гильза; 10 — пресс-масленка; 11 — кронштейн рамы; 12 — вилка; 13 — колесо; 14 — ось; 15 — съемная щека стойки вилки

внутри полого штока 8. Верхним концом она упирается в скользящую крышку 5. На крышке имеется гнездо для подпятника балансира 3, шарнирно соединенного вертикальными тягами 1 и 10 с рамой.

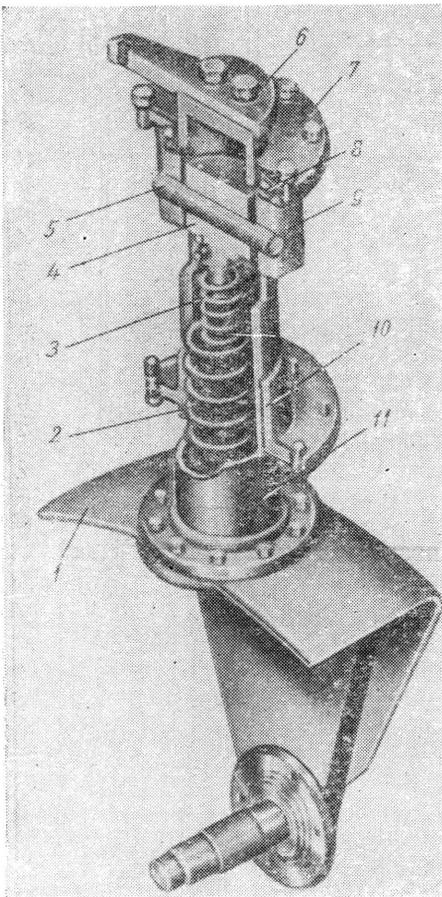


Рис. 109. Подвеска с нелинейной характеристикой упругого элемента (автомобиль Кларк-Росс S-93):

1 — вилка колеса; 2 — основная пружина; 3 — дополнительная пружина; 4 — ползун; 5 — палец; 6 — рычаг поворота; 7 — фланец рамы; 8 — опорный шарикоподшипник; 9 — верхняя направляющая; 10 — нижняя антифрикционная направляющая; 11 — шток

В верхней части штока закреплен рычаг поворота 2, связанный системой тяг с рулевым механизмом. Дополнительная пружина 7 имеет меньшую, чем пружина 6, длину и при движении ненагруженного автомобиля не сжимается. С увеличением нагрузки основная пружина деформируется, и дополнительная пружина 7 вступает в работу. Изменяя суммарную жесткость подвески, дополнительная пружина 7 делает ее характеристикой нелинейной, точнее — кусочно-линейной.

Другим примером конструкции подвески с нелинейной характеристикой упругого элемента является подвеска автомобиля Кларк-Росс S-93 (рис. 109). В этой подвеске пружины 2 и 3 различных диаметров и длины размещены внутри полого длинного штока 11. Пружины нижними концами опираются на основание штока, прикрепленного к фланцу одной стороны вилки 1 колеса, а верхними — на цилиндрический ползун 4, вставленный в верхнюю часть штока. Ползун снабжен вертикальным цилиндрическим штырем, входящим внутрь дополнитель-

ной пружины 3, и служит для ее центрирования. Основная пружина 2, имеющая меньшую длину, центрируется по внутренней поверхности штока.

Основные данные подвесок автомобилей

Наименование	Т-60, Т-60М, Т-80, Т-130, Т-140, Т-150	Шорланд моделей 20, 21 и 30	Р. С. Л.	Росс-70	Герлинггер 12RH	Валмет III-IV	Росс-90	Хайстер М	Герлинггер SMH
Количество и место установки пружин;									
передние колеса	Одна, в гильзе подвески			Отсутствуют	Отсутствуют	Одна, в дополнительной гильзе		Две разных длины и диаметра, в наплавляющей гильзе	Две разных диаметров, в дополнительной гильзе
задние колеса	Одна, в гильзе подвески			Отсутствуют ¹	Отсутствуют	То же		Две, в дополнительной гильзе	То же
Детали, через которые передается нагрузка от пружин на колеса.	Верхний фланец гильзы подвески			Отсутствуют	Отсутствуют	Шток подвески, подпятник, балансир и две тяги			
передние									
задние	Шток подвески				Шток подвески, подпятник, рычаг и кронштейн торсона				
Тип амортизаторов колес				Отсутствуют	Отсутствуют			Гидравлические, телескопические двойного действия	Отсутствуют

¹ Пружины заменены одинарным торсоном, расположенным поперечно.

В горизонтальное отверстие ползуна вставлен цилиндрический палец 5, соединяющий ползун с верхней направляющей подвески и передающий усилие от рамы на ползун, а через него на пружины и колеса. Для прохода пальца на образующей штока имеются два вертикальных сквозных паза, длина которых равна ходу подвески. Таким образом, при повороте штока вместе с ним поворачиваются верхняя направляющая и ползун, исключая закручивание пружин.

Для облегчения поворота колес между фланцем 7 рамы и верхней направляющей 9 установлен опорный шарикоподшипник 8. Нижняя направляющая 10 подвески неподвижно закреплена в гильзе рамы восьмью болтами.

Подвеску данного типа следует считать наиболее перспективной для порталных автомобилей, так как она компактна, обеспечивает хорошее направление подвижных элементов, позволяет разместить упругие элементы любого диаметра и длины и имеет большую площадку на верхнем конце штока для крепления рычага б поворота или верхней полуосевой головки бортовой цепной передачи.

В табл. 43 приведены основные данные подвесок порталных автомобилей.

Колеса

Современные порталные автомобили снабжены одинарными (односкатными) колесами с разборным ободом и пневматическими шинами. Колеса с массивными шинами (грузолентами) применялись на порталных автомобилях ранних выпусков.

Конструкции колес

В порталных автомобилях в зависимости от типа подвески и бортовой цепной передачи применяют колеса двух типов: колеса, ободы которых закрепляют на ступице, свободно вращающейся на оси (осевой тип);

колеса, диски ободов которых крепят к фланцу вала ведомой звездочки бортовой цепной передачи (вальный тип).

Колеса первого типа могут иметь упругую или жесткую подвеску и быть ведущими или неведущими. Поэтому они получили наибольшее распространение в порталных автомобилях. Колеса второго типа применяют только в качестве ведущих при жесткой подвеске и закрытых бортовых цепных передачах (см. рис. 87).

Колеса с упругой подвеской (рис. 110), независимо от того, являются ли они управляемыми и ведущими или только ведущими, всегда установлены на оси, которая закреплена в вилке-кронштейне, соединенной с подвижными направляющими

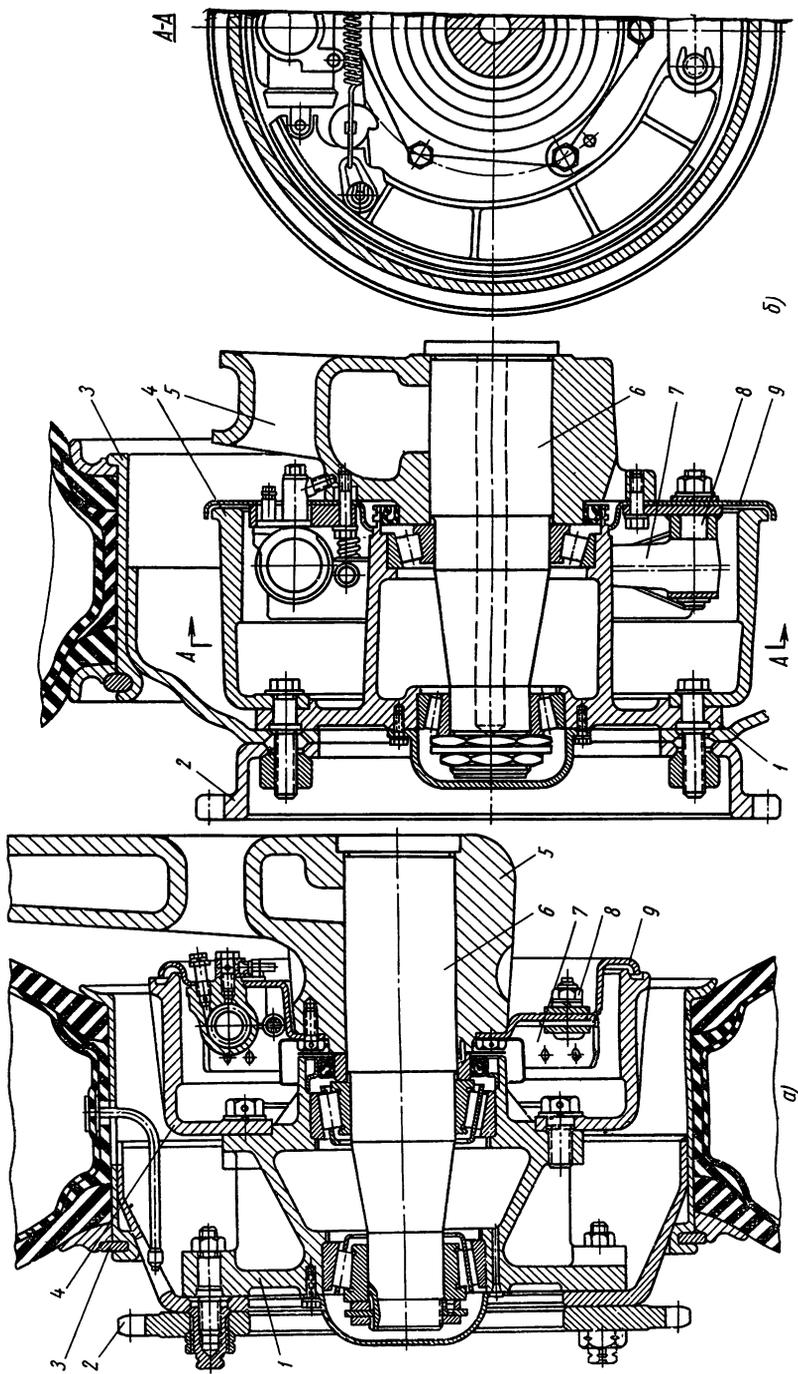


Рис. 110. Ведущие колеса автомобилей:

а — Т-80; б — Лулки 1В-57; 1 — ступица; 2 — ведомая звездочка; 3 — диск и обод; 4 — тормозной барабан; 5 — вилка колеса; 6 — ось; 7 — тормозная колодка; 8 — опорный палец; 9 — опорный диск тормозов

подвески. Вилка имеет Г-образную форму с утолщением в нижней части вертикальной стойки, в которой закреплена ось. Верхняя полка вилки, так называемое крыло, снабжена фланцем для крепления подвижной направляющей (штока) подвески.

Переход от крыла к вертикальной стойке плавный, усилен ребрами. Между вилкой и нижней частью неподвижных направляющих подвески всегда имеется зазор, необходимый для обеспечения хода подвески. Чтобы увеличить ход подвески расстояние от оси колеса до плоскости фланца вилки стремятся сделать минимальным. В основном это расстояние определяется наружным радиусом колеса и толщиной крыла с учетом зазора между ними 25—40 мм. В некоторых конструкциях, например в автомобиле Валмет 3063-17-4,5, величину зазора увеличивают для того, чтобы можно было установить цепи противоскольжения.

Вилки колеса могут иметь и другую конструкцию. На рис. 111 изображено управляемое колесо автомобиля Р. С. Л., у которого вертикальная стойка вилки 8 имеет серповидную форму с утолщениями по концам. К верхнему утолщению прикреплены подвижная направляющая 5 штока подвески и крылья 7; в расточке нижнего утолщения размещены подшипники 10 и 11 оси 12. На наружном конце оси закреплена ступица 13.

Вилки колес порталных автомобилей бывают односторонние и двусторонние. В современных автомобилях предпочтение отдается односторонним вилкам, позволяющим легко и быстро производить смену колес. Вертикальные стойки таких вилок размещают между колесами и грузом. Они не увеличивают ширины автомобиля, так как не выступают за наружную плоскость колеса. Вместе с тем консольное расположение оси в односторонних вилках предъявляет повышенные требования к их прочности и жесткости.

Односторонние вилки отливают из углеродистой или легированной стали.

Вилка колеса относится к неподрессоренным элементам подвески, поэтому стремятся к тому, чтобы ее вес был минимальным. С этой целью создают полые и облегченные вилки. Полые вилки применяются на автомобилях Т-80, Т-110, Валмет, Хайстер, Кларк-Росс и др. Облегченные вилки установлены на автомобилях Т-80А, Т-140 и Т-150. Для обеспечения жесткости вертикальной стойки полый вилки она в плане имеет серповидную форму. Кроме того, стойка усилена большим вертикальным ребром от крыла до утолщения, в которое запрессована ось колеса.

Чтобы вилки колес не препятствовали наезду на груз и не повреждали его, их наружным поверхностям придают плавные очертания, а вертикальную стойку максимально приближают к колесу, оставляя зазор между внутренней плоскостью вертикальной стойки и колесом не более 20—25 мм. Увеличение

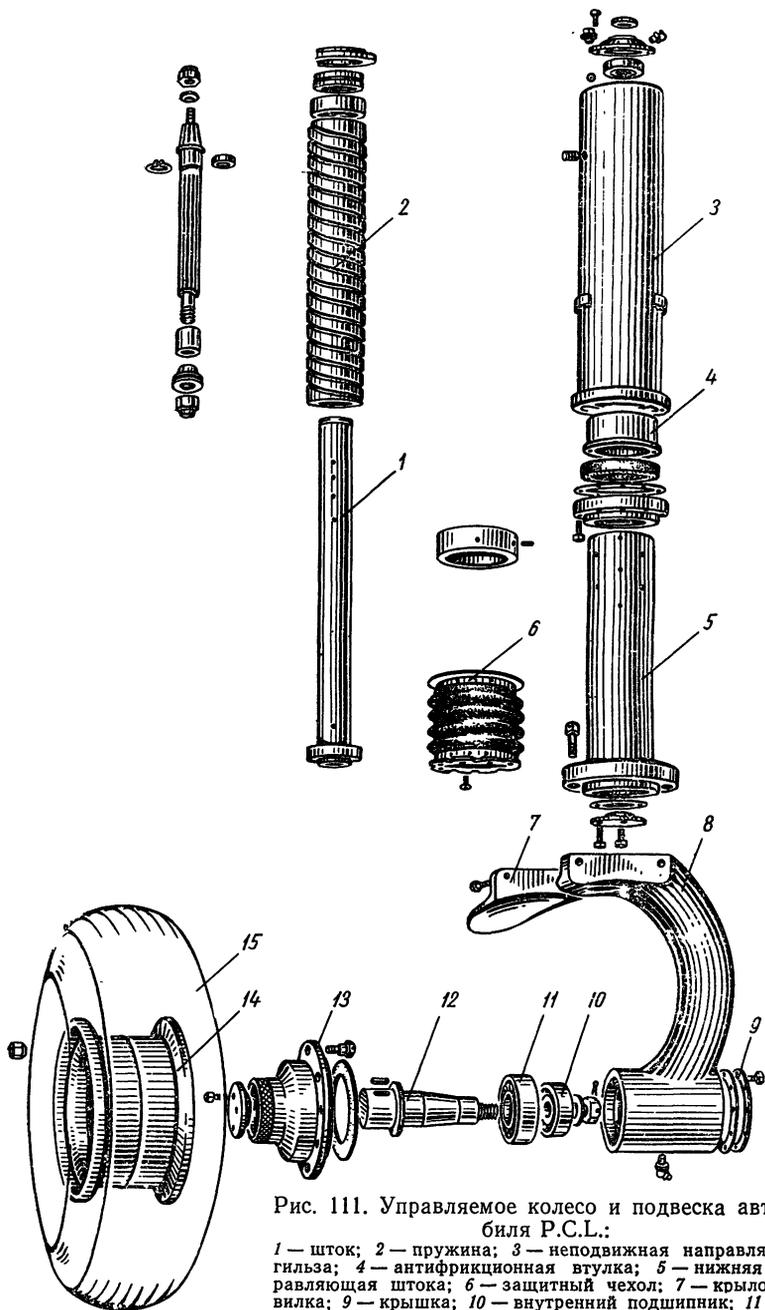


Рис. 111. Управляемое колесо и подвеска автомобиля P.C.L.:

1 — шток; 2 — пружина; 3 — неподвижная направляющая гильза; 4 — антифрикционная втулка; 5 — нижняя направляющая штока; 6 — защитный чехол; 7 — крыло; 8 — вилка; 9 — крышка; 10 — внутренний подшипник; 11 — наружный подшипник; 12 — ось; 13 — ступица; 14 — обод; 15 — колесо

зазора приводит к возрастанию нагрузок в месте запрессовки оси колеса, а уменьшение зазора — к заклиниванию колеса посторонними предметами, заполнению пространства между вилкой и колесом грязью, камнями, мусором и т. п.

При консольном расположении оси в односторонней вилке повышаются требования к ее креплению. Известны два способа крепления оси к вилке: разъемный и неразъемный. При разъемном креплении ось колеса имеет либо фланец, при помощи которого она болтами крепится к утолщению вертикальной стойки, либо конус, входящий в отверстие утолщения вилки и затягиваемый гайкой с фиксирующими устройствами. При этом способе крепления в процессе эксплуатации, при необходимости, можно заменять ось.

Основное применение получили вилки колес с запрессованными осями. Это соединение является более простым и надежным, хотя и исключает ремонт и замену осей в эксплуатации. Но поскольку поломки осей носят аварийный характер, в эксплуатационных условиях их заменяют очень редко, обычно вместе с вилкой.

В двусторонних вилках оси колес работают в более благоприятных условиях, чем в односторонних, поскольку имеют две опоры. Известны два типа двусторонних вилок: со съемной наружной стойкой (рис. 112) или с разъемом в нижней части стоек (см. рис. 108). Двусторонние вилки применялись в основном на порталных автомобилях ранних выпусков и в настоящее время встречаются редко. Основной недостаток этих вилок заключается в том, что выступающая за наружную плоскость колеса съемная стойка увеличивает ширину автомобиля. Кроме того, при двусторонней вилке требуется больше времени на смену колеса. Однако, поскольку двусторонние вилки обладают большими жесткостью, прочностью и меньшим весом, чем односторонние, то при удачной конструкции съемной стойки они могут быть рекомендованы для автомобилей большой грузоподъемности. Чаще всего двусторонние вилки куют, реже — отливают из углеродистой или низколегированной стали.

Вилки колес большинства порталных автомобилей имеют крылья с резиновыми брызговиками, предохраняющими от забрызгивания водой и грязью грузозахватные устройства и перевозимый груз. Крылья отлиты как одно целое с вилками или привернуты к ним болтами (см. рис. 111).

Ведущие колеса с жесткой подвеской могут быть двух указанных выше типов. Колеса первого типа применяют при открытой цепной передаче; второго — при закрытой цепной передаче.

На рис. 85 изображено ведущее неподдресоренное колесо с открытой цепной передачей автомобиля Росс-70. Оно свободно вращается на подшипниках, установленных на оси, неподвижно

закрепленной в раме. Крутящий момент подводится к колесу через ведомую звездочку, смонтированную непосредственно на колесе. Несмотря на сравнительную простоту конструкции, смена такого колеса представляет большие трудности и связана с

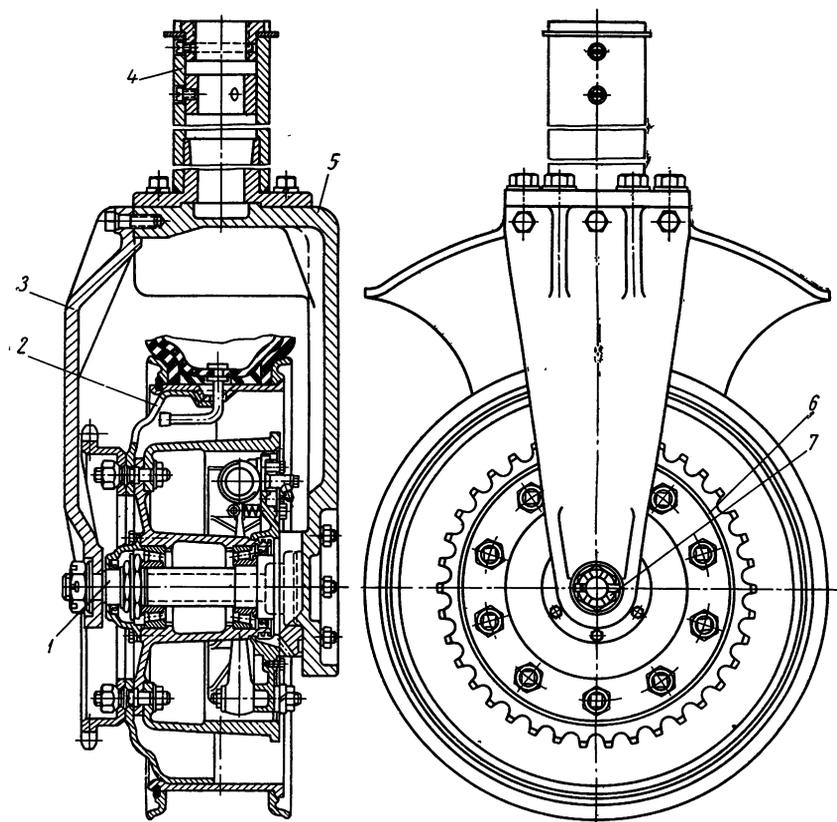


Рис. 112. Колесо с двусторонней вилкой, имеющей съемную наружную стойку (автомобиль Валмет I—III):

1 — ось; 2 — диск и обод колеса; 3 — съемная стойка; 4 — шток подвески; 5 — вилка колеса; 6 — ведомая звездочка; 7 — гайки оси колеса

демонтажем не только диска, обода и шины, но и оси и ступицы. Колеса подобной конструкции встречаются в порталных автомобилях очень редко.

Конструкции колес второго типа менее разнообразны, чем первого типа, и зависят от конструктивного выполнения цепной передачи, поскольку крепятся к валу ведомой звездочки. Колеса этого типа имеют несложное устройство и могут легко сниматься и устанавливаться в эксплуатации. Примером

конструкции такого колеса может служить колесо автомобиля Р. С. Л. (см. рис. 87).

Ступицы колес порталных автомобилей изготовляют специально и очень редко заимствуют у обычных автомобилей. Объясняется это тем, что ступицы колес порталных автомобилей не должны выходить за наружную плоскость диска обода колеса, т. е. не должны увеличивать ширину автомобиля. Ступицы передних колес обычных автомобилей или автобусов этим условиям не удовлетворяют, потому что они, как правило, не рассчитаны на повышенные нагрузки и не позволяют устанавливать колесные тормозные устройства необходимых размеров, а ступицы задних колес — из-за того, что средняя ее часть значительно выступает за плоскость колеса.

Ступицы колес порталных автомобилей с независимой подвеской принципиально не отличаются от ступиц обычных автомобилей и автобусов (см. рис. 110 и 111).

Конструкция и размеры обода колеса определяются типом и размерами применяемой шины. Размеры ободов регламентированы ГОСТом 10409—63.

Основное применение на порталных автомобилях получили плоские разборные ободы со съёмным разрезным бортом или цельным бортом и замочным разрезным кольцом. На автомобилях большой грузоподъемности используют бездисковые разъемные ободы (типа Трилекс), состоящие из отдельных (обычно трех) секторов, концы которых обработаны под определенными углами и образуют своеобразные замки после сборки обода. Вместо дисков эти колеса имеют ступицы со спицами.

Крепление неведущих дисковых колес к ступице порталного автомобиля производится обычными гайками, а ведущих — при помощи колпачковых гаек (футорок).

Ведомая звездочка у автомобилей с дисковыми колесами крепится к привалочной плоскости диска колеса стандартными наружными гайками со сферическими фасками, навертываемыми на футорки, а на бездисковых — к дополнительному фланцу ступицы или к обработанным плоскостям приливов на ее спицах при помощи обычных гаек. Обычно для закрепления колес используются гайки с правой и левой резьбой, которые устанавливаются соответственно с правой и левой сторон автомобиля.

Шины

Шины для порталных автомобилей выбирают исходя из нагрузок на колесо и режимов их эксплуатации. В порталных автомобилях в основном используют шины обычных грузовых автомобилей. Подбор шин производят по ГОСТу 5513—64. Для автомобилей большой грузоподъемности, имеющих меньшую

Основные данные колес и шин автомобилей с колесами одинаковых размеров

Параметры	Т-60М	Т-80, Т-130 и Т-140	Т-150	Т-110	Хайстер М	Хайстер МН	Шорланд 20	Шорланд 21	Валмет- 51	Валмет- 102
Тип колеса	Дисковое с плоским ободом, бортовым и разрезным замочным кольцами									
Размер шин в дюймах	10,5— 20	11,00—20	12,00—20	14,00—20	9,00—20	14,00—20	11,00—20	9,00—20	10,00—20	11,00—20
Число слоев в шине	12	14	16	16	12	14	16	12	14	14

Продолжение табл. 44

Параметры	Валмет- 132	Хайстер М200Е	Шорланд- 30	Германия 4МН	Германия SМН	Валмет III—IV, Лужки I—VI, Лужки I B-57	«Солом- Балец» 5-С-2	Росс-90	Кларк- Росс S-93	Кларк- Росс S-95	Кларк- Росс S-100	Бюфорс
Тип колеса	Дисковое с плоским ободом, бортовым и разрезным замочными кольцами											
Размер шин в дюймах	12,00— 20	12,00— 20	12,00— 20	10,00— 20	10,00— 20	40×8	40×8	34×7	12,00— 20	12,00— 20	14,00— 20	14,00— 20
Число слоев в шине	16	12	16	12	14	12	12	10	16	14	20	24

Примечание. Для зарубежных автомобилей, выпускаемых с шинами разных размеров, в таблице приведены данные только по одной шине, имеющей наибольшие размеры.

скорость движения, но увеличенные нагрузки на колесо, шины следует подбирать по ГОСТу 8430—67.

Большинство зарубежных фирм предусматривает установку на одну и ту же модель автомобиля шин разных размеров. Это позволяет по согласованию с заказчиком снабжать автомобили шинами, которые наиболее соответствуют конкретным условиям эксплуатации (рейсовая нагрузка, скорость движения, дорожное покрытие и т. п.).

Выбор шин для порталного автомобиля связан со значительными трудностями, что объясняется большими осевыми нагрузками на колеса и ограничениями габаритной ширины автомобиля. Особенно нагружены шины управляемых колес автомобилей с жесткой подвеской ведущих колес (автомобили Росс-70, Р. С. Л. и др.), причем уменьшенные размеры шин приводят, как правило, к сокращению срока службы шин из-за увеличения циклов нагружений на единицу пройденного пути.

Стремление снизить нагрузку на колесо привело к необходимости создания трехосных порталных автомобилей (см. рис. 29). Увеличение числа осей повышает стоимость автомобиля и его эксплуатации, делает его конструктивно более сложным и ухудшает весовые показатели. Однако автомобили большой грузоподъемности при использовании их на дорогах общего пользования, очевидно, должны быть многоосными.

Запасное колесо

Каждый порталный автомобиль с одинаковыми колесами укомплектовывается заводом-изготовителем не менее чем одним запасным колесом, с разными колесами — двумя.

Мест для крепления запасного колеса порталные автомобили, за редким исключением (см. рис. 29), не имеют. Это

Таблица 45

Основные данные колес и шин автомобилей с колесами разных размеров

Параметры	Р. С. Л.	Герлинггер 12RH	Кларк-Росс S-71
Тип колеса: переднего	Дисковое с разборным ободом	Дисковое с разборным ободом	Дисковое с разборным ободом
заднего			Бездисковое с сегментным разборным (из трех частей) ободом
Размеры шин колес в дюймах: передних	11×36		9,00×20
задних	10,5×13		7,5×15
Число слоев в шине колес: передних	8		12
задних	10		10

объясняется трудностями размещения запасного колеса, а также тем, что порталные автомобили эксплуатируют на сравнительно небольших расстояниях от гаража.

Основные данные колес и шин порталных автомобилей приведены в табл. 44 и 45.

МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Механизмы управления порталных автомобилей включают рулевое управление, тормозное устройство, управление отдельными агрегатами двигателя и трансмиссии. Особенности компоновки порталных автомобилей не вносят существенных отличий в устройства органов управления двигателем и трансмиссией, поэтому они в данной книге не рассматриваются.

Рулевое управление

Рулевое управление порталного автомобиля состоит из рулевого механизма и рулевого привода.

Основные требования, предъявляемые к рулевому управлению, заключаются в получении минимального радиуса поворота, значительно меньшего, чем у обычных автомобилей, и обеспечивающего вписываемость автомобиля в полосу движения на перекрестках улиц и проездов складов, и малого усилия на рулевом колесе. Первое требование привело к созданию порталных автомобилей со всеми управляемыми колесами; второе — к использованию усилителей.

Для лучшей маневренности автомобиля, а главным образом для удобства наезда на груз необходимо, чтобы при повороте след задних колес совпадал со следом передних колес.

Уменьшение угла поворота управляемых колес до значений угла поворота ведущих управляемых колес значительно увеличивает радиус поворота. Поэтому выбор оптимального значения углов поворота колес представляет определенные трудности.

Степень совпадения колеи передних и задних колес автомобиля может быть выражена в виде отношения угла поворота управляемого ведущего α_{yv} колеса к углу поворота управляемого неведущего колеса α_{yh} (внутренних по отношению к мгновенному центру поворота):

$$\alpha_c = \frac{\alpha_{yv}}{\alpha_{yh}}. \quad (43)$$

Чем ближе это отношение к единице, тем лучше маневренность автомобиля, а следовательно, легче им управлять, особенно при наезде на груз. У большинства современных порталных автомобилей значение α_c близко или равно единице

($\alpha_c \approx 0,8 \div 1,0$). У автомобилей с двумя задними управляемыми колесами след задних управляемых колес при повороте не совпадает со следом передних неуправляемых ведущих колес, что является недостатком этих автомобилей.

Рулевое управление относится к числу механизмов, от которых зависит безопасность движения. Поэтому к нему предъявляются такие требования, как надежность, легкость поворота, сохранение правильной кинематики привода при всех положениях управляемых колес, а также минимальное количество шарниров и точек смазки. Особое внимание должно обращать на жесткость тяг, так как при работе они, как правило, испытывают продольный изгиб.

Принципиальные схемы рулевого управления

На рис. 113 показано несколько принципиальных схем рулевого управления, получивших наибольшее распространение на порталных автомобилях. Принципиальное различие приведенных схем заключается в количестве управляемых колес и наличии усилителей.

По схеме с четырьмя управляемыми колесами выполнено большинство порталных автомобилей. Эта схема, как было показано выше, обладает рядом преимуществ по сравнению со схемой с двумя управляемыми колесами. Недостатком схемы является большое усилие, необходимое для поворота четырех колес и трудность подвода крутящего момента к управляемым поддрессоренным ведущим колесам, в связи с ограниченными углами поворота жестких карданов полуосевых передач. Конструктивные мероприятия, проведенные на порталных автомобилях последних моделей, позволили почти полностью ликвидировать эти недостатки. Если на порталных автомобилях, изготовлявшихся до середины 50-х годов, максимальный угол поворота ведущих управляемых колес ограничивался углом поворота стандартных жестких карданов с крестовиной полуосевых карданных передач и не превышал обычно 15° , то в настоящее время этот угол у большинства автомобилей увеличен до 25° , а в некоторых моделях даже до $35\text{—}40^\circ$.

Для снижения усилия на рулевом колесе на многих автомобилях с четырьмя управляемыми колесами применены различные усилители. Так, например, на всех отечественных автомобилях последних выпусков установлены гидроусилители.

В последние годы появились автомобили, у которых ведущие колеса могут в процессе эксплуатации отключаться водителем от рулевого привода. В этом случае изменение направления движения автомобиля осуществляется поворотом только двух управляемых (неведущих), как правило, передних колес. Отключение ведущих колес снижает не только усилие поворота,

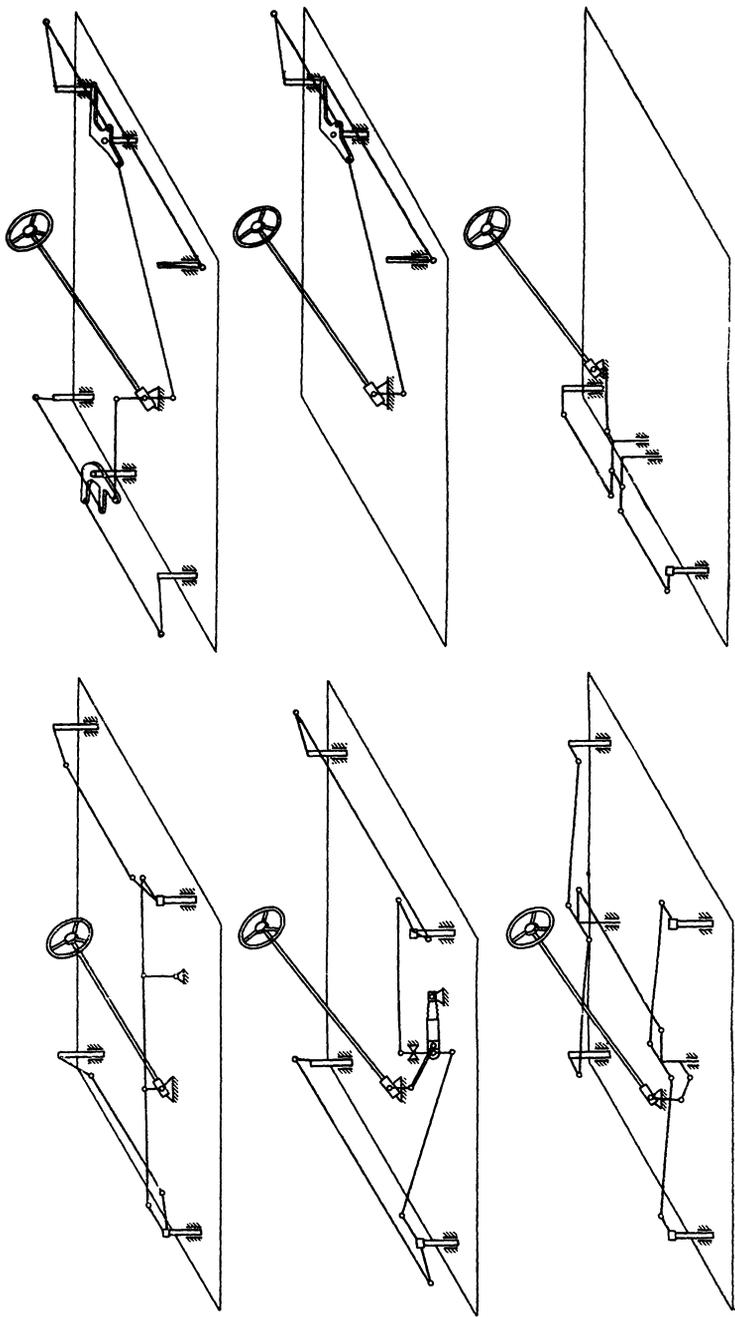


Рис. 113. Принципиальные схемы рулевого управления автомобилей

но и износ шин и положительно сказывается на устойчивости автомобиля в связи с отсутствием тягового усилия на управляемых колесах, вызывающего дополнительный увод и усиливающего тенденцию к заносам.

Стремление уменьшить радиус поворота и сделать его независимым от привода полусековой карданной передачи, увеличить проходимость и повысить устойчивость привело к созданию порталных автомобилей с задними управляемыми и передними ведущими колесами больших размеров. Для поворота автомобиля, выполненного по этой схеме, требуется гораздо меньшее усилие, чем при схеме с четырьмя управляемыми колесами. Поэтому на этих автомобилях гидро- и пневмоусилители не устанавливаются. Схемы с шестью и более поворотными колесами у дорожных автомобилей встречаются довольно редко и применяются в основном у внедорожных порталных автомобилей большой грузоподъемности, предназначенных для перевозки крупногабаритных контейнеров.

Устройство рулевого привода

Как видно из приведенных на рис. 113 схем, рулевой привод состоит из системы продольных и поперечных тяг, промежуточных маятниковых рычагов, а также рычагов поворота, закрепленных непосредственно на штоках подвески. В отличие от обычных автомобилей рулевой привод порталных автомобилей находится в лучших условиях, так как не может быть поврежден посторонними предметами, лежащими на дороге, и не так подвержен воздействию грязи и влаги, вымывающих смазку.

Поперечные рулевые тяги, попарно соединяющие рычаги поворота штоков, образуют рулевые трапеции, причем в отличие от обычных автомобилей роль балки управляемого моста у порталного автомобиля выполняет рама шасси. В зависимости от расположения поперечных рулевых тяг относительно прямой, соединяющей оси штоков подвесок колес на порталных автомобилях различают задние или передние рулевые трапеции. Расположение рулевой трапеции выбирается из условий удобства компоновки. Рулевая трапеция может быть цельной (рис. 114) или расчлененной (рис. 115). Поперечная тяга расчлененной трапеции состоит из двух, реже трех частей, шарнирно связанных между собой. Чтобы не вызывать самопроизвольного поворота колес вследствие неодинаковой деформации упругих элементов подвески правых и левых колес, длину поперечной тяги целесообразно делать как можно большей. Поэтому при расчлененной трапеции маятниковый рычаг и кинематику рулевой трапеции выбирают с таким условием, чтобы за счет перекрытия тяг несколько удлинить длину каждой части тяги.

Применение той или иной схемы рулевого привода зависит от многих эксплуатационных и конструктивных параметров автомобиля. Так, например, при ширине портала более 2000 мм целесообразно применять расчлененную трапецию, так как при большей длине поперечной тяги невозможно обеспечить необходимые углы поворота наружных и внутренних колес. Кроме того, поперечная тяга начинает терять устойчивость и пружинит, вызывая влияние управля-

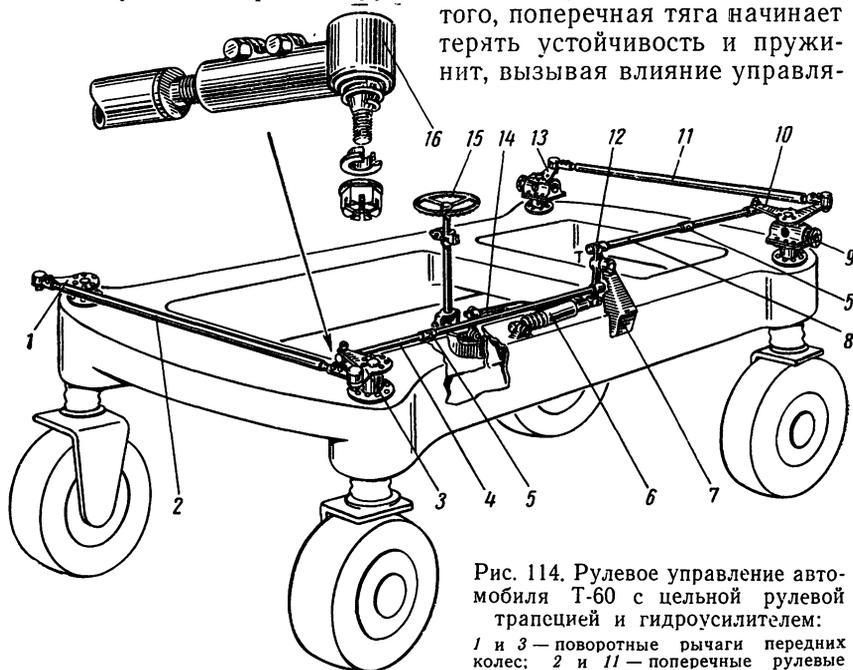


Рис. 114. Рулевое управление автомобиля Т-60 с цельной рулевой трапецией и гидроусилителем:

1 и 3 — поворотные рычаги передних колес; 2 и 11 — поперечные рулевые тяги; 4 и 8 — продольные тяги; 5 — регулирующая муфта; 6 — гидроусилитель; 7 — кронштейн промежуточного рычага; 9 — верхняя полуосевая головка; 10 и 13 — поворотные рычаги задних колес; 12 — промежуточный рычаг; 14 — тяга управления гидроусилителем; 15 — рулевой механизм; 16 — регулировочная головка поперечной рулевой тяги

емых колес. Это снижает устойчивость движения автомобиля и затрудняет управление им. Увеличение диаметра тяг повышает их вес, а следовательно, и вес неподрессоренных масс автомобиля.

Расчлененная рулевая трапеция применяется также на автомобилях, у которых рулевой механизм установлен близко к продольной оси автомобиля. В этом случае усилие от продольных тяг передается на трехплечий горизонтальный рычаг, соединяющий внутренние шарниры (концы) поперечных рулевых тяг. В зависимости от принятой общей схемы рулевого привода усилие на маятниковый рычаг или двуплечий рычаг поворота в схеме с цельной трапецией может передаваться от продольных тяг, соединенных с рулевым механизмом непосред-

венно (рис. 116), через промежуточные рычаги (горизонтальные или вертикальные) или через усилитель (рис. 117). В последнем случае рулевой механизм соединен с усилителем при помощи рулевой тяги, управляющей его распределительным устройством. Размеры и прочность тяги управления, кинематика рулевого привода и конструкция усилителя должны позво-

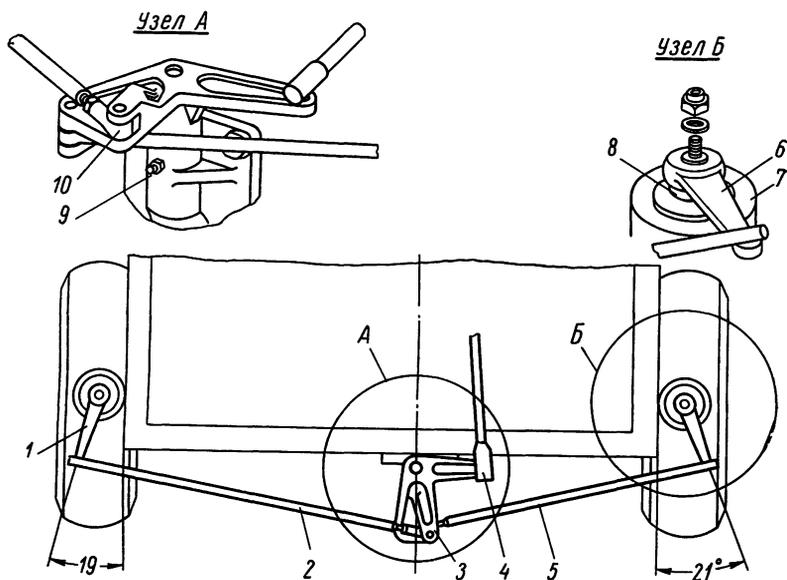


Рис. 115. Передняя расчлененная рулевая трапеция автомобиля Р. С. Л.: 1 и 6 — поворотные рычаги; 2 и 5 — поперечные тяги; 3 — промежуточный рычаг; 4 — продольная тяга; 7 — гильза подвески; 8 — шток подвески; 9 — кронштейн промежуточного рычага; 10 — головка поперечной тяги

лять управлять автомобилем при выходе усилителя или его привода из строя (аварийный режим). Вполне естественно, что усилие, затрачиваемое на управление автомобилем, в этом случае будет больше допустимого.

Как правило, каждая пара управляемых колес соединяется поперечной рулевой тягой, образуя трапецию. Однако встречаются порталные автомобили (Кларк-Росс моделей S-93, S-95 и S-100), у которых при четырех управляемых колесах имеется только одна поперечная рулевая тяга, расположенная посередине автомобиля. В этом случае усилие от рулевого механизма через продольную тягу передается на левый горизонтальный рычаг, который соединен поперечной рулевой тягой с правым рычагом, образуя трапецию. От этих рычагов усилие через четыре продольные тяги, попарно размещенные по сторонам

вдоль автомобиля, передается непосредственно на поворотные рычаги штоков подвески. При такой схеме рулевого привода усилие, приходящееся на поперечную рулевую тягу, возрастает вдвое по сравнению с усилием в обычной схеме с двумя попе-

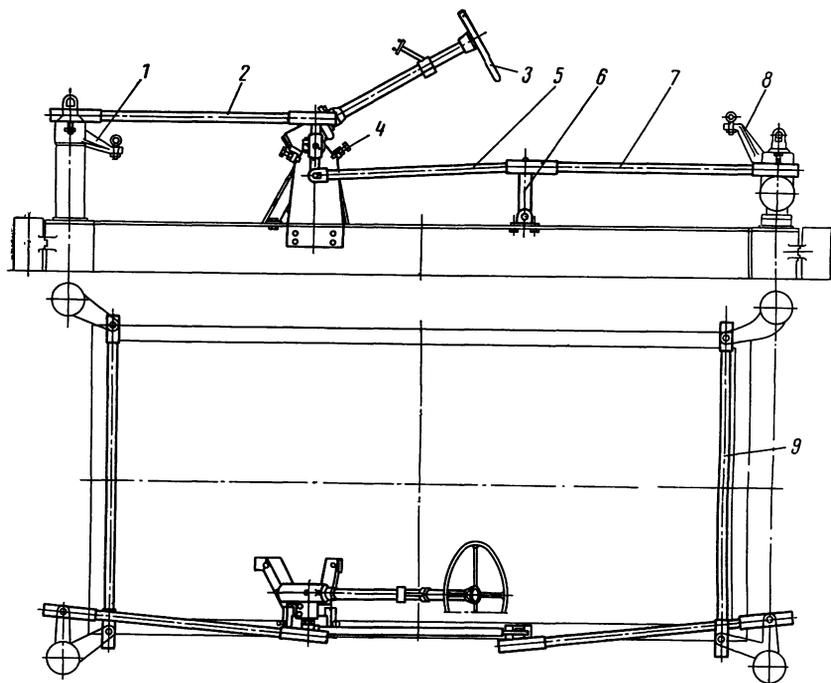


Рис. 116. Рулевое управление автомобиля Валмет III—IV:

1 и 8 — поворотные рычаги; 2, 5 и 7 — продольные тяги; 3 — рулевой механизм; 4 — ограничительный винт; 6 — промежуточный рычаг; 9 — поперечная тяга

речными рулевыми тягами, но зато из-за того, что длина тяг, соединяющих горизонтальные рычаги с поворотными рычагами штоков, велика, уменьшается влияние управляемых колес.

Проектирование рулевого привода и выбор его элементов обычно производят с помощью графических построений, исходя из требований, предъявляемых к рулевым трапециям, и в предположении, что управляемые колеса абсолютно жесткие.

Кинематика и динамика автомобиля на повороте в значительной степени зависит от соотношения углов поворота управляемых колес, которое обеспечивается рулевой трапецией. Если не учитывать увода колес, то для того, чтобы колеса автомобиля на повороте катились без скольжения, рулевые трапеции должны обеспечивать следующие соотношения между углами поворота внешних β и внутренних α (по отношению к центру поворота) колес (рис. 118).

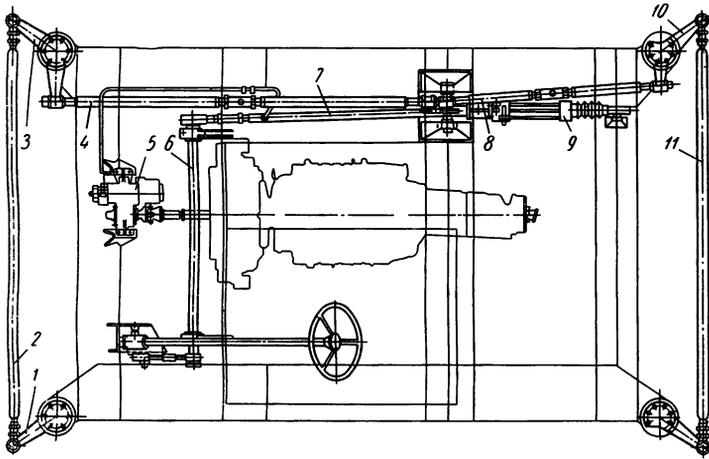
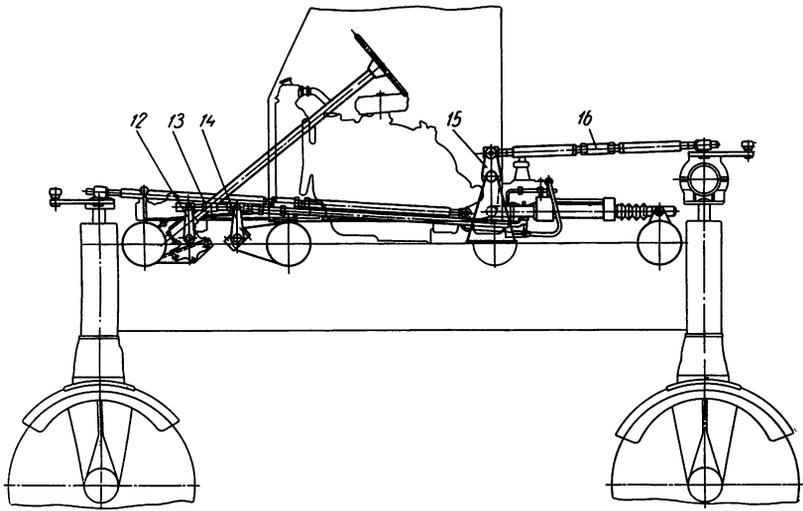


Рис. 117. Рулевое управление автомобиля Т-150:

1, 3 и 10 — поворотные рычаги; 2 и 11 — поперечные тяги; 4 и 8 — продольные тяги; 5 — гидронасос; 6 — вал; 7 — тяга управления гидроусилителем; 9 — гидроусилитель; 12 — сошка рулевого механизма; 13 — тяга управления; 14 — рычаг вала; 15 — промежуточный рычаг; 16 — регулировочная муфта

При четырех управляемых колесах и одинаковых углах поворота передних и задних колес

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{2M^1}{L_b};$$

при двух управляемых колесах

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{M}{L}.$$

Продольные и поперечные тяги рулевых управлений порталных автомобилей снабжают шаровыми шарнирами, заимствованными у обычных автомобилей, вследствие чего зазоры в соединениях продольных тяг устраняются, а поперечные тяги допускают регулировку схождения колес изменением длины тяги.

Размещение и количество продольных рулевых тяг определяются принятым расположением рулевого механизма (левое

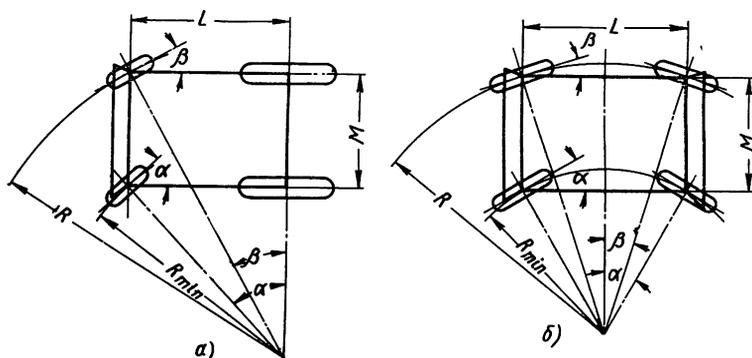


Рис. 118. Схемы поворота порталных автомобилей:

а — с четырьмя управляемыми колесами; б — с двумя управляемыми колесами

или правое), условиями компоновки автомобиля и кинематикой рулевого привода.

Для компенсации монтажных отклонений продольные тяги желательно снабжать регулировочными муфтами. Такие муфты с резьбой разного направления, соединяющие две половины одной тяги, использованы в рулевых приводах всех отечественных порталных автомобилей (см. рис. 114). Иногда регулировку длины продольной рулевой тяги производят одной из головок шарнира, для чего на ее хвостовике нарезают резьбу. Такая система более проста в изготовлении, но менее удобна в эксплуатации.

Передаточные числа рулевого управления

Важным параметром рулевого привода является угловое передаточное число i_n , которое зависит от соотношения плеч рычагов привода. В процессе поворота колес величина плеч рычагов изменяется, вследствие чего передаточное число рулевого привода, как правило, является непостоянным. В существующих конструкциях оно изменяется в пределах 0,80—1,2.

Угловое передаточное число рулевого управления i_ω (отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота

Таблица 46

Основные данные рулевых управлений автомобилей с четырьмя управляемыми колесами

Наименование	«Солнблэц» 5-С-2	T-60M	T-80	T-130 и T-140	Валмет 111-IV	Лужки моделей I-VI и IВ-57	Хакстер мо- МН МН детей М и Кларк-Росс моделей S-93 и S-95	Шорланд мо- делей 20 и 21	Лужки моде- лей 51 и 102	T-160	T-110
Рулевой механизм: модель	ЗИС-5	ЗИЛ-150В	ГАЗ-51	Вал- мет	Росс- 720	Кларк- Росс 760	Марльс	Валмет	ГАЗ-53	ЗИЛ-150В	
передаточное число (среднее)	15,9	23,5	20,5	20,5	24,5	23,5	20,6	20	20,5	23,5	
Тип сервомеханизма	Нет	Гидравлический	Нет	Нет	Гидравлический	Расчлененная ¹	Гидравлический	Цельная	Цельная		
Тип рулевой трапеции	Нет	Цельная	Нет	Нет	Нет	Расчлененная ¹	Гидравлический	Цельная	Цельная		
Расположение рулевой трапеции	Нет	Наружное	Наружное	Внут- реннее	Наружное	Наружное	Внутрен- нее	Наружное	Наружное		
Максимальный угол пово- рота колес в град: передних	28	30	25	25	27	30	30	28	26	28	
задних	13	15	25	25	27	16	30	28	26	28	

¹ На автомобилях Кларк-Росс моделей S-93 и S-95 установлена одна трапеция посредине автомобиля, соединенная с левой и правой сто- рон продольными тягами с передними и задними колесами.

управляемых колес) определяется как произведение передаточных чисел рулевого механизма i_m и рулевого привода i_n :

$$i_w = i_m i_n.$$

Максимальный угол поворота колес в каждую сторону обычно не превышает 40—45° для неведущих управляемых колес и 20—35° для ведущих управляемых.

На порталных автомобилях используют (как правило, без переделок) рулевые механизмы обычных автомобилей серийного или массового производства, передаточные числа которых лежат в пределах 20—26, т. е. поворот рулевого колеса у этих механизмов производится за 2,5—3 оборота в каждую сторону. Поэтому угловое передаточное число рулевого управления i_w находится в пределах 20—30 для неведущих управляемых колес и в пределах 25—60 для ведущих управляемых колес. Следовательно, порталные автомобили, у которых передние и задние колеса поворачиваются на разные углы, имеют два передаточных числа рулевого управления.

Основные данные рулевых управлений приведены в табл. 46 и 47.

Таблица 47

Основные данные рулевых управлений автомобилей с двумя задними управляемыми колесами

Наименование	Р. С. Л.	Росс-70	Герлинггер 12RH
Модель рулевого механизма . . .	Стрэдл-Каррьер	Росс-720	Герлинггер
Передаточное число (среднее) рулевого механизма	21,0	24,0	23,5
Тип рулевой трапеции		Расчлененная	
Расположение рулевой трапеции		Наружное	
Максимальный угол поворота колес в град	41	45	47

При подборе рулевого механизма автомобиля, в систему рулевого управления которого не включен усилитель, следует отдавать предпочтение рулевым механизмам с передаточным числом, имеющим минимальное значение при среднем положении рулевого колеса. Такой характер изменения передаточного числа должен обеспечить легкость управления автомобилем при маневрировании.

Силовое передаточное число рулевого привода i_p представляет собой отношение суммы сил сопротивления повороту управляемых колес к усилию на рулевом колесе, которое должно быть приложено к нему для преодоления указанных сил сопро-

тивления, если пренебречь трением в приводе. Оно может быть определено из выражения

$$i_p = \frac{r}{c} i_\omega, \quad (44)$$

где r — радиус рулевого колеса $r = 200 \div 250$ мм;

c — расстояние от центра опорной поверхности площадки шины до продолжения оси штока подвески.

Уменьшение плеча обкатки c снижает момент действия сил сопротивления повороту и поэтому облегчает поворот. Сокращение плеча c уменьшает также момент, стремящийся вывернуть колесо при наезде на препятствие, а следовательно, и ту силу, которая нагружает рычаги, тяги и шарниры рулевого привода. Однако с уменьшением плеча обкатки увеличивается трение между шиной и поверхностью дороги. Значение c для каждой конструкции автомобиля устанавливают опытным путем, так как для шины данного профиля, обладающей определенной упругостью, существует некоторое определенное значение c , при котором требуется минимальное усилие для поворота. Как правило, величина плеча обкатки у автомобилей составляет 20—30 мм. В некоторых конструкциях для сокращения ширины автомобиля плечо обкатки отсутствует и ось штока подвески совпадает с центром опорной поверхности колеса. Однако таких конструктивных решений следует избегать, так как это повышает износ шин.

Величина силового передаточного числа рулевого привода у автомобилей колеблется в пределах 150—600. Меньшие значения относятся к ведущим, большие — к неведущим управляемым колесам. В том случае, когда требуется большее передаточное число, в систему рулевого управления включают усилитель, хотя его установку следует считать рациональной и при меньших передаточных числах, учитывая режимы эксплуатации порталных автомобилей.

Стабилизация управляемых колес

Устройство и установка управляемых колес, а также жесткие шины, применяемые на порталных автомобилях, не обеспечивают стабилизацию колес. Поэтому удержание их в заданном положении осуществляется только элементами рулевого привода. Однако в связи с наличием зазоров в приводе рулевого управления и упругостью тяг колеса при ударах и толчках о различные препятствия могут отклоняться от заданного направления даже при движении по ровной дороге. В среднем величина отклонения управляемых колес у некоторых отечественных порталных автомобилей при фиксированном положении рулевого механизма составляет 2,0—3,5°. Это ухудшает управляемость и устойчивость порталного автомобиля, причем

установка усилителя не исключает полностью данного явления.

Ликвидировать самопроизвольное отклонение управляемых колес можно различными конструктивными мероприятиями. Одним из них является установка между упругим элементом и рамой стабилизаторов колес, выполненных в виде шайб с винтовыми скосами, образующими впадины и выступы (рис. 119). Верхняя шайба 5 неподвижно прикреплена к раме, а нижняя шайба 2 служит упором для верхнего конца пружины 6. Через внутреннее шлицевое отверстие нижней шайбы проходит шлицевой конец штока 4 подвески, с помощью которого осуществляется поворот колеса.

В положении, соответствующем прямолинейному движению автомобиля, выступы верхней шайбы находятся во впадинах нижней, жестко фиксируя колесо в заданном положении. При повороте колеса шток, соединенный с нижней шайбой, плавно смещает выступы по винтовым скосам, поднимая раму на величину вертикального смещения шайб. Вследствие этого создается стабилизирующий момент, стремящийся повернуть колесо в первоначальное положение. Так как при повороте внутренние колеса поворачиваются на больший угол, чем внешние, то при одинаковых

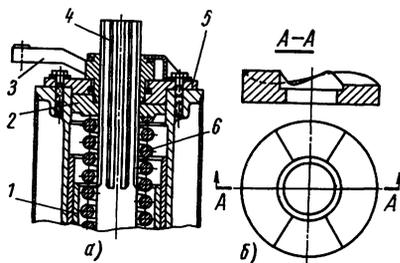


Рис. 119. Стабилизатор с винтовыми шайбами:

а — стабилизатор в сборе; б — шайба; 1 — нижняя направляющая штока; 2 — нижняя шайба стабилизатора; 3 — рычаг поворота; 4 — шток подвески; 5 — верхняя шайба стабилизатора; 6 — пружина

углах наклона винтовых площадок шайб, величина подъема рамы над колесами будет различной — рама будет наклонена. Величина наклона небольшая (примерно 5—15'), что вполне допустимо для нормальной работы автомобиля.

При применении стабилизатора улучшается управляемость portalного автомобиля, повышается его устойчивость и снижается износ шин, однако усилие, затрачиваемое на поворот, возрастает вследствие подъема рамы, а также наличия трения скольжения между шайбами стабилизатора. Это усилие можно уменьшить, заменив нижнюю шайбу вращающимися коническими роликами, оси которых закреплены в штоке подвески.

Усилители рулевого управления

При установке усилителей не только облегчается труд водителей, улучшается маневренность автомобиля, но и повышается безопасность движения, так как усилитель позволяет сохранять прямолинейное движение в случае резкого снижения дав-

ления в шине или при ее разрыве, что имеет большое значение в связи с применением односкатных колес.

Для повышения безопасности движения необходимо, чтобы в случае прекращения действия усилителя (вследствие внезапного появления какой-либо неисправности в нем) сохранилась возможность управления автомобилем без каких-либо переключений.

Для рулевого управления порталными автомобилями используют в основном гидроусилители, а не пневматические. Это объясняется тем, что гидроусилитель более компактен, так как работает при больших давлениях (до 70 кг/см^2), чем пневмоусилитель (9 кг/см^2). Время срабатывания его меньше. Гидроусилитель обеспечивает поглощение ударов от дорожных неровностей. Пневмоусилитель вследствие сжимаемости воздуха и большего времени срабатывания не поглощает ударов и не позволяет сохранить прямолинейного движения автомобиля в случае прокола шины. Кроме того, применение пневмоусилителя на порталных автомобилях без пневмотормозов вызывает необходимость установки компрессора, имеющего значительно больший вес и размеры, чем гидравлический насос, используемый для привода гидравлического усилителя.

Обычно усилители рулевого управления присоединяют к промежуточным рычагам, а в качестве трубопроводов для подачи жидкости к гидроусилителям почти на всех отечественных порталных автомобилях использованы тяги управления усилителем и тяги рулевого привода, которые соединены гибкими шлангами, для чего к ним приварены штуцеры. Это позволяет значительно сократить количество труб и одновременно повысить жесткость трубопроводов.

При проектировании привода насоса гидроусилителя должно быть соблюдено следующее основное условие: расчетная производительность насоса должна быть обеспечена при числах оборотов двигателя, превышающих число оборотов холостого хода не более чем на 25%. В первом приближении расход жидкости для привода гидроусилителя может быть определен по формуле

$$Q = Fl \frac{2\pi n}{\varphi} \text{ л/мин}, \quad (45)$$

где F и l — площадь и ход поршня силового цилиндра;
 n и φ — соответственно максимальное число оборотов и угол поворота рулевого колеса при перемещении поршня от одного крайнего положения к другому.

Для порталных автомобилей скорость перемещения поршня гидроусилителя должна соответствовать скорости вращения рулевого колеса (примерно один оборот в секунду).

Однако для нормальной работы гидроусилителя количество жидкости, подаваемой насосом, а следовательно, и его произ-

водительность должна быть на 5—10% больше расчетной. Это необходимо для того, чтобы обеспечить требуемую скорость движения поршней цилиндров гидроусилителя при некотором износе деталей насоса.

Теоретический расход воздуха для привода пневмоусилителей определяется по формуле

$$V = Flp \frac{2\pi n}{\Phi} \text{ л/мин,} \quad (46)$$

где p — давление воздуха в ресивере.

На практике выбирают компрессоры большей производительности.

Основные данные насосов гидроусилителей рулевого управления приведены в табл. 48.

Таблица 48

Основные данные насосов гидроусилителей рулевых управлений автомобилей

Наименование	Т-60М	Т-80, Т-130	Т-110	Т-140	Т-150	Кларк-Росс моделей S-95 и S-100	Шорланд моделей 20 и 21
Тип насоса	Лопастной						Шестеренчатый
Номинальное число оборотов в минуту	950	1200	1250	1200	1200	1300	1500
Производительность при номинальном числе оборотов в л/мин	25	25	25	38	38	40	30
Рабочее давление в кг/см ²	65	40	45	45	40	45	40

В связи с тем, что на всех порталных автомобилях усилитель рулевого управления является подрессоренным элементом, его вес и размеры не имеют столь существенного значения, как у обычных автомобилей. Поэтому на большинстве автомобилей применены гидроусилители с клапаном управления (распределителем) в крышке цилиндра. Их устанавливают параллельно продольным рулевым тягам и соединяют с рулевым механизмом при помощи тяги управления. В некоторых конструкциях распределительный клапан установлен непосредственно у рулевого механизма (рис. 120) и потоки рабочей жидкости или воздуха по трубопроводам направляются в ту или иную полость силового цилиндра усилителя, включенного в рулевой привод. Обратная связь колес и рулевого механизма осуществляется жесткой тягой, соединяющей промежуточный рычаг с клапаном управления.

Конструкция усилителей и их размещение в системе рулево-

го управления отличаются большим разнообразием. На рис. 114 и 117 показаны рулевые управления порталных автомобилей Т-60 и Т-150, гидроусилители которых заимствованы у автопогрузчиков, выпускаемых Львовским заводом. Эти гидроусилители, имеющие встроенные распределительные клапаны, передают усилие на вертикальный промежуточный маятниковый рычаг, соединенный с продольными тягами. Управление распределительным клапаном осуществляется рулевым механизмом, соединенным с клапаном жесткой тягой.

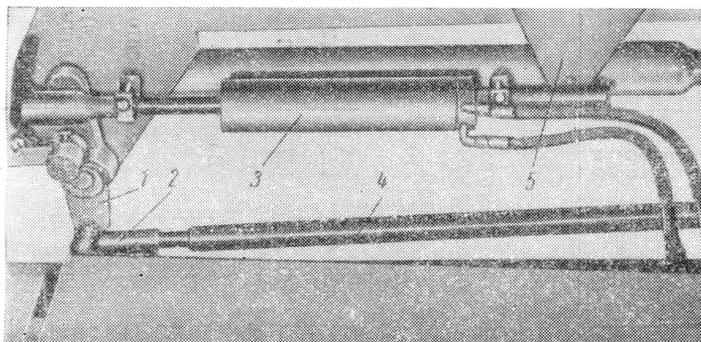


Рис. 120. Установка гидроусилителя рулевого управления с выпесенным клапаном (автомобиль Хайстер):

1 — промежуточный рычаг; 2 — головка продольной тяги; 3 — гидроусилитель; 4 — передняя продольная тяга; 5 — кронштейн гидроусилителя.

В порталных автомобилях Шорланд рулевой механизм и усилитель рулевого управления совмещены в одном узле, от которого усилие жесткими тягами передается на промежуточные трехплечие рычаги передней и задней расчлененных трапеций.

Для предотвращения возникновения автоколебаний колес автомобиля, вызываемых гидроусилителем, необходимо обеспечивать жесткую связь его силового цилиндра.

Тормозная система

Для обеспечения безопасности движения все современные порталные автомобили снабжены двумя независимо действующими системами тормозов: колесными с ножным управлением (рабочими) и трансмиссионными с ручным управлением (стояночными). Тормоза-замедлители на порталных автомобилях встречаются пока еще редко, хотя в связи с возросшей скоростью движения их установку следует считать целесообразной. Впервые тормоз-замедлитель был установлен на порталном автомобиле VDI/AWF.

Основные данные тормозных систем указаны в табл. 49.

Основные данные тормозных систем автомобилей

Тормоза	«Сопломалец» Б-С-2	Росс-12Х	Валмет III—IV	Герпантер SMH	Лулки 1В-57	Шорланд мо- делей 20 и 21	Капарк-Росс моделей S-93 и S-95	Лулки моде- лей I—VI и I—VII	T-60M	T-110
<i>Рабочие (ножные) тормоза:</i>										
число тормозных колес	—									
тип	Ленточ- ные на по- луосевых кардан- ных валах									
диаметр тормозного ба- рабана в мм	400	381,0	406,4	412,8	406,4	412,8	438,2	406	420	420
ширина тормозных ко- лодок в мм	70	70	80	100	80	127	100	80	100	100
тип привода	Механи- ческий			Гидравлический					Пневматический	
усилитель привода		Отсутствует		Вакуум- ный	Отсутст- вует	Вакуумный			Отсутствует	
<i>Стояночные (ручные):</i>										
тип тормозов	Ленточный			Дисковый			Ленточный		Дисковый	Барабан- ный
место установки	На полуосевых карданных валах			На продольном карданном валу			На полуосевых карданных валах		На продольном карданном валу	

Продолжение табл. 49

Тормоза	T-80A	T-130 и T-140	T-150	Хайстер М	Хайстер М200Е	P. C. L.	Терминер 12RH	Хайстер МН	Борс	Валмет 3063-17-4,5
<i>Рабочие (ножные) тормоза:</i>										
число тормозных колес			Четыре			Два			Четыре	
тип						Колодочные				
диаметр тормозного барабана в мм	378	378	378	412,8	381,0	412,8	412,8	438,2	508	508
ширина тормозных колодок в мм	80	80	80	80	100	127	100	100	120	120
тип привода					Гидравлический				Пневмогидравлический	Пневматический
усилитель привода			Вакуумный							
<i>Стояночные (ручные):</i>										
тип тормозов										
Место установки					На продольном карданном валу					
					Барабанный					

¹ Отдельный привод для передних и задних колес.

Типы тормозных механизмов

Ранние модели порталных автомобилей были оборудованы только трансмиссионными тормозными механизмами ленточно-го типа со заблокированным двойным управлением — ножным и ручным. Тормозной механизм был установлен на тормозных барабанах, расположенных на полуосях главной передачи. Час-

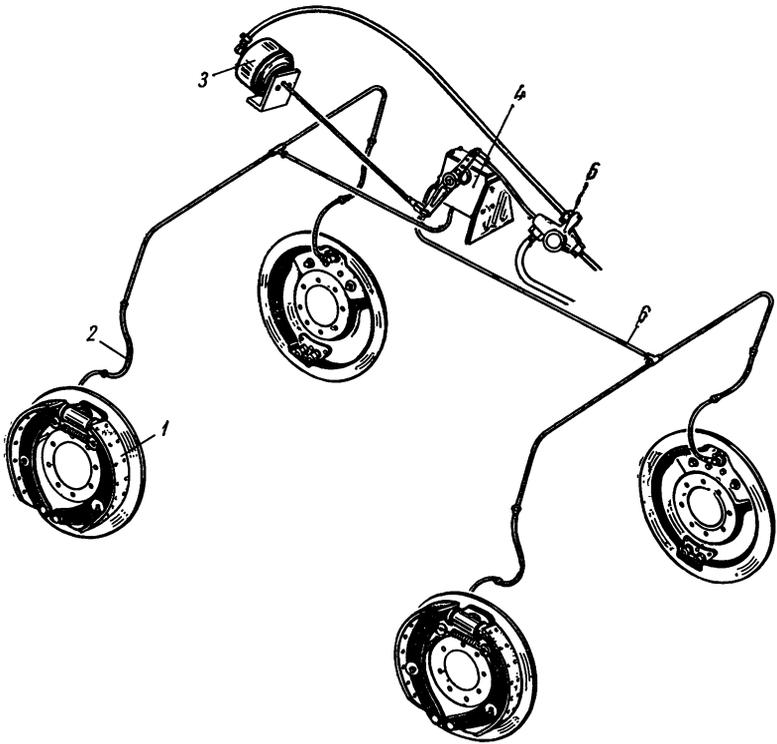


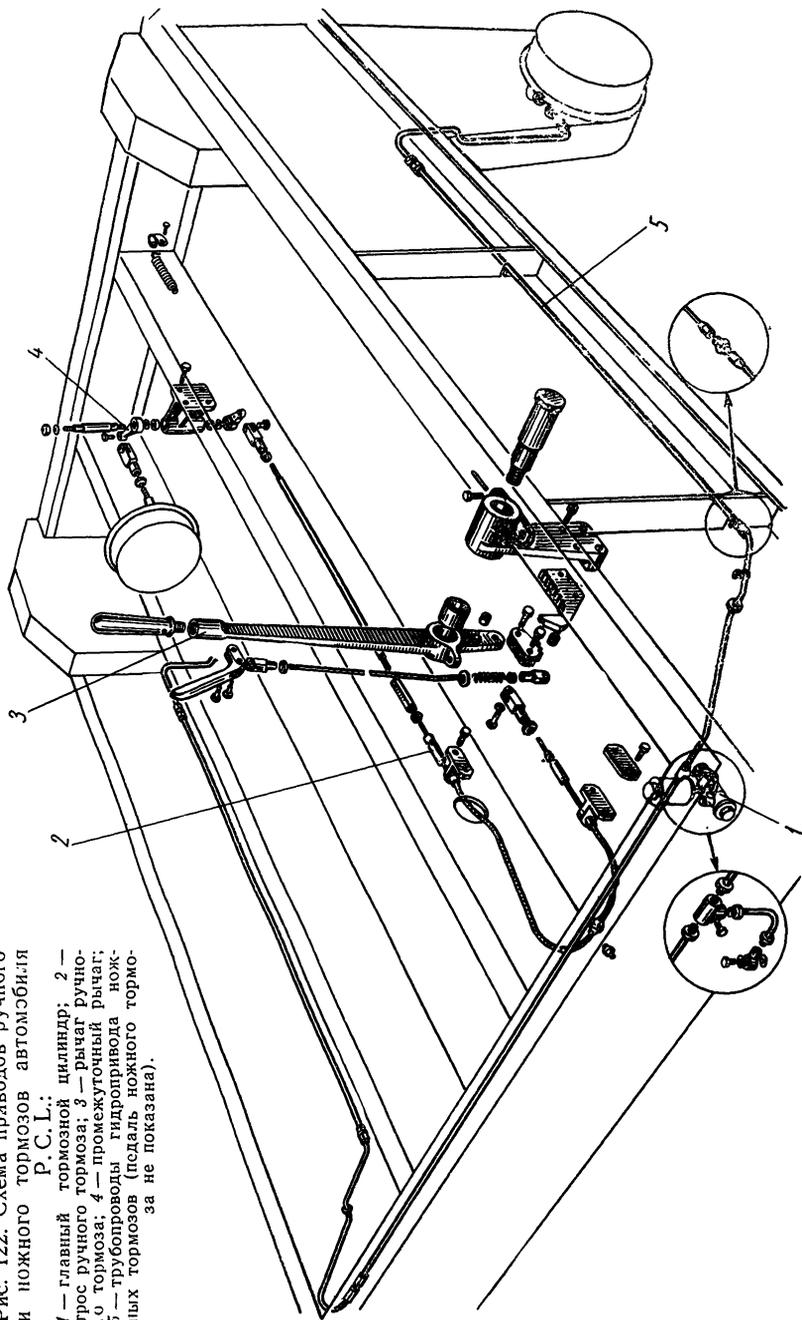
Рис. 121. Схема гидропривода колесных тормозов автомобиля Герлингера SRH:

1 — колесные колодочные тормоза; 2 — гибкий трубопровод; 3 — вакуумный сервомеханизм; 4 — главный тормозной цилиндр; 5 — клапан управления; 6 — металлический трубопровод

тое пользование трансмиссионными тормозами вызывало износ и поломки деталей трансмиссии, расположенных за тормозными механизмами, особенно цепей, обрыв которых выводил из строя тормозную систему. В связи с этим в последующих конструкциях в качестве рабочих стали применять только колесные тормоза, а трансмиссионные — использовать только в качестве стояночных.

Рис. 122. Схема приводов ручного и ножного тормозов автомобиля Р.С.Л.:

1 — главный тормозной цилиндр; 2 — трос ручного тормоза; 3 — рычаг ручного тормоза; 4 — промежуточный рычаг; 5 — трубопроводы гидропривода ножных тормозов (педаль ножного тормоза не показана).



В настоящее время на порталных автомобилях наибольшее распространение получил колесный тормоз барабанного типа с внутренним расположением колодок.

Почти на всех порталных автомобилях используются колесные тормозные системы обычных автомобилей с некоторыми изменениями в приводах и колесных механизмах, вызванными особенностями конструкции ступицы колеса и крепления опорного тормозного диска к вилке колеса (см. рис. 110).

В автомобилях со всеми управляемыми подрессоренными колесами тормозные механизмы имеют одинаковую конструкцию и устанавливаются на

каждом колесе (рис. 121). В автомобилях с двумя управляемыми колесами тормозами, как правило, оборудуют только ведущие неуправляемые колеса (рис. 122).

Тормозной механизм стояночного (ручного) тормоза монтируют на валу продольной карданной передачи (рис. 123) или на полуосях главной передачи (рис. 124). В первом случае тормозной момент при передаче к ведущим колесам увеличивается пропорционально суммарному передаточному числу главной и бортовой пе-

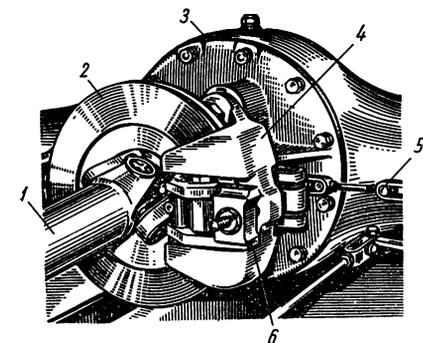


Рис. 123. Трансмиссионный тормоз, установленный на валу продольной карданной передачи:

1 — продольная карданная передача; 2 — диск; 3 — главная передача; 4 — кронштейн; 5 — тяга привода; 6 — колодка

редач, а во втором — передаточному числу бортовой передачи.

Механизм ручного тормоза на валу продольной карданной передачи может быть установлен непосредственно за коробкой передач (наиболее частый случай) или перед главной передачей.

Надо отметить, что наибольшую надежность могли бы обеспечить стояночные тормоза, смонтированные непосредственно у колес автомобиля, так как в этом случае тормозной момент не передавался бы на элементы трансмиссии, и при выходе из строя одного из них, например обрыве цепи, автомобиль был заторможен. Однако из-за трудностей, возникающих при создании привода к этим тормозным устройствам, они применяются мало.

Тормозные механизмы ручного стояночного тормоза делятся по форме трущихся деталей на дисковые, колодочные, ленточные и по их расположению на внутренние, наружные и смешанные.

В последнее время наблюдается стремление применять барабанные тормоза с внутренним расположением трущихся

деталей. До недавнего времени на отечественных автомобилях трансмиссионные тормоза были, как правило, дисковые (автомобили Т-60, Т-60М, Т-80). На моделях последних лет предпочтение отдается барабанным тормозам с внутренним расположением колодок.

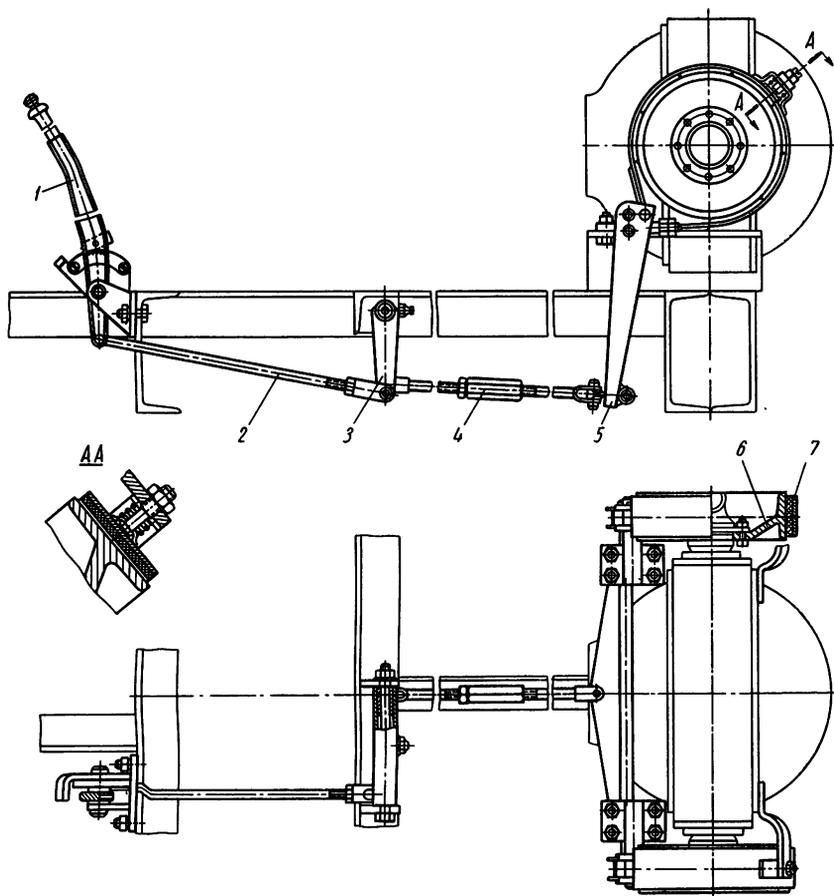


Рис. 124. Трансмиссионный тормоз, установленный на полуосях главной передачи:

1 — рычаг управления; 2 — тяга; 3 — промежуточный рычаг; 4 — регулировочная муфта; 5 — рычаг тормоза; 6 — тормозной барабан; 7 — тормозная лента

Типы приводов

Для ручных тормозов применяют только механический привод.

Привод рабочих тормозов обычно делают гидравлическим или пневматическим. Использование механического привода

исключается из-за очень сложной передачи усилия на управляемые поддрессоренные колеса. Для неподдрессоренных колес он иногда используется (см. рис. 85).

Четкой границы применимости того или иного привода на порталных автомобилях нет, поскольку выбор типа привода зависит от конструктивных и эксплуатационных параметров. В частности, на выбор системы привода ножных тормозов оказывает влияние конструкция исполнительных механизмов, установленных непосредственно у колес. Наиболее легко можно

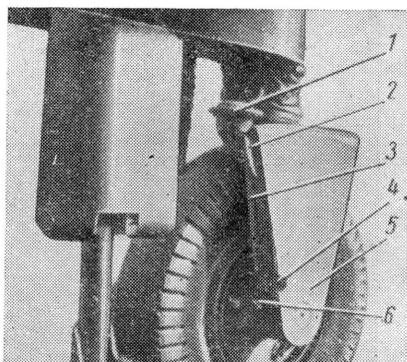


Рис. 125. Механизм привода ножного тормоза от тормозной камеры автомобиля Т-60М:

1 — тормозная камера; 2 — кронштейн камеры; 3 — тяга; 4 — тормозной рычаг; 5 — вилка колеса; 6 — кронштейн тормозного кулака

разместить гидроцилиндры, несколько труднее пневмоцилиндры, совсем сложно — тормозные камеры из-за их сравнительно больших диаметров. Для уменьшения размеров колеса и ширины автомобиля опорный тормозной диск стремятся закрепить как можно ближе к внутренней стенке стойки вилки колеса (см. рис. 110). Как правило, расстояние между ними не превышает 50 мм и разместить тормозную камеру в этом пространстве не представляется возможным. Установить тормозную камеру с наружной стороны вертикальной стойки вилки также нельзя, потому что она может быть легко повреждена грузом во время погрузочно-разгрузочных работ. Поэтому тормозные камеры обычно закрепляют на крыле вилки, используя для передачи усилия к разжимному кулаку механический привод (рис. 125), что значительно усложняет колесные тормоза и делает их менее надежными, чем при применении пневматических тормозных цилиндров, имеющих меньшие диаметры и размещаемых непосредственно у колес, за тормозным диском (см. рис. 84).

Наиболее компактна и достаточно надежна конструкция с гидроцилиндром, который легко размещается внутри колесного тормозного механизма. Поэтому гидропривод колесных тормозов является доминирующим в порталных автомобилях.

Передаточное число гидропривода обычного типа ограничено и определяется в основном передаточным отношением педали, составляя в среднем для грузового автомобиля 60—70. Поэтому для облегчения работы водителя на большинстве порталъ-

ных автомобилей, полный вес которых составляет не более 12 т, гидропривод применяют в сочетании с вакуумным сервомеханизмом (см. рис. 121). Такой привод установлен на автомобилях Т-130, Т-140 и Т-150.

Пневмопривод используется, как правило, на автомобилях грузоподъемностью свыше 10 т (например, на автомобиле Т-110). На некоторых зарубежных моделях, например на автомобиле Бофорс, в целях экономии веса, а также в связи с трудностью размещения тормозных камер непосредственно у колес автомобиля применяют гидропривод с пневмоусилителем (гидропневматический тормозной привод). Привод этого типа, так же как и гидроприводы с отдельными источниками энергии (насосами и аккумуляторами давления), является перспективным для порталных автомобилей. Известны такие приводы двух типов: открытого (проточного) и замкнутого (тупикового).

Принцип работы привода первого типа заключается в том, что в нерабочем положении насос, приводимый во вращение двигателем, перегоняет жидкость на слив через зазор в следящем механизме, соединенном с педалью тормоза. При нажатии на педаль зазор ликвидируется, и вся система становится тупиковой, т. е. отключается слив и подключаются рабочие цилиндры колесных тормозов.

Принцип работы гидропривода с аккумулятором давления аналогичен принципу работы пневмопривода и заключается в том, что при торможении производится открытие клапана следящего механизма тормозного крана клапанного или золотникового типа, через который аккумуляторы давления сообщаются с колесными тормозными цилиндрами. Преимущество этого привода по сравнению с приводом открытого типа заключается в возможности питания от аккумулятора других различных агрегатов: усилителя рулевого управления, стеклоочистителей и т. д.

Размещение трубопроводов и других агрегатов привода колесных тормозов зависит от общей компоновки автомобиля и не вызывает особых трудностей. Почти все элементы привода обычно закреплены на верхней панели рамы, поэтому возможность их повреждения в процессе эксплуатации гораздо меньше, чем у обычных автомобилей. Исключение составляют гибкие шланги, используемые для соединения трубопроводов, проложенных по раме, с трубопроводами, подводящими жидкость или воздух непосредственно к тормозным колесным цилиндрам или камерам, закрепленным на вилках колес. Обычно эти шланги, находящиеся под рамой, очень часто повреждаются при наезде на груз и оставлении его. Чтобы избежать разрыва шлангов на всех отечественных автомобилях (начиная с автомобиля Т-80), а позднее и иностранных (автомобиль Шорланд

и др.) для подвода жидкости или воздуха стали применять осевые каналы в штоках подвески (см. рис. 107). Это позволило перенести гибкие шланги, соединяющие трубопроводы, расположенные на подрессоренной части автомобиля, с трубопроводами, закрепленными на неподдресоренных элементах, на верхнюю панель рамы. На некоторых порталных автомобилях (Валмет моделей 3063-17-4,5 и 2792-14-6 SS и др.) для повышения надежности колесных тормозов устанавливают раздельно действующие пневмо- и гидроприводы тормозов передних и задних колес.

ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНОЕ УСТРОЙСТВО

Тип погрузочно-разгрузочного устройства порталного автомобиля зависит от формы и характера груза и способа его укладки, а также от условий перевозки груза. По способу удержания груза все погрузочно-разгрузочные устройства автомобилей, предназначенных для перевозки пакетов и контейнеров, могут быть разделены на две группы:

устройства, позволяющие транспортировать груз только вместе с основанием, подставками или в контейнере;

устройства, дающие возможность транспортировать груз без основания или подпакетных транспортных подставок.

Известны четыре конструктивные схемы погрузочно-разгрузочных устройств первой группы:

с отдельными механизмами для зажима и подъема груза;

с совмещенными механизмами для зажима и подъема груза;

без механизма для зажима груза;

с верхней грузозахватной рамкой.

У погрузочно-разгрузочных устройств, отнесенных к первой группе, груз во время транспортировки лежит на сплошном основании (поддоне) или отдельных подставках, которые краями опираются на грузозахватные башмаки, расположенные вдоль автомобиля, или уложен в специальный закрытый контейнер, удерживаемый во время транспортировки верхней грузозахватной рамкой автомобиля. В последнем случае подставки под контейнер не нужны. При транспортировке контейнеров порталными автомобилями, погрузочно-разгрузочное устройство которых выполнено по трем первым схемам, подставки под контейнер необходимы.

Ко второй группе погрузочно-разгрузочных устройств относятся устройства с поворотными вилочными подхватами и устройства с захватами для грузов определенной формы, погрузка и разгрузка которых возможна без предварительной их укладки.

Для погрузочно-разгрузочных устройств второй группы подставки под груз им необходимы только в местах его погрузки

и разгрузки (см. рис. 25), или не нужны. Так, например, при использовании устройств, предназначенных для одиночных или нескольких длинномерных грузов круглого сечения, выполненных в виде двух захватов клещевого типа (см. рис. 11) или тросовых петель (см. рис. 13), расположенных в свободном пространстве портала, подставки не нужны, ибо груз может быть взят непосредственно с поверхности дороги. Ниже рассмотрены только устройства с поворотными вилочными подхватами, получившие наибольшее распространение. Погрузочно-разгрузочные устройства со специальными захватами, предназначенные для работы с грузами определенной формы и размеров, а также дополнительные механизмы для перемещения груза или его части вне портала менее универсальны, в связи с чем применяются ограниченно и устанавливаются только по требованию заказчика. Эти устройства в книге не рассматриваются.

Погрузочно-разгрузочные устройства с поворотными вилочными подхватами, отнесенные ко второй группе, не отличаются большим конструктивным разнообразием. Четыре поворотных горизонтальных вилочных подхвата установлены на концах грузоподъемных штанг, направляющие которых жестко закреплены в раме либо для облегчения наезда на груз могут подобно грузозахватным башмакам погрузочно-разгрузочных устройств с отдельными механизмами для зажима и подъема груза отклоняться в сторону.

Вилочные подхваты погрузочно-разгрузочных устройств второй группы в транспортном положении устанавливаются перпендикулярно продольной оси автомобиля, перекрывая всю ширину портала, и груз укладывается непосредственно на опорные плоскости подхватов. Поэтому длина груза должна быть не меньше, чем расстояние между подхватами, и подставки необходимы только в местах приема и оставления груза, т. е. могут быть стационарными.

Основные конструктивные схемы

Устройства с отдельными механизмами для зажима и подъема груза

Характерная особенность устройств этого типа заключается в независимом действии обоих механизмов. Это позволяет принимать и оставлять груз на любом основании, находящемся в пределах хода грузоподъемных штанг. Привод механизма подъема в таких устройствах осуществляется от двигателя, а механизма зажима груза — вручную (иногда с использованием различных усилителей) или от двигателя.

Привод механизма зажима от двигателя получил наибольшее распространение на автомобилях последних выпусков.

Независимо от характера привода у всех погрузочно-разгрузочных устройств с отдельными механизмами для зажима и подъема груза во время транспортировки укладывается на два грузозахватных башмака 1 (рис. 126), имеющих одинаковую конструкцию. Башмаки изготовлены из стандартных стальных уголков, попарно соединенных с грузоподъемными штангами 2,

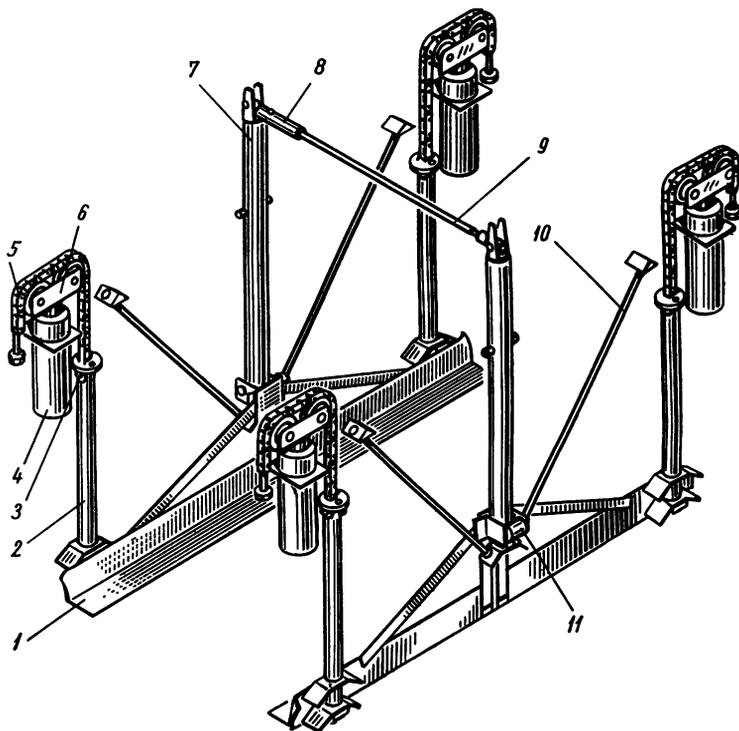


Рис. 126. Конструктивная схема погрузочно-разгрузочного устройства с отдельными механизмами для зажима и подъема груза (автомобиль Лукки):

1 — грузозахватный башмак; 2 — грузоподъемная штанга; 3 — ползун; 4 — гидроцилиндр механизма подъема; 5 — грузоподъемная цепь; 6 — каретка штока; 7 — штанга механизма зажима; 8 — гидроцилиндр механизма зажима; 9 — тяга; 10 — растяжка; 11 — направляющий ролик

шарнирно подвешенными к ползунам 3, прикрепленным к грузоподъемным цепям 5. Для удобства наезда на груз торцы горизонтальных полок башмаков скруглены, а концы вертикальных полок плавно отогнуты наружу. Чтобы подпакетные подставки или контейнеры не соскальзывали с башмаков, на горизонтальных полках делают рифления, а чаще приваривают шипы или полосы с заостренными кромками.

В средней части каждого башмака или по всей длине между

Основные конструктивные параметры погрузочно-разгрузочных устройств с раздельными механизмами для зажима и подъема груза некоторых автомобилей

Параметры	«Соломбалд» 5-С-2	Т-80	Т-140	Т-150	Т-110	Вал-мет. III-IV	Лукки 1В-57	Хайстер	Бофорс	Валмет 3063-17-4,5
Расстояние между осями грузоподъемных штанг в мм в плоскостях:										
продольной	2050	1900	1900	1900	2150	2220	1900	2300	2750	2450
поперечной	1250	1380	1630	1630	2080	1320	1270	$\frac{1100^{**}}{2000}$	2100	2350
Ход грузоподъемных штанг в мм	480	500	500	500	500	600	600	520	1600	1700
Размеры грузозахватных башмаков в мм:										
длина рабочей части	2400	2040	$\frac{4500^{*}}{2050}$	$\frac{4500^{*}}{2050}$	$\frac{4730^{*}}{2450}$	2360	2300	2410	3000	3000
поперечное сечение	$150 \times 150 \times 15$	$160 \times 160 \times 16$	$160 \times 160 \times 16$	$160 \times 160 \times 16$	$150 \times 150 \times 15$	$150 \times 150 \times 15$	$160 \times 160 \times 16$	$160 \times 160 \times 20$	$150 \times 300 \times 25$	
Максимальное отклонение башмаков в стороны в нижней точке в мм	130	125	145	148	150	150	150	150	200	150
Минимальное расстояние от нижней полки башмака до поверхности дороги в мм	25	30	15	20	20	25	30	15	25	50
Расстояние между осями штанг механизма зажима в поперечной плоскости в мм	1300	1400	1650	1640	2100	1430	1290	$\frac{1140^{**}}{2050}$	2200	2250

* В числителе приведены данные для удлиненных башмаков, а в знаменателе — для стандартных.

** Для различных моделей серии М 200Б.

грузоподъемными штангами встык к вертикальной полке башмака приварена вертикальная пластина, на которой закреплены кронштейны с направляющими роликами 11. При подъеме и опускании ролики перекатываются по маятниковым штангам 7 механизма зажима, закрепленным в раме автомобиля. Для разгрузки штанг от усилий, возникающих при трогании автомобиля с места и при торможении, служат растяжки 10, соединяющие нижние концы штанг с рамой.

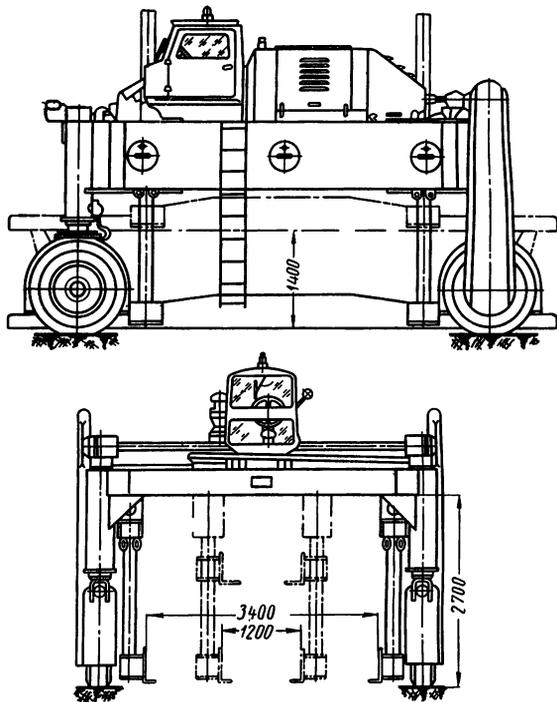


Рис. 127. Автомобиль Валмет 2792-14-6 SS с поперечным перемещением грузозахватных башмаков

Разведение башмаков в стороны и установка их в рабочее положение (сближение) осуществляется горизонтальной тягой 9, соединяющей верхние головки маятниковых штанг 7 с приводом механизма зажима.

Основные конструктивные параметры погрузочно-разгрузочных устройств этого типа приведены в табл. 50.

В последнее время на некоторых портальных автомобилях, например на автомобиле Валмет 2792-14-6 SS грузоподъемностью 27 т (рис. 127), устанавливают погрузочно-разгрузочные

устройства, у которых зажим груза осуществляется параллельным перемещением грузозахватных башмаков. В этих устройствах отсутствуют маятниковые штанги механизма зажима, а грузоподъемные штанги, попарно соединенные башмаками, жестко закреплены в подвижных каретках. Каретки вместе с вертикальными направляющими и гидроцилиндрами двойного действия механизма подъема перемещаются параллельно продольной плоскости автомобиля от внутренних стенок лонжеронов рамы к ее центру по поперечным направляющим, неподвижно закрепленным в раме. Поперечное перемещение механизма подъема осуществляется четырьмя горизонтальными гидроцилиндрами двухстороннего действия. Портальные автомобили с таким устройством предназначены для транспортировки грузов, ширина которых не постоянна и может часто меняться. Кроме того, это устройство позволяет производить погрузку груза, установленного несимметрично продольной оси автомобиля, так как, когда ближайший к грузу захват подойдет с одной стороны вплотную к нему, второй захват может продолжать перемещаться, пока, в свою очередь, не зажмет груз с противоположной стороны. Естественно, что такое устройство значительно экономит время, затрачиваемое на погрузку, и делает автомобиль более универсальным.

Устройства с совмещенными механизмами для зажима и подъема груза

Работа обоих механизмов в этих устройствах происходит строго в определенной последовательности: опускание грузозахватных башмаков, разведение их в стороны и установка в рабочее положение, подъем башмаков в транспортное положение. В связи с этим значительно упрощается управление погрузочно-разгрузочным устройством, но для этого груз должен быть установлен на совершенно ровной поверхности и отстоять (по высоте) от верхней траверсы на строго определенном расстоянии, так как грузозахватные башмаки разводятся в стороны только в крайнем нижнем положении. Это является недостатком данных устройств.

Примером конструкции такого типа может служить погрузочно-разгрузочное устройство автомобиля Т-60 (рис. 128), который не имеет штанг для разведения грузозахватных башмаков в стороны, и установка их в транспортное положение осуществляется четырьмя механизмами 10 автоматического зажима груза, соединенными вертикальными подъемными зубчатыми рейками 3 с редукторами подъема 2, 8 и 9 механизма привода и с вертикальными грузоподъемными штангами 11, которые одновременно служат и для разведения башмаков в стороны и установки их в транспортное положение.

Нижний конец каждой вертикальной подъемной рейки 5

(рис. 129) пальцем 4 соединен с серьгой 6 механизма автоматического зажима и разжима груза. Ползун 3, серьга 6 и грузоподъемная штанга 10 пальцами 8 и 9 связаны в шарнирный четырехзвенник, который при подъеме и опускании грузозахватных башмаков 11 движется в вертикальных неподвижных направляющих 12. Направляющие 12 имеют корытообразное сечение и крепятся к внутренней стенке гнезда рамы болтами. Крышка пружинами 2 прижимается к ползуну 3 и площадке головки грузоподъемной штанги 10. Пружины 2 позволяют штанге отклоняться от вертикального положения и предохраняют механизм от заеданий.

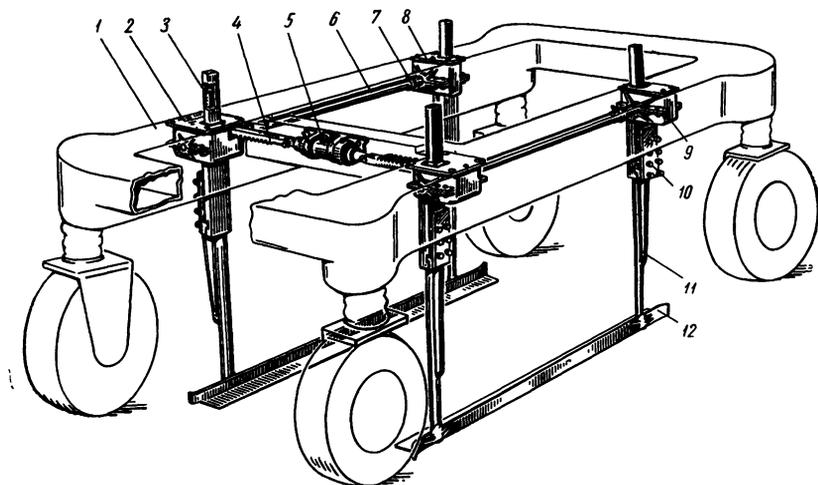


Рис. 128. Погрузочно-разгрузочное устройство с совмещенными механизмами для зажима и подъема груза автомобиля Т-60:

1 — рама; 2 — задний редуктор; 3 — подъемная зубчатая рейка; 4 — горизонтальная зубчатая рейка; 5 — гидроцилиндр привода; 6 — соединительный вал; 7 — цепная муфта; 8 и 9 — передние редукторы; 10 — механизм автоматического зажима груза; 11 — грузоподъемная штанга; 12 — грузозахватный башмак

При полностью опущенных, но не разведенных в стороны грузозахватных башмаках, ползун 3, связанный пальцем 8 с задним шарниром головки грузоподъемной штанги 10, упирается в регулировочные винты 14, а выступ серьги, вставленный в прямоугольный вырез ползуна, находится в верхнем положении. Пружина направляющего пальца 7 при этом не сжата.

При разведении башмаков в стороны вертикальная рейка 5 опускается вниз (на 10—12 мм). При этом серьга 6, связанная пальцем 9 с передним шарниром головки грузоподъемной штанги 10, скользит по внутренним направляющим ползуна 3 и опускается вниз. Выступ серьги перемещается в вырезе

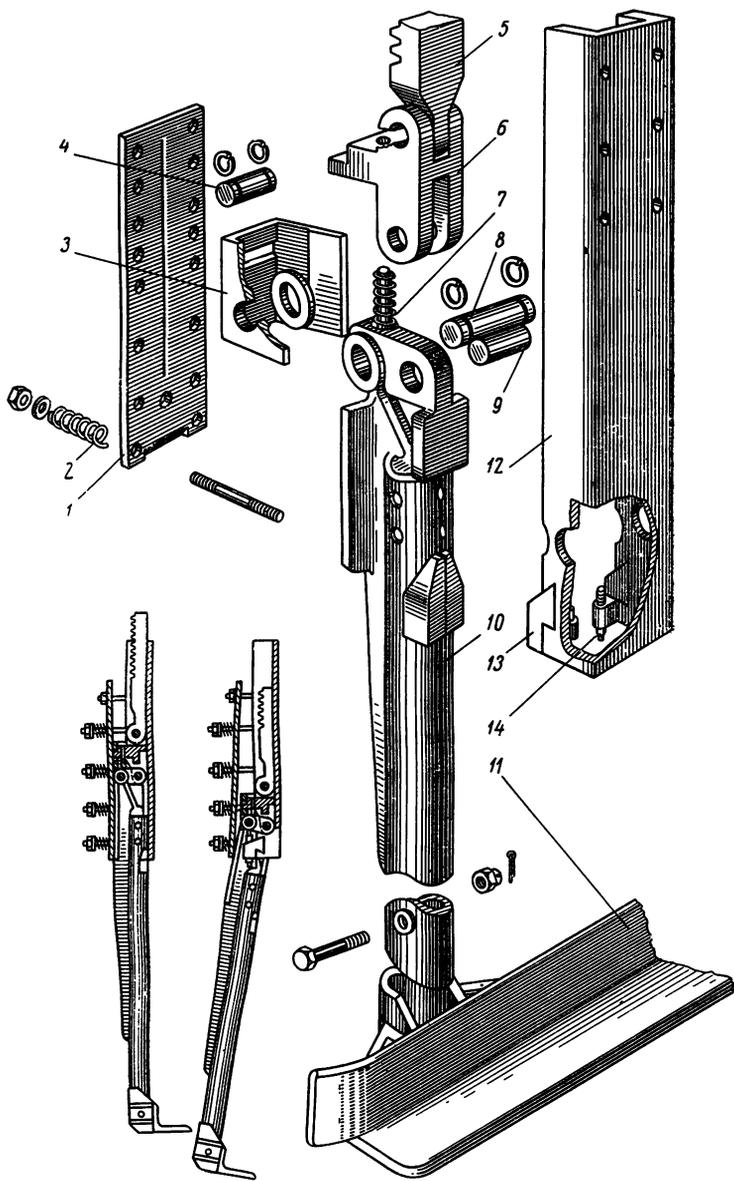


Рис. 129. Механизм автоматического зажима груза (автомобиль Т-60):
 1 — крышка; 2 — пружина крышки; 3 — ползун; 4 — палец подъемной зубчатой рейки;
 5 — подъемная зубчатая рейка; 6 — серьга; 7 — направляющий палец; 8 — палец ползуна;
 9 — палец серьги; 10 — грузоподъемная (разжимная) штанга; 11 — грузозахватный башмак;
 12 — неподвижные направляющие; 13 — упор; 14 — регулировочный винт

ползуна, нижние пружины 2 и пружина пальца 7 сжимаются, а штанга, поворачиваясь вокруг пальца 8 ползуна, отклоняется наружу.

При установке грузоподъемных штанг в транспортное положение все операции происходят в обратном порядке. Вертикальная рейка 5, поднимаясь вверх, через серьгу 6 возвращает штангу в вертикальное положение. Этому способствует также пружина пальца 7, сжатая при отклонении штанги в сторону. Выступ серьги, поднимаясь, опирается в верхнюю кромку выреза ползуна и через серьгу и ползун тянет грузоподъемную штангу, которая прямоугольным со скосами поясом входит в направляющую 12 и таким образом надежно фиксируется в вертикальном положении.

Одновременное отклонение всех четырех грузоподъемных штанг и возвращение их в вертикальное положение достигаются регулировкой винтов 14, с помощью которых устанавливают также необходимый зазор между грузозахватными башмаками и дорогой.

Погрузочно-разгрузочное устройство с аналогичным механизмом широко используется и на многих автомобилях фирмы Герлинггер.

Устройства без механизма зажима груза

Устройство этого типа отличается еще большей простотой конструкции, но очень неудобно в эксплуатации, так как требует от водителя большого опыта управления автомобилем при наезде на груз, чтобы избежать повреждения груза, главным образом, разваливания пакета.

Вследствие этого данное погрузочно-разгрузочное устройство применяется ограниченно.

Погрузочно-разгрузочными устройствами без механизма зажима груза оснащаются порталные автомобили, предназначенные в основном для транспортировки грузов в крупной таре или в жестких пакетах. Погрузочно-разгрузочное устройство такого типа установлено на автомобилях Р. С. Л., Росс-70, Герлинггер 12RH и некоторых других.

Погрузочно-разгрузочное устройство автомобиля Р. С. Л., как это видно из рис. 130, имеет два грузозахватных башмака 13, к которым болтами прикреплены грузоподъемные штанги 10. Каждый башмак, как обычно, состоит из уголка (сечением $150 \times 150 \times 15$ и длиной 2300 мм) с отогнутыми краями и вертикального щита 12, привернутого к нему болтами. В средней части полых вертикальных грузоподъемных штанг в кронштейнах закреплены пальцы направляющих роликов 11, а в верхней — соединительное звено 8 грузоподъемной втулочно-роликовой цепи 7 с шагом $1\frac{1}{4}$ дюйма механизма привода.

По-иному решена конструкция погрузочно-разгрузочного устройства этого типа на автомобилях Росс-70 (рис. 131). Четыре вертикальные грузоподъемные штанги 6 шарнирно прикреплены к двум грузозахватным башмакам 7 и коленчатым рычагам 2, качающимся на осях, закрепленных в раме 1. К раме

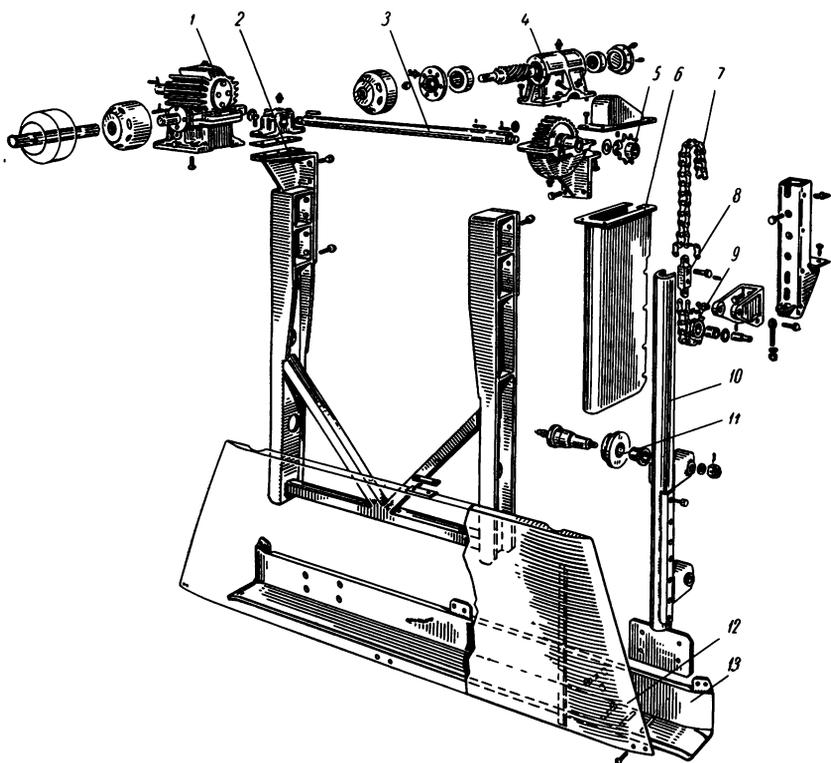


Рис. 130. Погрузочно-разгрузочное устройство без механизма зажима груза (автомобиль Р. С. Л.):

1 — ведущий редуктор механизма подъема; 2 — неподвижные направляющие; 3 — соединительный вал; 4 — ведомый редуктор механизма подъема; 5 — звездочка; 6 — кожух; 7 — грузоподъемная цепь; 8 — соединительное звено; 9 — неподвижная звездочка; 10 — грузоподъемная штанга; 11 — направляющий ролик; 12 — щит; 13 — грузозахватный башмак

приварены четыре вертикальных направляющих швеллера 3, по внутренним полкам которых при подъеме и опускании катятся ролики башмаков. Таким образом, грузозахватные башмаки могут только подниматься и опускаться.

На автомобилях Герлингер моделей 4МН, RM-20, 30РН и 40РН погрузочно-разгрузочные устройства также не имеют механизмов для разведения грузозахватных башмаков в стороны. Вертикальные направляющие, по которым движутся каретки,

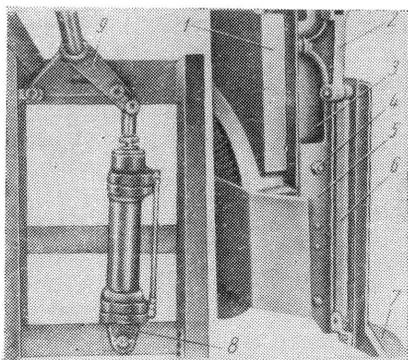


Рис. 131. Погрузочно-разгрузочное устройство без механизма для зажима груза автомобиля Росс-70:

1 — рама; 2 — рычаг; 3 — неподвижные направляющие; 4 — ось направляющего ролика; 5 — подвижные направляющие; 6 — грузоподъемная штанга; 7 — грузозахватный башмак; 8 — гидроцилиндр механизма подъема; 9 — промежуточный рычаг

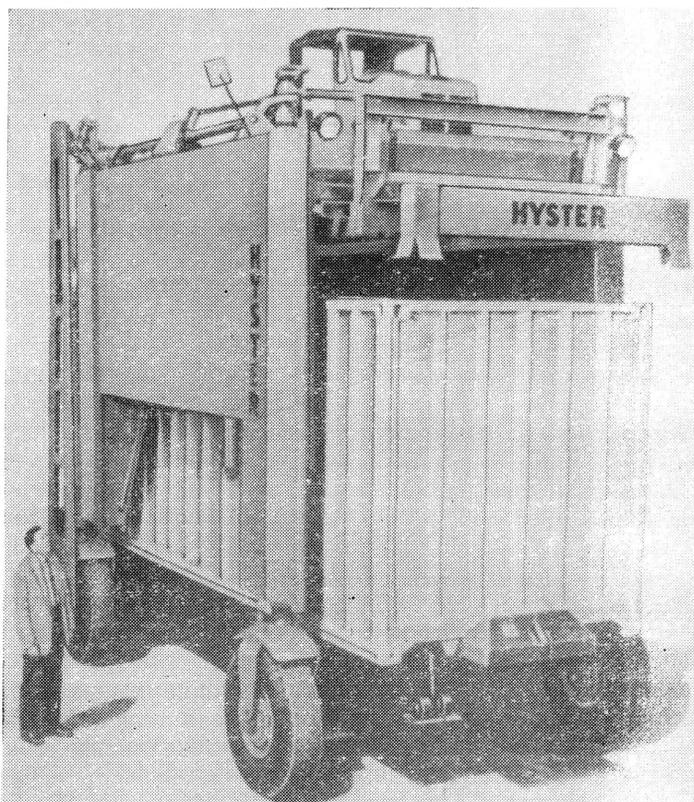


Рис. 132. Автомобиль Хайстер с верхней грузозахватной рамкой для транспортировки контейнеров, оборудованных подъемными скобами

жестко закреплены в раме возле вилок колес; подъем башмаков осуществляется при помощи грузоподъемных зубчатых реек и редукторов, соединенных между собой валами и цепными передачами.

Устройства с верхней грузозахватной рамкой

Эти устройства менее универсальны, чем предыдущие, так как позволяют перевозить грузы только в закрытых контейнерах определенной формы, размеров и конструкции. Они не отличаются большим многообразием. Грузозахватная рамка прямоугольной формы подвешена внутри портала под нижней плоскостью траверс на штоках четырех гидроцилиндров гидропривода механизма подъема, установленных с наружных сторон концевых траверс (автомобиль Валмет, см. рис. 16) или на четырех тяговых цепях, пропущенных через систему блоков и соединенных со звездочками приводных валов в случае механического привода (рис. 132).

На рамке установлены замки-защелки, которые при соприкосновении рамки с крышей контейнера захватывают его за специальные гнезда, имеющиеся в его верхних углах. Во время движения контейнер поднят на полную высоту и грузозахватная рамка упирается верхней плоскостью в нижние плоскости траверс автомобиля. Длина грузозахватной рамки равна обычно длине контейнера, а ширина — ширине портала с учетом необходимых для движения рамки зазоров. Таким образом, стенки портала служат в качестве направляющих грузозахватной рамки.

Управление замками-защелками осуществляется из кабины водителя. Управление замками-защелками может быть гидравлическим или механическим. Наибольшее распространение получил гидравлический привод управления. Погрузочно-разгрузочное устройство с верхней грузозахватной рамкой широко использовано на многих зарубежных автомобилях-контейнеровозах, выпущенных в последнее время. Грузоподъемность этих автомобилей достигает 40 т, а размеры контейнеров 2,5×2,5×6 м.

Устройства с поворотными горизонтальными вилочными подхватами

Такие устройства появились в начале 50-х годов. Погрузочно-разгрузочные устройства с поворотными вилочными подхватами бывают трех видов: без дополнительных направляющих, с неподвижно закрепленными в раме направляющими поворотных грузоподъемных штанг и с качающимися направляющими. В отечественной практике устройство без дополнительных направляющих впервые было применено на автомобиле Т-130. Это

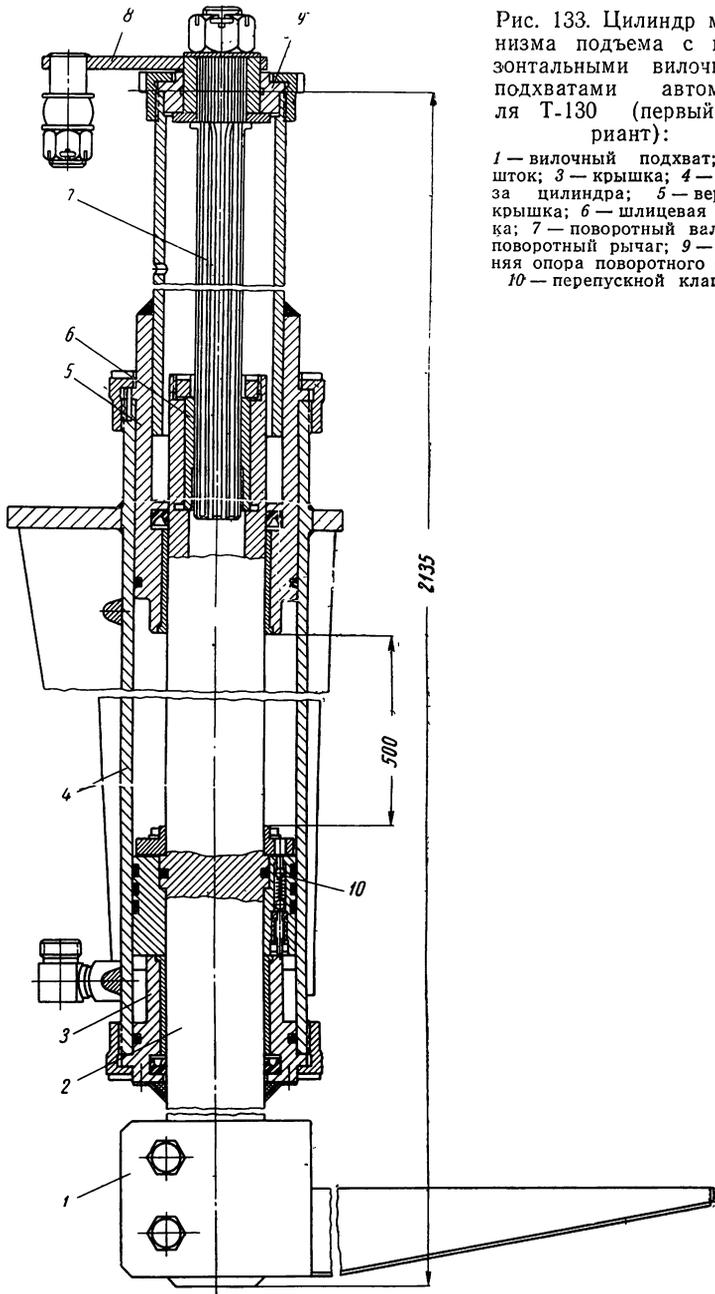


Рис. 133. Цилиндр механизма подъема с горизонтальными вилочными подхватами автомобиля Т-130 (первый вариант):

- 1 — вилочный подхват; 2 — шток; 3 — крышка; 4 — гильза цилиндра; 5 — верхняя крышка; 6 — шлицевая втулка; 7 — поворотный вал; 8 — поворотный рычаг; 9 — верхняя опора поворотного вала; 10 — перепускной клапан

устройство имеет четыре одинаковых цилиндра с горизонтальными одинарными вилочными подхватами (рис. 133). Поворачиваясь на 90° вокруг своих осей, подхваты заходят под груз, попарно образуя две поперечные траверсы, равные ширине портала. При наезде на груз и его оставлении подхваты устанавливаются параллельно продольной оси автомобиля.

Каждый подхват при помощи клеммного болтового зажима прикреплен к нижнему концу двустороннего штока 2 гидроци-

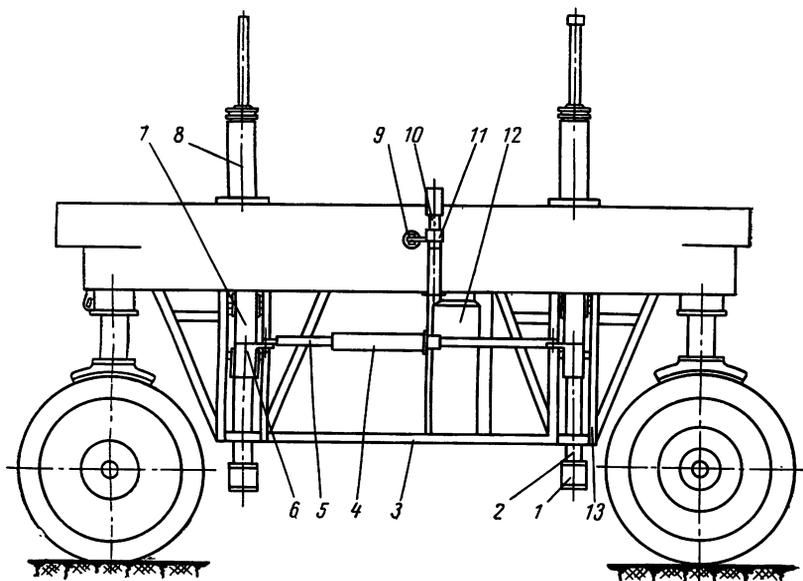


Рис. 134. Погрузочно-разгрузочное устройство с жестко закрепленными направляющими грузоподъемных штанг поворотных горизонтальных вилочных подхватов (автомобиль Т-130):

1 — горизонтальный вилочный подхват; 2 — грузоподъемная штанга; 3 — каркас ограждения; 4 — гидроцилиндр механизма поворота; 5 — тяга гидроцилиндра механизма поворота; 6 — рычаг поворота грузоподъемной штанги; 7 — каретка; 8 — гидроцилиндр механизма подъема; 9 — гидроцилиндр механизма поджима; 10 — вал щитка механизма поджима; 11 — поворотный рычаг; 12 — щиток механизма поджима; 13 — неподвижные направляющие

линдра двустороннего действия. Шток 2 может совершать не только возвратно-поступательное движение, но и поворачиваться вокруг своей оси. Поворот штоков осуществляется двумя «плавающими» цилиндрами двустороннего действия, которые продольными тягами попарно связывают поворотные рычаги, соединенные со шлицевыми валами 7. Поворачиваясь, рычаги вращают штоки. Указанное устройство не имеет направляющих элементов, и все изгибающие усилия, возникающие при подъеме и опускании груза, непосредственно воспринимаются гидроцилиндрами.

Погрузочно-разгрузочные устройства без дополнительных направляющих, несмотря на сравнительную простоту, не получили широкого применения, так как штоки гидроцилиндров, одновременно выполняющие функции и грузоподъемных штанг, в процессе эксплуатации могут быть легко повреждены. Самые

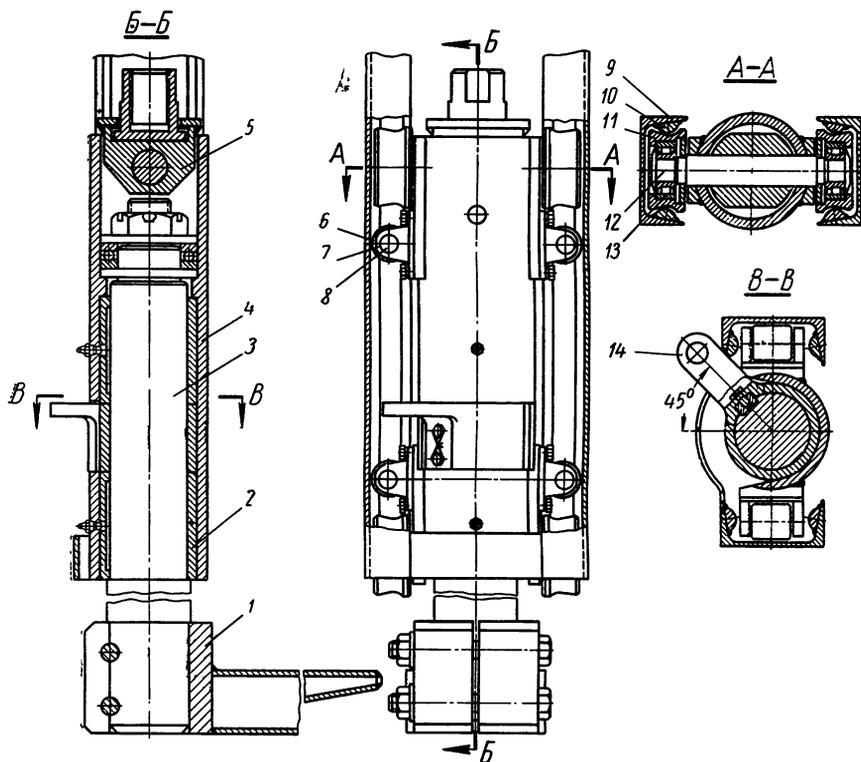


Рис. 135. Направляющая система механизма подъема автомобиля Т-130: 1 — выключный подхват; 2 — антифрикционная втулка; 3 — грузоподъемная поворотная штанга; 4 — остов каретки; 5 — шарнирная резьбовая муфта соединения с гидроцилиндром механизма подъема; 6 — каток; 7 — опора катка; 8 — ось; 9 — направляющий швеллер; 10 — сегментные направляющие полосы; 11 — направляющий ролик; 12 — ось; 13 — подшипник; 14 — рычаг поворота

незначительные повреждения поверхностей штоков вызывают течь рабочей жидкости из цилиндров, поэтому надежность механизма является недостаточной.

Вследствие этого погрузочно-разгрузочное устройство автомобиля Т-130 в последующем было заменено более надежной конструкцией с дополнительными направляющими элементами, разгружающими штоки гидроцилиндров от изгибающих усилий (рис. 134). Такими элементами являются каретка (рис. 135) и

жестко закрепленные в раме направляющие 9, к которым приварены полосы из сегментной (полукруглой) стали для направления движения роликов каретки и увеличения жесткости направляющих. При перекатывании по сегментным полосам

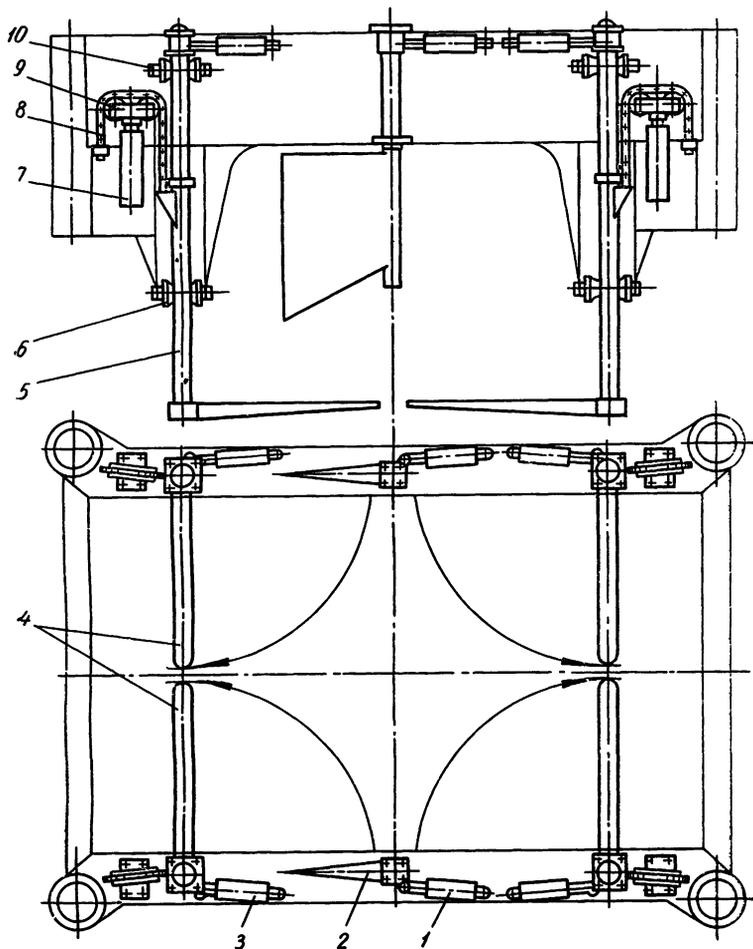


Рис. 136. Схема погрузочно-разгрузочного устройства с поворотными вилочными подхватами автомобиля Лукки СС:

1 — цилиндр механизма поджима; 2 — щиток механизма поджима; 3 — цилиндр механизма поворота; 4 — вилочный подхват; 5 — грузоподъемная поворотная штанга; 6 и 10 — направляющие ролики; 7 — цилиндр механизма подъема; 8 — грузоподъемная цепь; 9 — каретка

ролик 11 имеет возможность самоустанавливаться относительно направляющих. В результате перекосы каретки в направляющих, возникающие при подъеме груза, не влияют на направление

передачи усилий от роликов к полкам швеллеров. Такие направляющие отличаются высокой износостойкостью и обеспечивают нормальную работу кареток.

Боковые усилия, возникающие в основном при трогании автомобиля с места и торможении, воспринимаются катками 6, которые передают их на ребра швеллеров. Поворот грузоподъемной штанги 3, вращающейся во втулках 2 каретки, осуществляется рычагом 14. С гидроцилиндром механизма подъема каретка соединяется при помощи шарнирной резьбовой муфты 5.

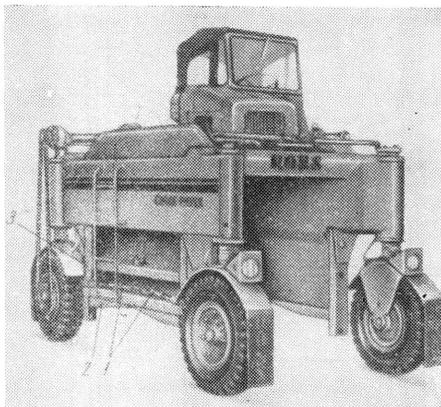


Рис. 137. Погрузочно-разгрузочное устройство с качающимися направляющими поворотных вилочных подхватов (автомобиль Кларк-Посс S-81-РН):

1 — гидроцилиндры механизма поворота; 2 — поворотный вилочный подхват; 3 — качающаяся направляющая механизма подъема

на щитков равна максимальной высоте перевозимого груза, погрузочно-разгрузочное устройство плотно зажимает груз со всех сторон, что предотвращает изменение формы груза при транспортировке.

Аналогичное устройство установлено на финском автомобиле Лукки СС (рис. 136) и американском Герлингер РF-30.

Погрузочно-разгрузочное устройство с качающимися направляющими поворотных штанг установлено на автомобилях Кларк-Посс S-81-РН (рис. 137). Отличительная особенность устройств этого типа заключается в том, что горизонтальные вилочные подхваты могут не только подниматься, опускаться и поворачиваться вокруг осей грузоподъемных штанг на 90° , но и отклоняться вместе с ними и их направляющими в стороны, облегчая наезд на груз и съезд с него автомобиля.

Как видно из рис. 137, поворот направляющих грузоподъемных штанг производится вокруг осей, закрепленных в крон-

штейнах лонжеронов рамы автомобиля. Поворот захватов осуществляется двумя парами гидроцилиндров двустороннего действия, соединенных с поворотными рычагами грузоподъемных штанг. Цилиндры и их трубопроводы предохраняют от повреждений при наезде на груз вертикальные щиты, неподвижно закрепленные под лонжеронами рамы между направляющими грузоподъемных штанг.

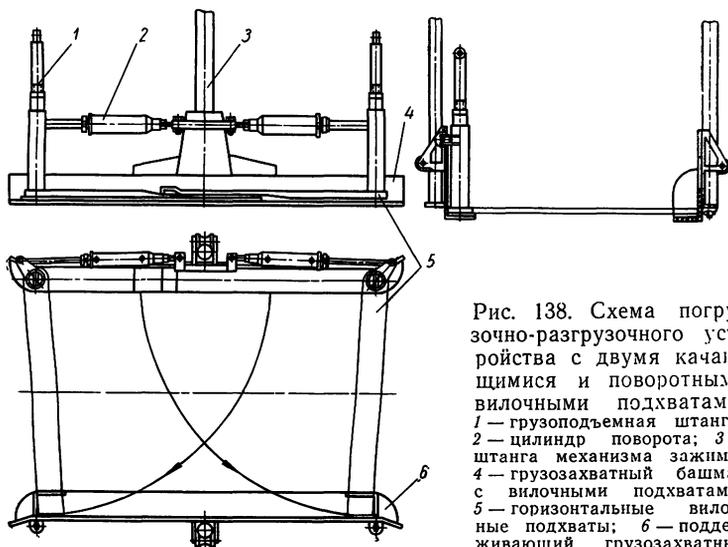


Рис. 138. Схема погрузочно-разгрузочного устройства с двумя качающимися и поворотными вилочными подхватами: 1 — грузоподъемная штанга; 2 — цилиндр поворота; 3 — штанга механизма зажима; 4 — грузозахватный башмак с вилочными подхватами; 5 — горизонтальные вилочные подхваты; 6 — поддерживающий грузозахватный башмак

Цилиндры, поднимающие и опускающие вилочные подхваты (на рис. 137 их не видно), закреплены на верхнем конце направляющих, расположенных внутри лонжеронов рамы, и отклоняются вместе с ними. Поскольку при отклонении подхватов наружу их верхний конец и цилиндры подъема наклоняются внутрь, ось качания направляющих смещена от внутренней вертикальной стенки лонжеронов наружу на расстояние, обеспечивающее возможность такого качания.

Несколько по-иному выполнено погрузочно-разгрузочное устройство этого типа, установленное на некоторых автомобилях Т-80 (рис. 138). В отличие от всех погрузочно-разгрузочных устройств с поворотными горизонтальными вилочными подхватами данное устройство имеет не четыре, а два подхвата 5. Подхваты смонтированы на левом грузозахватном башмаке, закрепленном на двух грузоподъемных штангах 1, которые так же, как грузоподъемные штанги правого башмака, могут отклоняться в сторону от продольной оси автомобиля. Для разведения башмаков в стороны служат две маятниковые штанги 3. Вилочные подхваты поворачиваются с помощью цилиндров 2, которые соеди-

нены с рычагами вертикальных гильз подхватов, надетых на грузоподъемные штанги. При движении штоков поворачиваются вертикальные гильзы и приваренные к ним подхваты 5. Во время наезда на груз подхваты ложатся на левый башмак (как показано на рис. 138), а в транспортном положении, поворачиваясь на 90°, перекрывают всю ширину портала. Сползание подхватов с башмаков в рабочем положении предотвращают упоры, приваренные к горизонтальной полке правого поддерживающего башмака 6.

Следует отметить, что погрузочно-разгрузочные устройства с поворотными горизонтальными вилочными подхватами целесообразно устанавливать на автомобилях, предназначенных для перевозки массовых грузов на постоянных маршрутах. Однако в настоящее время автомобили с устройствами этого типа еще недостаточно используются, хотя тенденции к расширению области их применения уже отчетливо наметились в нашей стране и за рубежом.

Приводы механизмов погрузочно-разгрузочных устройств

Приводы механизмов погрузочно-разгрузочных устройств порталных автомобилей состоят из механизма отбора мощности от двигателя, передачи и исполнительных механизмов. В некоторых порталных автомобилях привод механизма зажима груза осуществляется не от двигателя, а вручную при помощи системы тяг и рычагов. Приводы механизмов подъема большинства порталных автомобилей имеют еще направляющие системы, обеспечивающие строго вертикальное перемещение рабочих органов исполнительных механизмов. Приводы остальных механизмов погрузочно-разгрузочных устройств направляющих систем, как правило, не имеют.

Привод механизмов погрузочно-разгрузочных устройств автомобилей осуществляется или непосредственно от коленчатого вала двигателя, или через элементы трансмиссии (от коробки передач, реверс-редуктора и т. п.). Отбор мощности непосредственно от коленчатого вала двигателя получил наибольшее распространение, так как он позволяет производить такие операции с грузом, как подъем и спуск, а также подготовку к этим операциям при маневрировании автомобиля. У автомобилей с отбором мощности от элементов трансмиссии при выключении сцепления, весьма частом при маневрировании, отключается и привод погрузочно-разгрузочного устройства.

Исполнительные механизмы привода могут быть различными: в виде подвижного винта и неподвижной вращающейся гайки; качающегося коленчатого рычага с закрепленным в раме средним шарниром; гидроцилиндра и т. п. Направляющие системы состоят из жестко закрепленных в раме неподвижных

направляющих (швеллеров, труб, уголков и т. п.) и подвижных элементов (ползунов, кареток и т. п.), соединенных непосредственно с грузоподъемными штангами.

По способу соединения исполнительных механизмов с подвижными элементами направляющей системы механизма подъема все известные конструкции сводятся к двум основным схемам: с шарнирным соединением и гибкой связью (рис. 139).

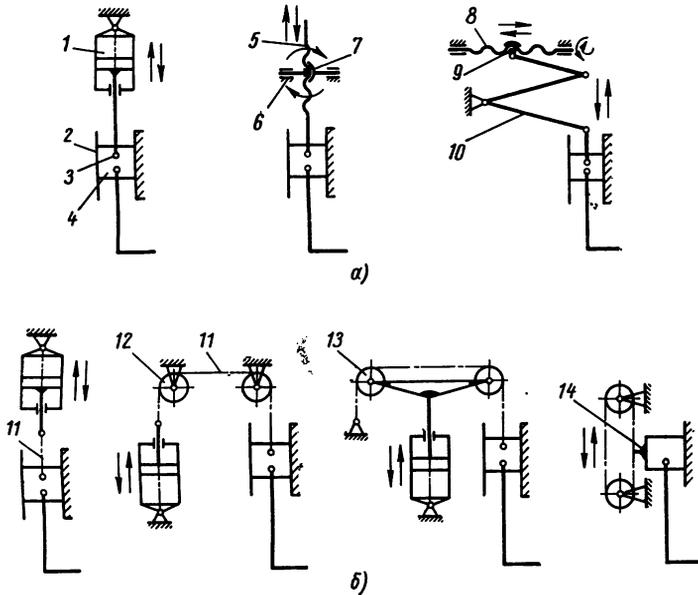


Рис. 139. Способы соединения исполнительных механизмов с подвижными элементами направляющих систем механизмов подъема:

а — шарнирное; б — с гибкой связью: 1 — гидроцилиндр; 2 — неподвижные направляющие; 3 — шарнир; 4 — подвижный элемент; 5 — грузоподъемный винт; 6 — опорный подшипник; 7 — неподвижная гайка; 8 — тяговый винт; 9 — подвижная гайка; 10 — коленчатый рычаг; 11 — гибкое звено, 12 — неподвижный ролик; 13 — подвижный ролик; 14 — неподвижное соединение

При шарнирном соединении подвижный направляющий элемент механизма подъема (ползун, каретка и т. п.), воспринимающий все боковые усилия, возникающие при подъеме и опускании грузозахватных устройств, соединяется с исполнительным механизмом привода этого механизма (винтом, тягой, штоком гидроцилиндра, коленчатым рычагом, зубчатой рейкой и т. п.) с помощью шарнира, обычно цилиндрического пальца, который обеспечивает необходимые взаимные смещения.

Гибкая связь предусматривает наличие в кинематической схеме привода таких элементов, как тяговая или втулочно-ро-

ликовая цепь, реже трос, которые одним концом соединяются с подвижным направляющим элементом механизма подъема, а другим — непосредственно с исполнительным механизмом привода или с рамой. В последнем случае исполнительный механизм привода в зависимости от вида гибкого элемента имеет звездочки или ролики. Гибкий элемент, огибая ролики или звездочки, передает усилие через направляющий элемент на грузоподъемную штангу (см. рис. 126).

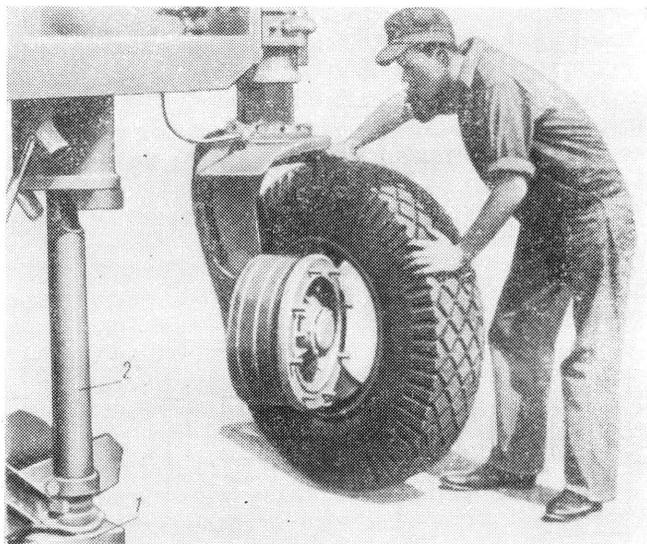


Рис. 140. Использование механизма подъема при смене колес автомобиля:

1 — подставка; 2 — грузоподъемная штанга

В некоторых конструкциях подвижный направляющий элемент вместе с грузоподъемной штангой присоединен к цепи, схватывающей две звездочки, расположенные по концам неподвижных направляющих, закрепленных в раме (см. рис. 130).

Шарнирное соединение более целесообразно, чем гибкая связь, так как дает возможность принудительно опускать грузозахватные устройства с необходимой скоростью. Кроме того, шарнирное соединение позволяет использовать грузоподъемный механизм для подъема автомобиля. Возможность производить подъем автомобиля с помощью погрузочно-разгрузочного устройства значительно улучшает эксплуатационные качества портальных автомобилей и широко применяется при смене колес, преодолении временных препятствий и т. п. целей (рис. 140).

Соединение при помощи гибкой связи лишает порталный автомобиль этих достоинств, поэтому эту связь не следует применять на вновь проектируемых автомобилях.

На отечественных и зарубежных порталных автомобилях применяются механический (с сервоусилителем механизма зажима или без него), гидравлический и гидромеханический приводы, которые обеспечивают прямое (подъем и установка в транспортное положение) и обратное (опускание, разведение в стороны или поворот) движение грузозахватных устройств (башмаков или вил).

Механический привод

Механический привод порталных автомобилей используется только для подъема и опускания грузозахватных башмаков.

Известно много различных конструкций механических приводов механизмов подъема порталных автомобилей, но все они, как правило, состоят из механизма отбора мощности, реверсивного устройства (иногда их конструктивно объединяют в

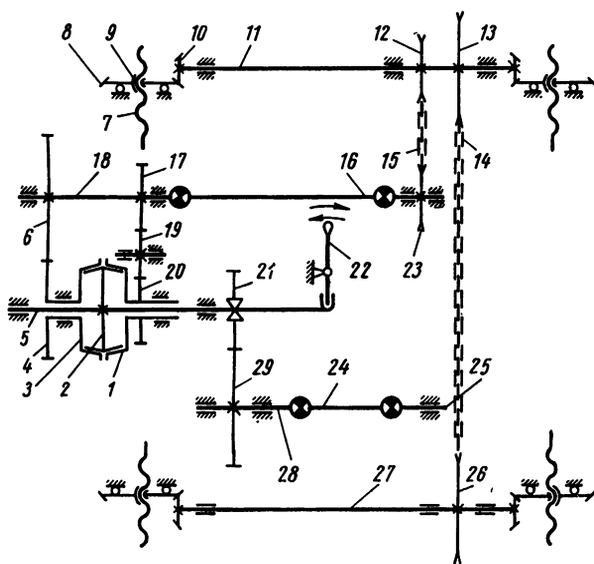


Рис. 141. Кинематическая схема механического привода автомобиля Валмет III—IV:

1 — правый ведомый конус; 2 — ведущий двусторонний фрикционный конус; 3 — левый ведомый конус; 4 и 20 — ведущие шестерни; 5 — вал ведущего конуса; 6, 8, 17 — ведомые шестерни; 7 — грузоподъемный винт; 9 — гайка ведомой шестерни; 10 — коническая ведущая шестерня; 11, 27 и 28 — валы; 12 и 26 — ведомые звездочки; 13 и 23 — ведущие звездочки; 14 и 15 — цепи; 16 и 24 — карданные передачи; 18 — ведомый вал; 19 — промежуточная шестерня; 21 — ведомая шестерня привода; 22 — рычаг механизма переключения; 25 — коленчатый вал двигателя; 29 — ведущая шестерня привода

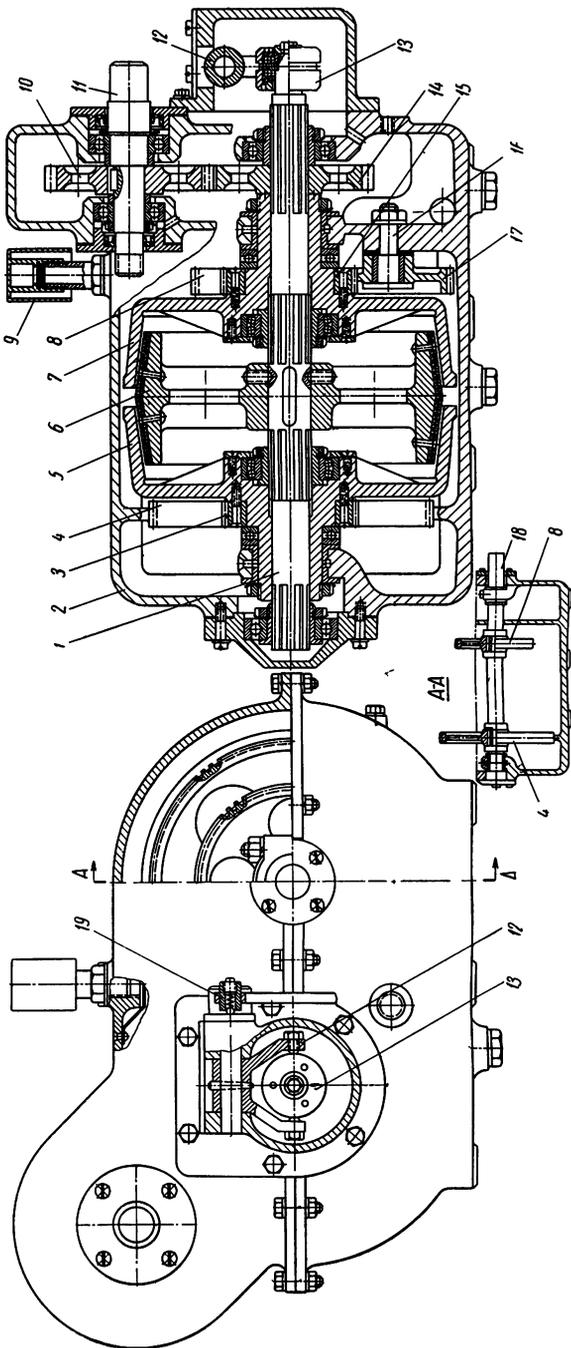


Рис. 142. Механизм отбора мощности автомобиля Валмет III—IV:

1 — вал ведущего конуса; 2 — картер; 3 — ведущая шестерня левого ведомого конуса; 4 — левая ведомая шестерня; 5 — левый ведомый конус; 6 — ведущий двусторонний фрикционный конус; 7 — правый ведомый конус; 8 — правая ведомая шестерня; 9 — сапун; 10 — ведущая шестерня привода; 11 — ведущий вал; 12 — вилка механизма переключения; 13 — опорная муфта механизма переключения; 14 — ведущая шестерня привода; 15 — ведущая шестерня промежуточной шестерни; 16 — ось промежуточной шестерни; 17 — промежуточная шестерня; 18 — ведомый вал; 19 — фиксатор

один узел), трансмиссии, исполнительных органов, управления и автоматического выключения.

Отбор мощности при помощи механизма с реверсивным конусным фрикционом применен на порталных автомобилях Валмет (рис. 141 и 142).

Ведущий вал 11 (рис. 142) механизма, соединенный карданной передачей с коленчатым валом двигателя, через шестерни 10 и 14 с косыми зубьями приводит во вращение вал 1, на кото-

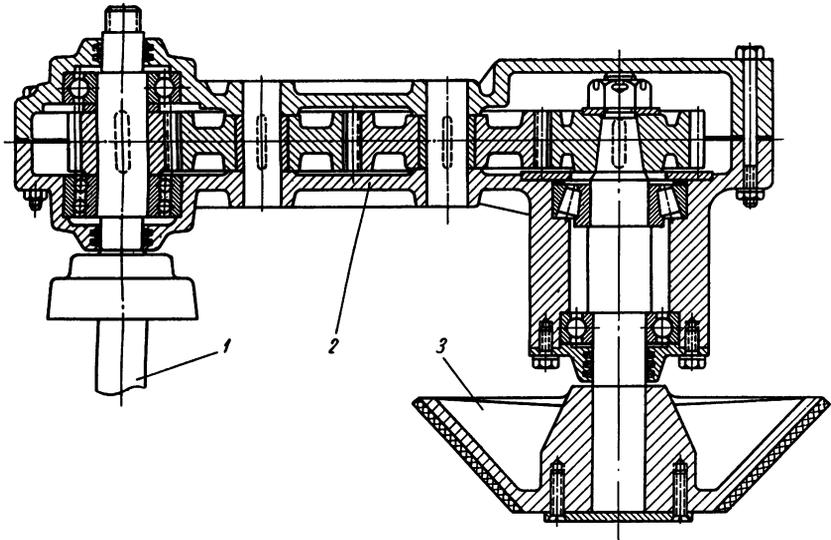


Рис. 143. Механизм отбора мощности автомобиля «Соломбалец» 5-С-2: 1 — соединительный вал; 2 — редуктор; 3 — ведущий конус реверсивного фрикциона

ром неподвижно закреплен ведущий двусторонний конус 6 с фрикционными накладками. При осевом перемещении вала 1 конус входит в зацепление с правым 7 или с левым 5 ведомым чугунным конусом, которые посредством шестерен 3 и 4 или шестерен 15, 17 и 8 передают вращение ведомому валу 18, соединенному с трансмиссией механизма подъема. Перемещение вала 1 производится при помощи вилки 12 механизма переключения, связанного тягами с рычагом управления, установленным у сиденья водителя.

На автомобилях «Соломбалец» 5-С-2 отбор мощности производится также от переднего конца коленчатого вала (рис. 143), через соединительный вал 1 и редуктор 2, а реверсирование осуществляется конусным фрикционом 3, от которого вращение втулочно-роликовыми цепями передается на правый и левый грузоподъемные валы. Валы приводят во вращение четыре ко-

конических редуктора. В ведомых шестернях редукторов установлены гайки, поднимающие грузоподъемные винты, соединенные с ползунами грузоподъемных штанг.

Определенный интерес представляет механический привод грузоподъемного механизма автомобиля Р. С. Л., в котором отбор мощности осуществляется от коленчатого вала двигателя при помощи редуктора с цепной передачей (рис. 144).

Более сложную конструкцию имеет механический привод механизма подъема автомобилей Валмет III—IV (рис. 145).

Механизм подъема груза приводится в движение от механизма отбора мощности при помощи вала 4. На заднем конце вала закреплена звездочка, соединенная втулочно-роликовой цепью со звездочкой 15 правого грузоподъемного вала, от которого вращение цепью 17 передается левому грузоподъемному валу 19. На концах валов имеются конические шестерни 29, которые находятся в зацеплении с большими горизонтальными коническими шестернями 28. Горизонтальные конические шестерни насажены на бронзовые гайки, установленные в опорных шарикоподшипниках. Вращаясь, гайки приводят в движение вертикальные грузоподъемные винты 13.

На нижние концы грузоподъемных винтов накручены ползуны 14, движущиеся в сварных направляющих 9 (полках двух параллельных уголков), к которым шарнирно прикреплены грузоподъемные штанги 10.

Управление механизмом подъема осуществляется рычагом 16, расположенным справа от водителя. От рычага управления усилие при помощи тяг передается на вилку реверсивного устройства механизма отбора мощности. Ход грузоподъемных штанг в этом механизме регулируется ограничителем.

Привод механизма зажима груза в автомобилях Валмет осуществляется вручную. При перестановке рычага управления 20, укрепленного на раме 8, поворачивается эксцентриковый замок, установленный между левой штангой и тягой 23, который запирает систему в одном из крайних положений. Замок связан с рычагом управления тягой 22, системой рычагов, втулочно-роликовой цепью и звездочкой. В ранних конструкциях механизм зажима фиксации штанг механизма зажима в двух крайних положениях осуществлялась с помощью защелки и сектора на рычаге управления. При такой конструкции все усилия, возникающие в механизме зажима, воспринимались рычагом управления.

Привод механизма погрузочно-разгрузочного устройства автомобилей Хайстер в принципе не отличается от описанного выше, хотя имеет гибкую связь и конструктивно выполнен иначе. Подъем и опускание грузозахватных багмаков, соединенных с грузоподъемными штангами, в этом устройстве производятся при помощи четырех замкнутых втулочно-роликовых цепей.

Каждая цепь соединена с ползуном, который движется в прямоугольных направляющих, приваренных к раме. К этим же ползунам пальцами присоединены верхние головки грузоподъемных штанг. Ведущие звездочки, расположенные на раме, попарно связаны между собой промежуточными валами, которые, в свою очередь, при помощи шлицевых муфт присоединены к редукторам, приводимым во вращение от механизма отбора мощности. Ведомые звездочки в кронштейнах закреплены в нижней части направляющих. Для натяжения цепи служат отверстия продолговатой формы в прижимной пластине неподвижных направляющих, к которой крепится кронштейн оси ведомой звездочки. При вращении ведущая звездочка перемещает цепь, осуществляя подъем ползуна и присоединенной к нему грузоподъемной штанги.

Ведомые звездочки в кронштейнах закреплены в нижней части направляющих. Для натяжения цепи служат отверстия продолговатой формы в прижимной пластине неподвижных направляющих, к которой крепится кронштейн оси ведомой звездочки. При вращении ведущая звездочка перемещает цепь, осуществляя подъем ползуна и присоединенной к нему грузоподъемной штанги.

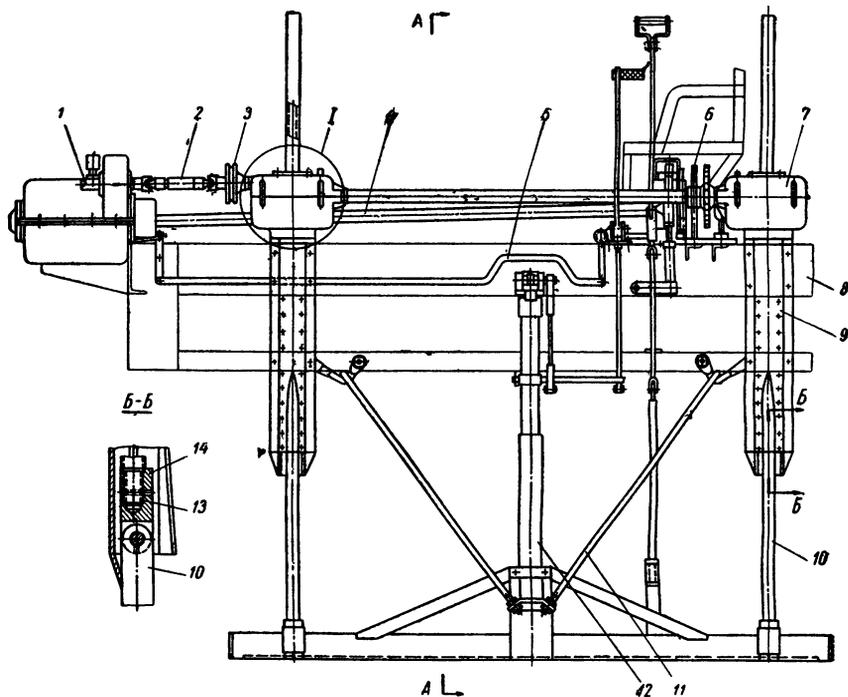
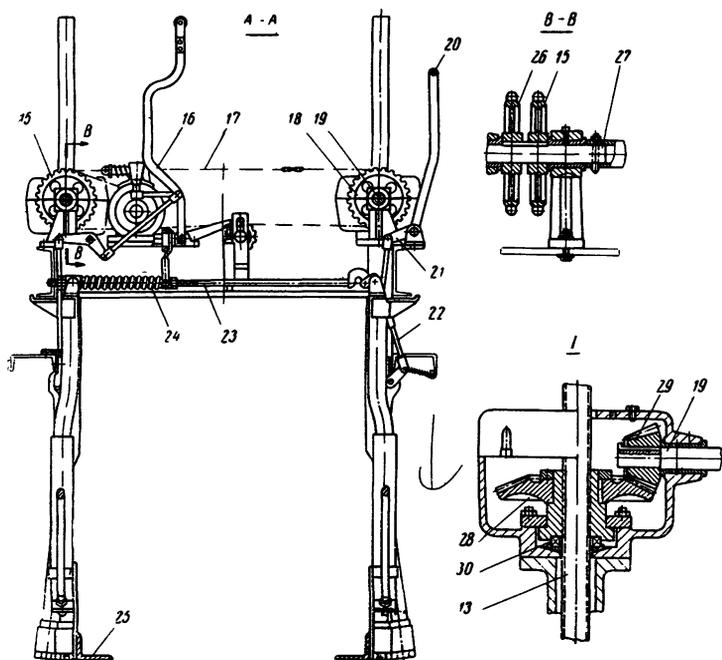


Рис. 145. Погрузочно-разгрузочное устройство с механическим приводом механизма зажима груза (автомобиль

1 — механизм отбора мощности; 2 — карданная передача привода механизма отбора мощ; 6 — ведущая звездочка; 7 — редуктор механизма подъема; 8 — рама; 9 — направляющие; зоподъемный винт; 14 — ползун; 15 — ведомая звездочка грузоподъемного правого вала; дочка левого грузоподъемного вала; 19 — левый грузоподъемный вал; 20 — рычаг управ тяга механизма зажима; 24 — пружина; 25 — грузозахватный башмак; 26 — звездочка ня; 29 — ведущая шестерня.

Разведение штанг механизма зажима в стороны и установка их в рабочее положение осуществляется вручную, но так как механизм с ручным приводом требует от водителя приложения больших физических усилий, на автомобилях Хайстер применен сервомеханизм вакуумного типа, снижающий эти усилия. Цилиндр сервомеханизма соединен со впускным трубопроводом двигателя и работает за счет создаваемого в нем разрежения. Аналогичный сервомеханизм использован и на американских автомобилях Росс-90.

Несколько иную конструкцию имеет механический привод механизма подъема автомобилей Вилламет (рис. 146). На этих автомобилях грузоподъемные штанги 7 грузозахватных башмаков 8 шарнирно прикреплены к четырем коленчатым рычагам 2, которые через серьгу 6 соединены с гайкой 1, передвигающейся по горизонтально расположенному винту 5. При враще-



механизма подъема и ручным приводом
Валмет III—IV):

ности: 3 — шкив двигателя; 4 — вал привода; 5 — тяга управления механизмом подъема; 10 — грузоподъемная штанга; 11 — растяжка; 12 — штанга механизма зажима; 13 — грузозахватный башмак; 14 — тяга управления механизмом зажима; 15 — рычаг управления механизмом подъема; 16 — втулочно-роликовая цепь; 17 — звездочка механизма зажима; 18 — вилка; 19 — тяга управления механизмом зажима; 20 — правый грузоподъемный вал; 21 — левый грузоподъемный вал; 22 — опорный подшипник

нии винта гайка, двигаясь в ту или другую сторону, через серьгу поворачивает коленчатый рычаг, поднимая или опуская подвешенный к нему грузозахватный башмак. По характеру основных ведущих органов этот механизм относится к числу винтовых.

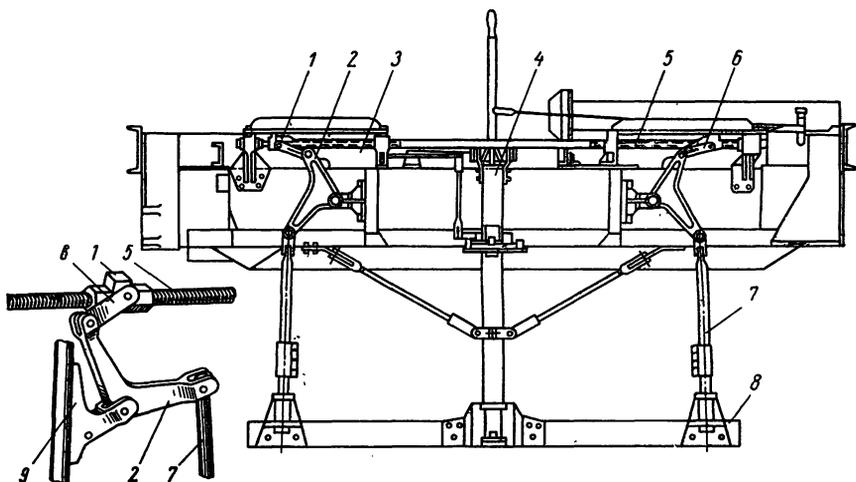


Рис. 146. Погрузочно-разгрузочное устройство с механизмом подъема без направляющих (автомобиль Вилламет):

1 — гайка; 2 — коленчатый рычаг; 3 — рама; 4 — штанга механизма зажима; 5 — винт; 6 — серьга; 7 — грузоподъемная штанга; 8 — грузозахватный башмак; 9 — кронштейн

Гидропривод

Гидропривод получил в последнее время наибольшее распространение, так как он обеспечивает работу не только механизмов погрузочно-разгрузочного устройства, но и различных дополнительных механизмов и устройств (гидроусилителей рулевого управления, поворотных стрел и т. д.). Кроме того, гидропривод обладает большей компактностью и меньшей металлоемкостью, чем механический привод.

Гидроприводы порталных автомобилей по способу передачи усилия к рабочему органу могут быть отнесены к объемным гидроприводам, так как в них рабочая жидкость используется для передачи давления от ведущего органа (насоса) к ведомому (цилиндру).

Циркуляция рабочей жидкости в гидроприводах порталных автомобилей осуществляется открытым потоком (отработанная жидкость возвращается в бак, из которого снова засасывается насосом). Таким образом, при работающем насосе и не включенных цилиндрах жидкость непрерывно движется по кругу.

При установке золотников управления гидроцилиндрами в рабочее положение, путь жидкости по каналам, предназначенным для ее слива, перекрывается соответствующим пояском золотника. Одновременно другие пояски золотника открывают путь жидкости, нагнетаемой насосом в гидроцилиндр, и соединяют вторую полость гидроцилиндра со сливной магистралью.

Для предупреждения неисправностей гидропривода, которые могут возникнуть в результате чрезмерного повышения в нем давления, служит редуционный клапан, обычно встроенный в корпус гидрораспределителя. При наибольшем давлении в гидроприводе вся жидкость, подаваемая насосом, перепускается через клапан в бак.

В табл. 51 приведены марки рабочих жидкостей — масел, применяемых в гидроприводах отечественных автомобилей.

Таблица 51

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах автомобилей

Марка масла	Вязкость при 50 °С		Температура в °С		Объемный вес в г/см ³ при 20 °С	Диапазон рабочих температур в °С
	кинематическая в септ	условная в град	застывания	вспышки		
Индустриальное 20 (веретенное 3), 1707—51	17—23	2,6—3,31	—20	+170	0,881—0,901	От 0 до +90
Турбинное 22 (турбинное Л) 32—53	20—23	2,9—3,2	—15	+180	0,901	От +5 до +50
Индустриальное 12 (веретенное 2) 1707—51	10—14	1,86—2,26	—30	+165	0,876—0,891	От —30 до +40
Веретенное АУ, 1642—50	12—14	2,05—2,26	—45	+163	0,888—0,896	От —40 до +60
Трансформаторное, 982—68	9,6	1,8	—45	+135	0,886	От —35 до +90
АМГ-10, 6794—53	10	—	—70	+92	—	От —60 до +60

Основные данные гидроцилиндров, гидрораспределителей и предохранительных клапанов и резервуаров (баков) для рабочей жидкости приведены в табл. 52—55.

Принципиальные и конструктивные схемы. Гидропривод погрузочно-разгрузочных устройств порталных автомобилей должен обеспечивать синхронное движение всех грузоподъемных штанг независимо от нагрузки, приходящейся на каждую из них. Это условие вызвано тем, что груз на автомобиле, как

Основные данные по гидроцилиндрам привода механизма подъема автомобилей

Наименование	Т-60 и Т-60М	Т-80, Т-130	Т-110	Т-80А, Т-140, Т-150	Лукки I—VI	Лукки моделей I—VII и IV-57
Тип цилиндра	Поршневой двустороннего действия				Плунжерный одностороннего действия	
Количество цилиндров	Один				Четыре	
Внутренний диаметр цилиндра в мм	165	140	160	140	120; 110; 89,8; 61,9	150; 135,2; 118,5; 99,1
Наружный диаметр штока в мм	45	45	45	45	2—65; 2—46	65
Ход поршня в мм	285	500	510	500	300	300
Уплотнения: поршня	Чугунные кольца	Резиновые манжеты елочного типа		Резиновые манжеты U-образного типа		
штока	Резиновые манжеты елочного типа			Резиновые манжеты U-образного типа		Резиновые манжеты елочного типа
крышек	Медные кольца трубчатого сечения	Резиновые кольца круглого сечения				

Таблица 53

Основные данные по гидроцилиндрам привода механизма зажима порталных автомобилей

Наименование	Т-80, Т-80А, Т-140, Т-150	Т-110	Лукки I—VI	Лукки моделей I—VII и IV-57
Тип цилиндра	Поршневой двустороннего действия			
Количество цилиндров	Один			
Внутренний диаметр цилиндра в мм	65	80	45	45
Наружный диаметр штока в мм	45	60	20	20
Уплотнения: поршня	Резиновые манжеты елочного типа		Резиновые манжеты чашечного типа	Резиновые кольца круглого сечения
штока	Резиновые манжеты елочного типа			
крышек	Резиновые кольца круглого сечения			

Основные данные распределителей и предохранительных клапанов гидроприводов автомобилей

Наименование	Т-60 и Т-60М	Т-80 и Т-110	Луки Т-VI	Луки ТВ-57	Т-80А, Т-140	Т-130	Т-150
Тип распределителя	Золотниковый секционный				Клапанно-золотниковый моноблочный		
Число золотников в распределителе	1	2	2	2	3*	3	3*
Диаметр рабочего пояса золотника в мм	32	32	25	25	25	25	25
Тип клапанов:							
предохранительного	Конусный				Шариковый		
перепускного	Нет				Золотниковый		
Давление перепуска через клапан номинального расхода жидкости в кг/см ²	85	85	90	95	130	130	130
* Используются два золотника.							

правило, размещается несимметрично и неравномерная нагрузка на грузоподъемные штанги, не имеющие между собой жесткой связи, может привести к перекосам в направляющих элементах.

Основное распространение в гидроприводах порталных автомобилей получила схема с четырьмя последовательно соединенными цилиндрами механизма подъема, которая наиболее просто обеспечивает синхронность движения штоков и упрощает управление цилиндрами.

Основной недостаток этой схемы заключается в том, что диаметр первого цилиндра выбирается из предположения, что вес груза приходится на этот цилиндр, вследствие чего его размеры больше размеров цилиндров, соединенных параллельно. Однако применение параллельного соединения цилиндров механизма подъема в настоящее время ограничивается трудностью обеспечения синхронности движения штоков.

Попытки создания простых синхронизирующих устройств не увенчались успехом, а устройства, успешно работающие в авиации, недостаточно просты для использования их на порталных автомобилях.

Ниже рассмотрена схема гидропривода автомобиля Т-80 с четырьмя последовательно соединенными гидроцилиндрами механизма подъема и независимо действующим гидроцилиндром механизма зажима (рис. 147). В этой схеме преобразователем механической энергии в гидравлическую служит шестеренчатый

Основные данные резервуаров для рабочей жидкости гидроприводов

Наименование	Т-60	Т-80, Т-140	Т-130	Т-60М	Т-110	Т-150	Шорланд мо- делей 20 и 21	Лукки моде- лей 1-У1 и 1В-57
Резервуар для рабочей жидкости	Сварной бак из листовой стали толщиной 1,5 мм					Внутренняя полость передней траверсы	Сварной бак из алюминиевого сплава толщиной 2 мм	
Расположение бака	Под сиденьем водителя		Под сиденьями		Над правым лонжероном	Внутри правого лонжерона		
Емкость резервуара в л:								
полная	130	85	75	100	90	80	72	16
рабочая	100	75	65	85	75	65	60	14
Фильтрующие элементы ¹ :								
Сетчатый фильтр	В заливной горловине			В заливной горловине и перегородке		В заливной горловине		Во всасывающем патрубке
магнит (размещен в сливной пробке)	Один			Два	Один	Два		—

¹ На автомобилях Шорланд, моделей 20 и 21 для очистки рабочей жидкости, кроме указанных фильтрующих элементов, применяется дополнительный фильтр в отдельном корпусе.

насос 4, который, всасывая масло из бака 7, нагнетает его через распределитель 3 в нижнюю полость цилиндра механизма подъема 2, в результате чего поршень перемещается вверх и вытесняет находящееся над ним масло в нижнюю полость второго цилиндра. Поршень этого цилиндра перемещается одновременно с этим вверх, а находящееся над поршнем масло поступает в нижнюю полость третьего грузоподъемного цилиндра и т. д.

Для унификации грузоподъемных цилиндров (рис. 148) в конструкцию каждого из них введен фальшшток, уравнивающий кольцевые площади в пространстве над поршнем и под ним. В связи с этим рабочие объемы в обеих полостях цилиндров при равных ходах поршней также равны и при полностью заполненной маслом системе все четыре поршня перемещаются одновременно вверх на одинаковую величину.

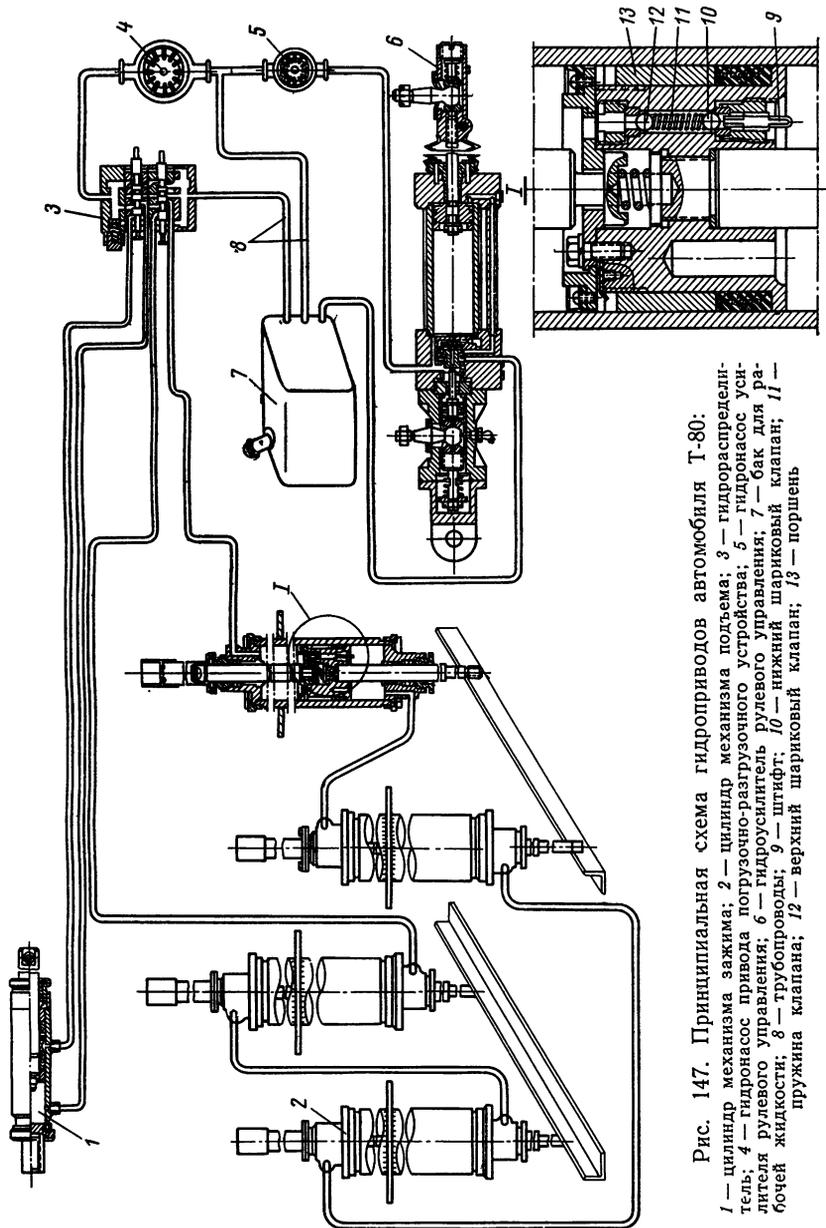


Рис. 147. Принципиальная схема гидроприводов автомобиля Т-80:
 1 — цилиндр механизма зажима; 2 — цилиндр механизма подъема; 3 — гидрораспределитель; 4 — гидронасос привода погрузочно-разгрузочного устройства; 5 — гидронасос усилителя рулевого управления; 6 — гидросилитель рулевого управления; 7 — бак для рабочей жидкости; 8 — грубооборуды; 9 — штифт; 10 — нижний шариковый клапан; 11 — пружина клапана; 12 — верхний шариковый клапан; 13 — поршень.

Таким образом, при последовательном соединении цилиндров и равенстве объемов обеих полостей обеспечивается синхронность движения штоков у всех четырех цилиндров, независимо от нагрузки, приходящейся на каждый из них.

При перемещении золотника гидрораспределителя в положение, соответствующее опусканию груза, поршни, а вместе с ними и грузоподъемные штанги, движутся вниз.

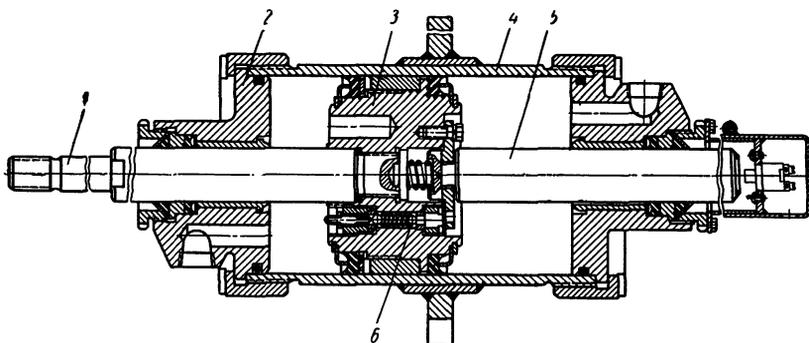


Рис. 148. Цилиндр механизма подъема автомобиля Т-80А:

1 — шток; 2 — крышка; 3 — поршень; 4 — гильза; 5 — фальшшток; 6 — перепускной клапан

Для предупреждения значительных отставаний или опережений в движении штоков отдельных цилиндров, которые могут получиться в результате утечек через уплотнения в цилиндрах, служат перепускные шариковые клапаны 10 и 12 (см. рис. 147), установленные в поршнях. Когда поршень занимает крайнее нижнее положение, клапаны автоматически открываются, и рабочая жидкость перетекает из верхней полости в нижнюю.

Если поршень одного из цилиндров займет крайнее нижнее положение, шариковый клапан 10, упираясь в штифт 9, отжимается от седла, а так как насос продолжает подавать рабочую жидкость в систему, то поршни остальных цилиндров продолжают опускаться вниз. При установке одного из этих поршней в нижнее положение в его цилиндре начинает увеличиваться давление жидкости, под действием которого отжимается верхний шариковый клапан 12, открывающий путь жидкости в последующие цилиндры или в бак.

Таким образом, после каждого двойного хода цилиндров при крайнем нижнем положении поршней происходит выравнивание хода штоков.

При подаче жидкости для подъема штоков верхние клапаны 12 в поршнях цилиндров под действием пружины 11 и давле-

ния жидкости автоматически закрываются, и подъем штоков у всех цилиндров начинается одновременно.

Для уменьшения скорости опускания груза до величины, безопасной для груза и механизма, и предупреждения самопроизвольного его опускания во время движения вследствие утечек рабочей жидкости через золотник гидрораспределителя на некоторых порталных автомобилях (например на автомобилях Т-140, Т-110, Т-150 и др.), в которых используется гидропривод с последовательным соединением цилиндров, между нижней полостью первого цилиндра и гидрораспределителем

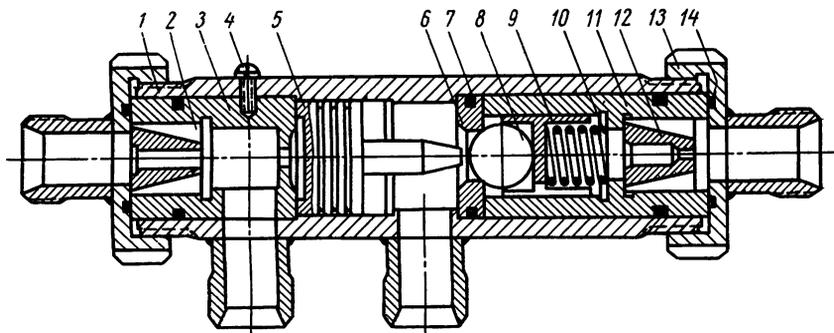


Рис. 149. Дроссельный и запорный клапаны автомобиля Т-140:

1 — корпус; 2 и 12 — дроссельные клапаны; 3 — передний стакан; 4 — стопорный винт; 5 — плунжер; 6 — седло; 7 и 14 — уплотнительные кольца; 8 — запорный шарик; 9 — ползун; 10 — пружина; 11 — задний стакан; 13 — крышка

установлен дроссельный клапан, смонтированный в одном корпусе с запорным клапаном (рис. 149). Корпус 1 клапанов представляет собой трубу, к которой приварены два штуцера, соединенные шлангами с гидрораспределителем, и две пластины (на рис. 149 не показаны) для крепления корпуса клапанов к раме автомобиля.

Внутри корпуса 1 расположены задний стакан 11 дроссельного клапана 12 и седло 6 запорного шарика 8. Запорный шарик помещается в подвижном цилиндрическом ползуне 9, на боковой поверхности которого вдоль образующей профрезерованы параллельно три паза, обеспечивающие свободное перетекание рабочей жидкости. Запорный шарик через ползун поджимается к седлу 6 пружиной 10. В корпусе находятся также плунжер 5 с толкателем меньшего диаметра и передний стакан 3 дроссельного клапана 2. Стакан 3 фиксируется в корпусе винтом 4.

С торцов корпус имеет две одинаковые крышки 13 с приваренными к ним штуцерами, к которым подсоединяются трубопроводы первого (со стороны дроссельного клапана 12) и чет-

вертого цилиндров механизма подъема. Для уплотнения элементов клапанов установлены резиновые кольца 7 и 14 круглого сечения.

Клапан 12 служит для уменьшения скорости опускания груза, а клапан 2 — для создания давления в полости переднего стакана 3, необходимого для открытия запорного шарика 8 с помощью плунжера 5 при опускании груза.

Оба клапана одностороннего действия, одинаковой конструкции и могут свободно перемещаться вдоль оси. Осевые перемещения их ограничиваются торцами крышек 13 и кольцевыми буртиками в стаканах 3 и 11. В центре каждого клапана просверлено небольшого диаметра дросселирующее отверстие, а на цилиндрической поверхности профрезерованы шесть равномерно расположенных по окружности канавок.

При подъеме груза под давлением рабочей жидкости, поступающей из распределителя, запорный шарик 8 вместе с ползуном 9 отходит от седла 6, сжимая пружину 10. Поток рабочей жидкости, устремляясь к дроссельному клапану 12, перемещает его до упора в крышку и через наружные канавки и центральное отверстие поступает в нижнюю полость первого цилиндра беспрепятственно, поскольку суммарная площадь сечений канавок и отверстия дроссельного клапана равна площади проходного сечения трубопроводов. Одновременно из верхней полости четвертого цилиндра рабочая жидкость вытесняется в передний стакан, прижимая дроссельный клапан 2 к буртику в стакане, и далее через трубопровод в сливную полость гидрораспределителя. Дроссельный клапан 2 также не создает сопротивления для прохода жидкости, вытесняемой из верхней полости четвертого цилиндра, так как в этот момент рабочая жидкость проходит по наружным канавкам и центральному отверстию. Плунжер 5 при подъеме груза прижат к внутреннему торцу переднего стакана 3.

При опускании груза рабочая жидкость направляется в верхнюю полость четвертого цилиндра. При этом дроссельные клапаны 2 и 12, сдвигаясь, занимают такое положение, при котором их наружные канавки перекрыты, и рабочая жидкость проходит только через центральные отверстия, в результате чего скорость опускания груза уменьшается. Одновременно с дроссельными клапанами вследствие увеличения давления в полости переднего стакана 3 перемещается до упора в кольцевой выступ в корпусе плунжер 5, отжимая толкателем запорный шарик 8 и открывая выход рабочей жидкости из нижней полости первого цилиндра.

С прекращением подачи жидкости запорный шарик под действием пружин и давления в системе, создаваемого силой тяжести груза и подвижных частей механизма, садится в седло 6, а плунжер 5 возвращается в первоначальное положение.

Штоки гидроцилиндров очень чувствительны к перекосам, поэтому на всех автомобилях с гидроприводом механизма подъема устанавливают направляющие системы. Они могут иметь различную конструкцию. На рис. 150 изображена направляющая система механизма подъема автомобиля Т-140. Аналогичную направляющую систему имеет механизм подъема авто-

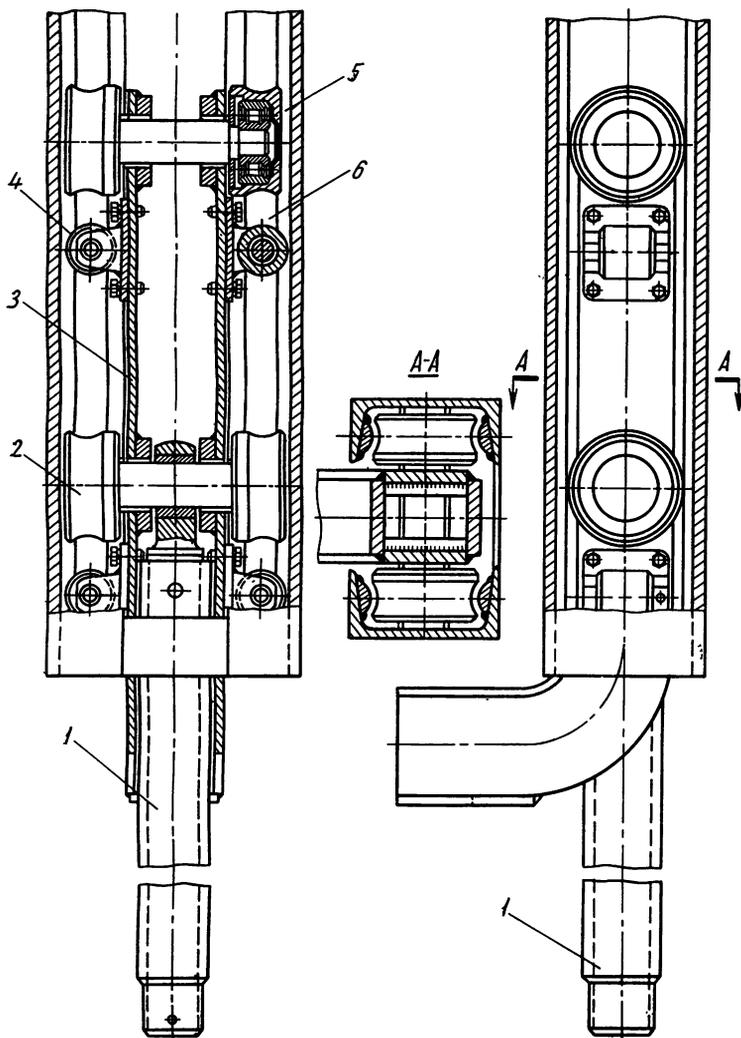


Рис. 150. Направляющая система механизма подъема автомобиля Т-140:

1 — грузоподъемная штанга; 2 — направляющий ролик; 3 — остов каретки; 4 — каток; 5 — направляющий швеллер; 6 — сегментные полосы

мобиль Т-130. По-иному решена направляющая система механизма подъема погрузочно-разгрузочного устройства автомобилей Лукки (см. рис. 126), которая состоит из гильзы, ползуна и тяговой цепи. При подъеме и опускании грузозахватных башмаков ползун 3, соединенный с грузоподъемной штангой 2, скользит в цилиндрической направляющей (на рисунке не показана), неподвижно закрепленной в раме. Чтобы грузоподъемные штанги 2 могли отклоняться в стороны на любой высоте, в каждой направляющей имеется вертикальная прорезь, длина которой равна ходу грузоподъемных штанг.

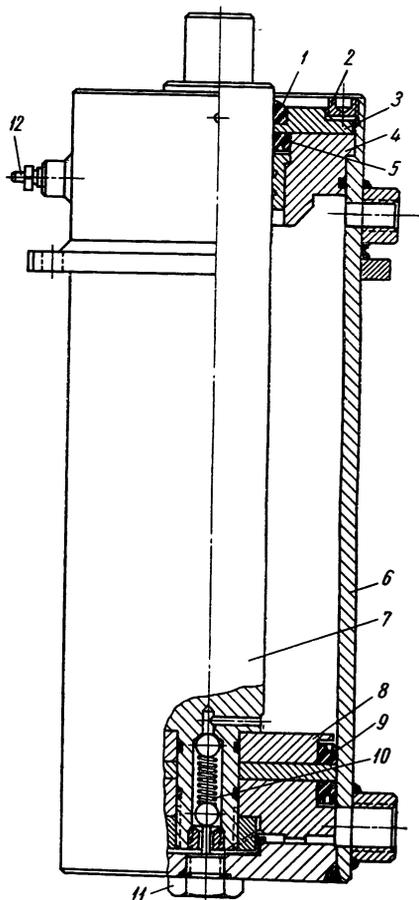


Рис. 151. Цилиндр механизма подъема автомобиля Лукки I—VII:

1 — грязеуловитель; 2 — гайка; 3 — крышка грязеуловителя; 4 — крышка; 5 — уплотнение; 6 — гильза; 7 — шток; 8 — поршень (составной); 9 — уплотнение поршня; 10 — перепускной клапан; 11 — упор клапана; 12 — пробка для удаления воздуха

В верхней части ползуна закреплен подвижный конец тяговой цепи 5, второй конец которой соединен с нижней панелью лонжерона рамы. Под цепью установлен гидроцилиндр 4 одностороннего действия, на штоке которого укреплена каретка 6 с двумя роликами. При подъеме штока цепь, перекачиваясь по роликам каретки, поднимает ползун и связанную с ним грузоподъемную штангу. Опускание грузоподъемных башмаков происходит под действием их веса при соединении полости цилиндра со сливной магистралью. Для уменьшения скорости опускания башмаков служит дроссельный клапан одностороннего действия, установленный в первом цилиндре. Этот клапан ограничивает поток рабочей жидкости, вытесняемой из цилиндра при опускании плунжера. При нагнетании рабочей жидкости в цилиндр клапан дросселя перемещается, открывая отверстия

большого сечения, и не создает сопротивления в магистрали, вследствие чего он не влияет на скорость подъема груза.

При такой схеме привода механизма подъема скорость движения грузоподъемной штанги в 2 раза превышает скорость движения штока, хотя усилие на штоке в 2 раза превышает вес, приходящийся на грузоподъемную штангу (без учета потерь в механизме). Это позволяет применять гидронасосы меньшей производительности. На меньшую производительность могут

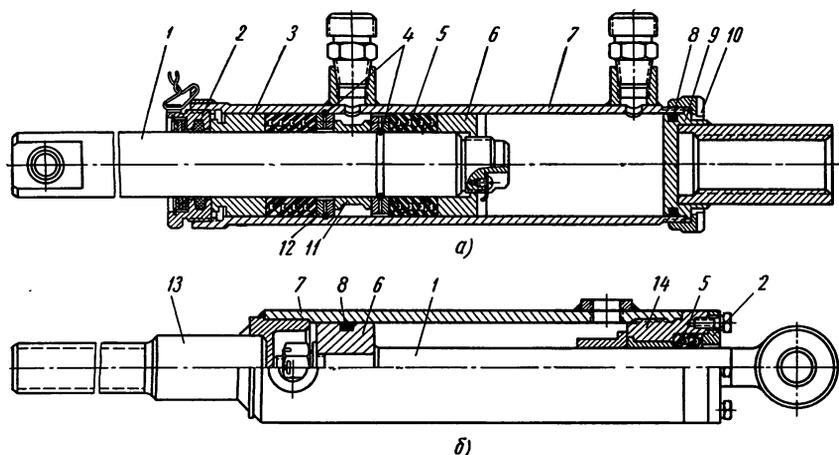


Рис. 152. Цилиндр механизма зажима автомобилей:

а — Т-150; б — Лукки I—VII; 1 — шток; 2 — нажимная крышка; 3 — втулка; 4 — запорное кольцо; 5 и 8 — уплотнения; 6 — поршень; 7 — гильза; 9 — крышка со втулкой; 10 — накидная гайка; 11 — дистанционная втулка; 12 — разрезное кольцо; 13 — крышка с тягой; 14 — крышка

быть рассчитаны и гидрораспределители, баки для рабочей жидкости и другие агрегаты системы.

Однако гидропривод автомобилей Лукки обладает серьезным недостатком — все цилиндры механизма подъема (рис. 151) имеют разные диаметры. Это сделано для того, чтобы объемы соединенных полостей у каждой пары смежных цилиндров были одинаковые.

Разведение грузозахватных башмаков в стороны и установка в вертикальное положение в погрузочно-разгрузочных устройствах с гидроприводом производится цилиндром двустороннего действия (рис. 152), установленным посредине тяги, стягивающей верхние головки маятниковых штанг механизма зажима. «Плавающее» положение цилиндра позволяет грузозахватным башмакам качаться и при поперечном крене автомобиля занимать строго вертикальное положение, что имеет существенное значение для повышения устойчивости автомобиля и сохранения груза.

Расстояние между башмаками регулируется гайкой, расположенной на тяге, рядом с гидроцилиндром механизма зажима. Отклонение башмаков от вертикального положения в каждую сторону не должно превышать 150—200 мм, а расстояние между опущенными в нижнее положение башмаками и поверхностью дороги 15—25 мм.

Управление гидроцилиндрами механизма подъема и зажима осуществляется двумя золотниками гидрораспределителя, которые позволяют механизмам работать независимо один от дру-

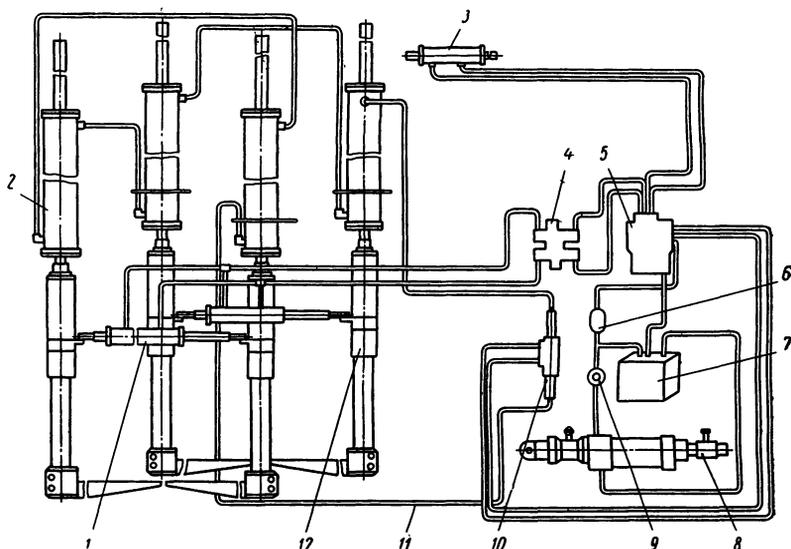


Рис. 153. Принципиальная схема гидроприводов автомобиля Т-130: 1 — гидроцилиндр механизма поворота; 2 — гидроцилиндр механизма подъема; 3 — гидроцилиндр механизма поджима; 4 — разгрузочный клапан; 5 — гидрораспределитель; 6 — шестеренчатый гидронасос; 7 — бак для рабочей жидкости; 8 — гидроусилитель; 9 — насос гидроусилителя; 10 — замок с дроссельным клапаном; 11 — трубопроводы; 12 — каретка

гого. На рис. 153 приведена принципиальная схема гидроприводов погрузочно-разгрузочного устройства и гидроусилителя рулевого управления автомобиля Т-130.

Помимо четырех последовательно соединенных гидроцилиндров двустороннего действия 2 с фальшштоками, для подъема грузоподъемных штанг, схема включает два «плавающих» параллельно включенных цилиндра двустороннего действия 1, поворачивающих грузоподъемные штанги, и один «плавающий» цилиндр двустороннего действия 3 для привода механизма поджима. Конструкция этих цилиндров аналогична гидроцилиндру привода механизма зажима, изображенному на рис. 152, а. Поршни гидроцилиндров приводятся в движение от одного

шестеренчатого насоса 6 (рис. 153) и управляются одним гидрораспределителем 5 клапанно-золотникового типа с тремя золотниками и предохранительным клапаном. Помимо этих агрегатов, в схеме имеются гидрозамок 10 с дроссельным клапаном и разгрузочный клапан 4. Резервная рабочая жидкость находится в баке 7, из которого она поступает также и в насос 9 гидроусилителя 8 рулевого управления. Использование одного бака улучшает работу гидропривода усилителя рулевого управления вследствие лучшего охлаждения рабочей жидкости, так как механизмы погрузочно-разгрузочного устройства работают циклично с относительно большими перерывами, а гидроусилитель — постоянно.

Применение гидравлического разгрузочного клапана вызвано необходимостью снизить максимальное давление рабочей жидкости в магистрали гидроцилиндров поворота грузоподъемных штанг до 50 кг/см^2 для снижения усилий, действующих в механизме поворота, и уменьшения размеров его деталей, поскольку максимальное давление во всей системе, ограничиваемое предохранительным клапаном гидрораспределителя, составляет 100 кг/см^2 .

Последовательное соединение гидроцилиндров применено в приводе механизма подъема шведских порталных автомобилей Бофорс, у которых в отличие от приведенных выше схем имеется только два горизонтально расположенных гидроцилиндра, а для подъема грузозахватных башмаков служат тросы и система блоков (рис. 154). Подбором диаметров блоков и ходов поршней цилиндров можно устанавливать необходимую скорость и высоту подъема грузозахватных башмаков.

Разведение грузозахватных башмаков в стороны у этих автомобилей осуществляется одним гидроцилиндром двустороннего действия, встроенным в поперечную тягу, соединяющую головки маятниковых штанг.

Для подъема груза в автомобиле Росс-70 (см. рис. 131), не имеющем механизма зажима, также используются два гидроцилиндра двустороннего действия 8, установленные в лонжеронах рамы. Цилиндры соединены с промежуточными коленчатыми рычагами 9, которые горизонтальными тягами связаны с коленчатыми рычагами 2 грузоподъемных штанг. При подаче рабочей жидкости в одну из полостей гидроцилиндра происходит поворот всех коленчатых рычагов и одновременный подъем или опускание грузозахватных башмаков 7, движущихся вместе с подвижными направляющими 5. Механизм подъема аналогичной конструкции применен и на автомобилях Герлингер моделей 12RH.

Гидронасосы и их привод. Условия работы гидронасосов на порталных автомобилях значительно тяжелее условий работы гидронасосов, используемых не на транспортных средствах. Это

вызвано тем, что насосы приводятся во вращение от двигателя автомобиля, работающего с резко изменяющимся числом оборо-

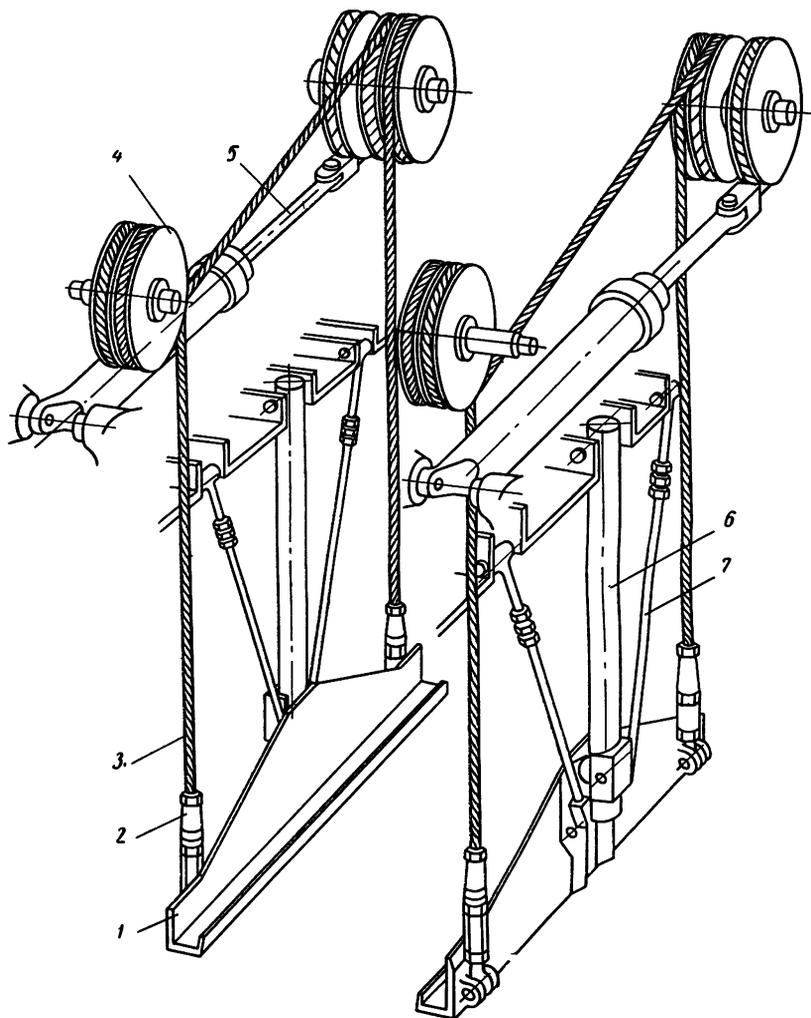


Рис. 154. Кинематическая схема погрузочно-разгрузочного устройства с раздельными механизмами зажима и подъема груза (автомобиль Бофорс): 1 — грузозахватный башмак; 2 — регулировочная муфта; 3 — подъемный трос; 4 — многоручьевой блок; 5 — гидроцилиндр двустороннего действия механизма подъема; 6 — маятниковая штанга механизма зажима; 7 — растяжка

тов коленчатого вала, и находятся под капотом, где температура летом достигает $70-80^{\circ}\text{C}$, а зимой при безгаражном хранении равна температуре окружающего воздуха. Кроме того,

насос гидроусилителя работает при непостоянном давлении, поскольку сила сопротивления колес повороту и сила ударов на колесо в процессе эксплуатации постоянно меняются.

В гидроприводах механизмов погрузочно-разгрузочных устройств порталных автомобилей применяют гидронасосы лопастного типа двойного действия и шестеренчатые насосы. Шестеренчатые насосы, позволяющие создать рабочие давления 100 кг/см^2 и более, в последние годы получили преимущественное распространение в гидросистемах порталных автомобилей (табл. 56).

Таблица 56

Основные данные насосов гидроприводов автомобилей

Наименование	Т-60		Т-60М		Т-80		Т-110		Кларк-Росс моделей S-95 и S-100		Кларк-Росс S-93		Кларк-Росс S-81		Т-80А, Т-140 и Т-130		Т-150		Лукки I-VI		Лукки моделей I-VII, IВ-57 и IВ-58		Шерланд моделей 20 и 21	
	Лопастной												Шестеренчатый											
Тип насоса	1150	1200	1200	1200	1900	1900	2000	1600	1650	1500	2800	1500												
Номинальное число оборотов в минуту	70	76	90	85	197	136	95	75	80	20	40	75												
Производительность при номинальном числе оборотов в л/мин	70	70	85	80	90	90	105	100	100	1000	95	110												
Рабочее давление в кг/см^2																								

В приводах механизмов погрузочно-разгрузочного устройства большинства порталных автомобилей используют один насос.

В порталных автомобилях Т-60 применялись лопастные насосы, которые получали вращение от коробки отбора мощности, закрепленной с правой стороны коробки передач. Насосы погрузочно-разгрузочного устройства были спарены с насосами гидроусилителя рулевого управления и имели один общий вал, на конце которого была закреплена приводная шестерня. Эта шестерня через промежуточную шестерню соединялась с шестерней отбора мощности коробки передач. Так как при выключении сцепления отключались насосы и переставали действовать погрузочно-разгрузочное устройство и гидроусилитель рулевого механизма, управление автомобилем, особенно во время маневрирования при наезде и оставлении груза, значительно осложнялось.

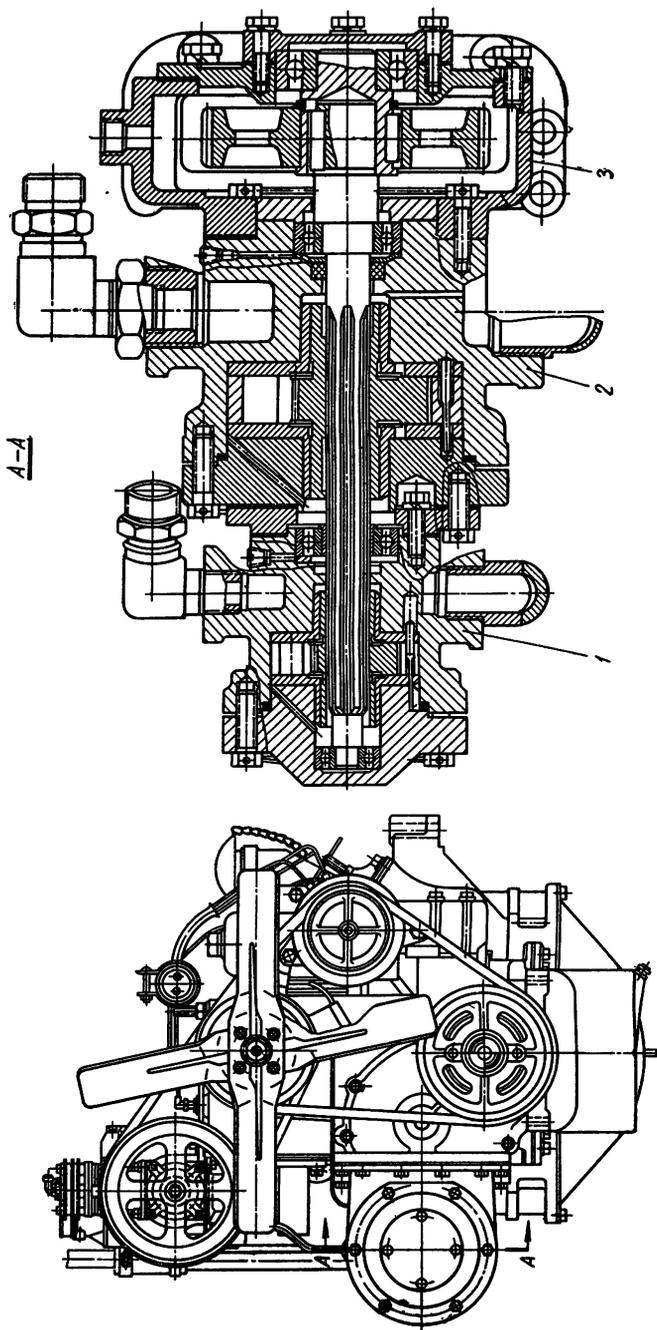


Рис. 155. Привод гидронасосов автомобиля Т-60М:
 1 — насос гидроусилителя рулевого управления; 2 — насос погрузочно-разгрузочного устройства; 3 — редуктор

Поэтому на модернизированном автомобиле Т-60М привод насосов был изменен. Насосы были установлены на двигателе и приводились в действие от шестерни распределительного вала (рис. 155). Для этого крышки шестерен газораспределения были изменены, и привод насосов, состоящий из литого корпуса, шестерни и ее подшипника, присоединялся к ним при помощи болтов. Поскольку насосы вращались постоянно, в магистралах обоих гидроприводов всегда подавалась рабочая жидкость и погрузочно-разгрузочное устройство и гидроусилитель рулевого управления могли работать при маневрировании автомобиля, что делало его эксплуатацию более эффективной и надежной.

Такой же привод насосов использован и на автомобиле Т-110.

В гидроприводах погрузочно-разгрузочного устройства и усилителя рулевого управления автомобилей Т-80 также применены два насоса. Передача вращения к насосу погрузочно-разгрузочного устройства осуществлена от шестерни распределительного вала двигателя. Это привело к изменению конструкции крышки распределительных шестерен и пластины передней опоры двигателя.

Обращает на себя внимание компактность узла привода лопастного насоса погрузочно-разгрузочного устройства, примененного в автомобилях Т-80, хотя эта конструкция и не лишена существенных недостатков. К их числу следует отнести необходимость замены стандартных деталей двигателя (крышки шестерен распределительного вала и опоры двигателя) и, главное, частые поломки текстолитовой шестерни распределительного вала, вызванные ее перегрузками, особенно в зимнее время, когда вязкость рабочей жидкости понижается. Помимо этого, установка гидронасоса вызывает необходимость изменения привода бензинового насоса, так как гидронасос размещают на месте бензинового насоса, а последний монтируют в другом месте.

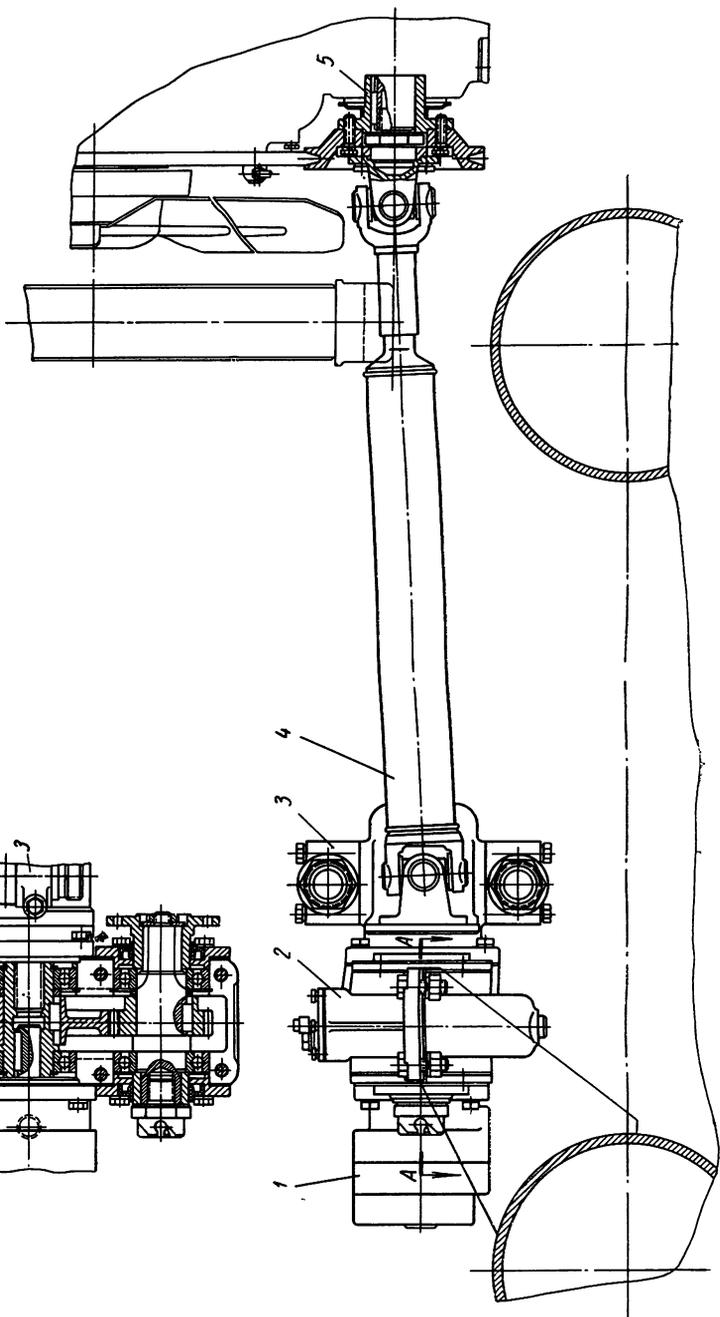
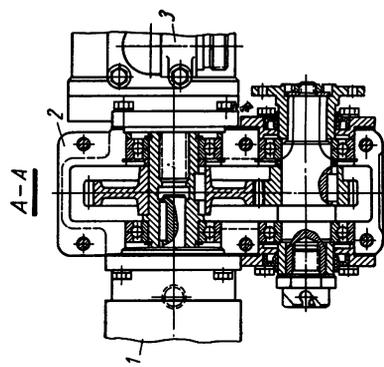
Насос гидропривода усилителя рулевого управления автомобилей Т-80 укреплен на кронштейне под электрическим генератором двигателя. Приводной вал насоса получает вращение от шкива вентилятора посредством передачи с клиновидными ремнями. Такая же конструкция привода лопастного насоса гидроусилителя рулевого управления применена и на автомобилях Т-140 и Т-130.

Для привода механизмов погрузочно-разгрузочного устройства на автомобилях Т-130 и Т-140 использован шестеренчатый насос. Насос закреплен в кронштейне с правой стороны двигателя. Вал насоса приводится во вращение от шкива коленчатого вала двигателя двумя клиновидными ремнями.

Применение ременной передачи для привода насоса позволяет избежать переделки деталей двигателя, облегчает смену насосов и обеспечивает их более плавную работу. Для того чтобы

Рис. 156. Привод гидронасосов автомобиля Т-150:

1 — насос гидроусилителя рулевого управления; 2 — редуктор привода насосов;
 3 — насос погружно-разгрузочного устройства; 4 — карданная передача; 5 —
 шкив коленчатого вала двигателя



вал насоса передавал только крутящий момент и не воспринимал изгибающих усилий, возникающих при использовании ременной передачи, шкив насоса устанавливают в двух подшипниках, закрепленных в корпусе крышки.

Вращение к шестеренчатому насосу 3 (рис. 156) погрузочно-разгрузочного устройства и лопастному 1 гидроусилителя рулевого управления автомобиля Т-150 передается от коленчатого вала двигателя через редуктор 2 и промежуточную карданную передачу 4.

Установка насосов вне двигателя и привод их от коленчатого вала позволяют улучшить доступ к ним и агрегатам двигателя и обеспечивают их надежную работу. И хотя при этом появляется дополнительный узел — редуктор, такое конструктивное решение привода насосов следует считать наиболее целесообразным.

Привод шестеренчатого насоса от коленчатого вала двигателя и установка насоса впереди радиатора осуществлены также на автомобилях Луки всех моделей (рис. 157). Однако в приводе насоса автомобилей Луки нет редуктора. Насос, укрепленный на передней траверсе, приводится во вращение через карданную передачу непосредственно от коленчатого вала двигателя.

Для крепления фланца-переходника вилки карданного вала используется ступица шкива клиноременной передачи. Поэтому храповик пусковой рукоятки двигателя закреплен на валу ведущей шестерни насоса при помощи переходной втулки.

Гидромеханический привод

По параметрам гидромеханический привод занимает среднее положение между механическим приводом и гидроприводом.

Гидромеханический привод порталных автомобилей имеет один или два жестко соединенных между собой механическим способом цилиндра. Это является преимуществом гидромеханического привода перед гидравлическим, поскольку отпадает необходимость в устройствах для синхронизации движения штоков.

На рис. 158 представлена принципиальная гидравлическая

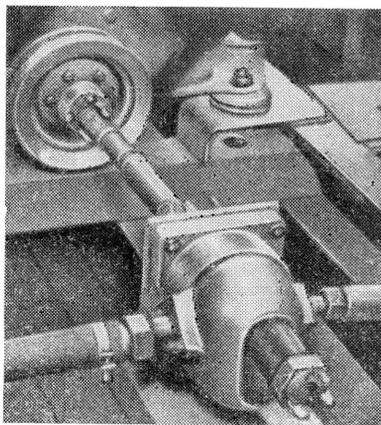


Рис. 157. Привод гидронасоса автомобиля Луки 1В-57

схема гидромеханического привода погрузочно-разгрузочного устройства и гидравлического усилителя рулевого управления автомобиля Т-60М. Из схемы видно, что общим для обоих приводов является бак для рабочей жидкости и всасывающий трубопровод гидравлических насосов, а в остальном оба привода независимы один от другого.

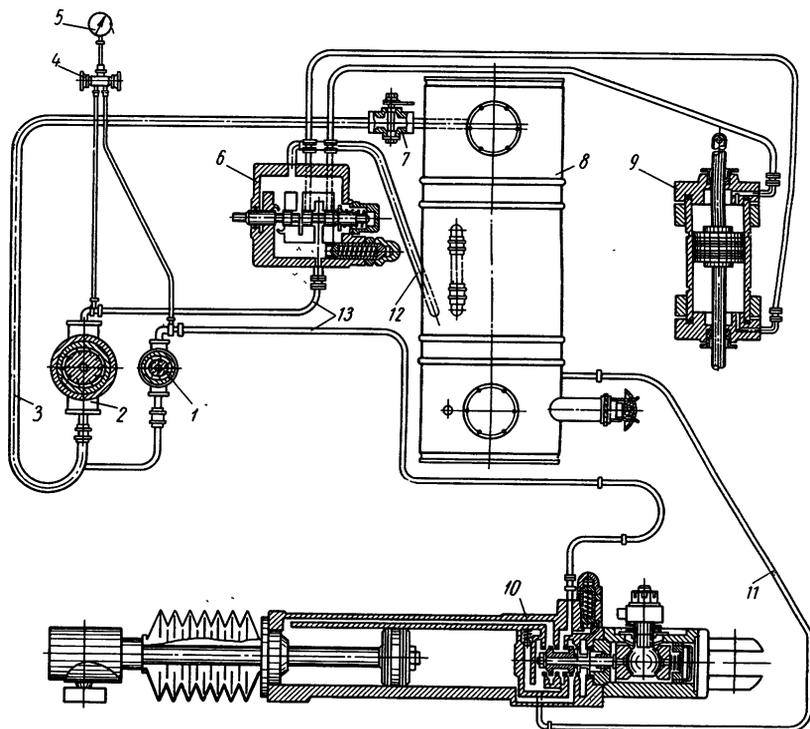


Рис. 158. Принципиальная схема гидроприводов автомобиля Т-60М:

1 — гидронасос усилителя рулевого управления; 2 — гидронасос погрузочно-разгрузочного устройства; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — запорный кран манометра; 5 — манометр; 6 — гидрораспределитель; 7 — запорный кран; 8 — бак для рабочей жидкости; 9 — гидроцилиндр; 10 — гидроусилитель рулевого управления; 11 и 12 — сливные трубопроводы; 13 — нагнетательные трубопроводы

Принцип работы гидропривода погрузочно-разгрузочного устройства заключается в следующем. Рабочая жидкость, забираемая насосом 2, через всасывающий трубопровод 3 из бака 8 нагнетается в гидрораспределитель 6, откуда поток жидкости в зависимости от положения золотника направляется в ту или иную полость гидроцилиндра 9 или возвращается обратно в бак.

При нагнетании рабочей жидкости в одну из полостей гидроцилиндра двустороннего действия 5 (см. рис. 128), укрепленного горизонтально на вертикальной стенке средней траверсы

рамы, его шток перемещается в сторону. Концы штока соединены с горизонтальными зубчатыми рейками 4, которые находятся в зацеплении с малыми ведущими шестернями задних редукторов 2, жестко закрепленных в гнездах рамы над каждым механизмом автоматического зажима и разжима груза.

Ведущие шестерни задних редукторов закреплены на одних валах с ведомыми шестернями, находящимися в зацеплении с вертикальными подъемными зубчатыми рейками, вследствие

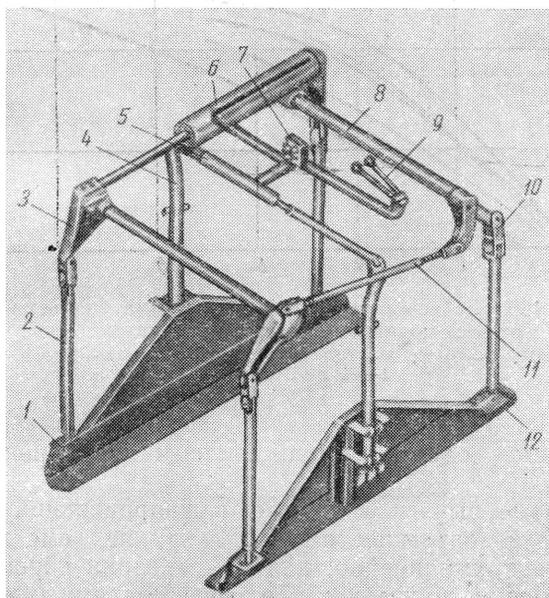


Рис. 159. Кинематическая схема гидромеханического привода автомобиля Шорланд:

1 — грузозахватный башмак; 2 — грузоподъемная штанга; 3 — коленчатый рычаг; 4 — штанга механизма зажима; 5 — цилиндр механизма зажима; 6 — цилиндр механизма подъема; 7 — гидрораспределитель; 8 — соединительный вал; 9 — рукоятка управления; 10 — серьга; 11 — соединительная тяга; 12 — сферические шайбы

чего эти рейки, в зависимости от направления вращения шестерен, поднимаются или опускаются. Шестерни передних редукторов 8 и 9 приводятся во вращение от задних редукторов с помощью двух горизонтальных валов 6, соединенных с валами редукторов четырьмя муфтами: по одной у каждого редуктора.

Диаметр ведомых шестерен у всех четырех редукторов в 1,75 раза больше диаметра ведущих шестерен, установленных только в задних редукторах, поэтому ход и скорость дви-

жения вертикальных подъемных реек во столько же раз превышают ход и скорость перемещения горизонтальных ведущих реек.

К группе гидромеханических приводов может быть отнесен и привод механизма подъема порталных автомобилей Шорланд (рис. 159), у которых подъем обоих грузозахватных башмаков I

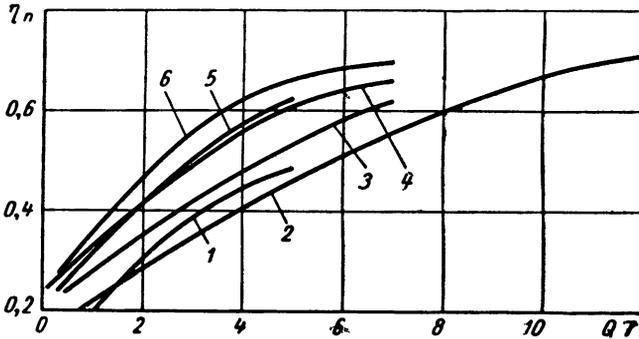


Рис. 160. Зависимость к. п. д. механизма подъема груза от веса поднимаемого груза для автомобилей:

1 — Т-60М; 2 — Т-110; 3 — Т-80 и Т-140; 4 — Т-130; 5 — Лукки моделей I—VI и 1В-57; 6 — P.C.L.

осуществляется одним гидроцилиндром двустороннего действия 6.

Коленчатые рычаги 3 не имеют направляющих устройств, поэтому грузоподъемные штанги 2 при подъеме и опускании движутся не прямолинейно; для компенсации перекосов между грузозахватными башмаками и грузоподъемными штангами установлены сферические шайбы 12.

Мощность двигателя, затрачиваемая на подъем груза,

$$N_n = \frac{Qv_n}{4500\eta_n} \text{ л. с.}, \quad (47)$$

где Q — сила тяжести груза в $\kappa\Gamma$;

v_n — скорость подъема груза в м/мин ;

η_n — к. п. д. механизма подъема; для механизмов подъема с исполнительными механизмами типа винт—гайка $\eta_n = 0,3 \div 0,35$.

К. п. д. механизма подъема с гидроприводом является величиной переменной и зависит от конструкции направляющих устройств и величины поднимаемого груза. На рис. 160 приведена зависимость к. п. д. механизма подъема η_n от силы тяжести груза Q .

Основные данные портузочно-разгрузочных устройств с разделенными механизмами захвата и подъема груза автомобилей

Таблица 57

Наименование	«Соломбалец» 5-С-2	Валмет III—IV	Хайстер моделей М и МН	Т-80	Лукки I—VI, IB-57	Т-150	Т-110 и Т-140	Шорланд моделей 20 21	Бюфорс
<i>Механизм подъема</i>									
Вид привода									
Способ отбора мощности									
Передача усилия к исполнительным механизмам	карданным валом	Коробка отбора мощности — цепная передача — редукторы	Коробка отбора мощности — карданные валы — редукторы	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к четырем гидrocилиндрам двустороннего действия	гидроасосом	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к одному гидrocилиндру двустороннего действия	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к двум гидrocилиндрам двустороннего действия	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к двум гидrocилиндрам двустороннего действия	Гидравлический
Исполнительные механизмы	Винт — гайка	Втулочно-роликовая цепь		Шток гидrocилиндра			Колесчатый рычаг	Трос и блоки	Гидравлический
Связь исполнительных механизмов	Механическая — двумя валами, соединяющими передние и задние редукторы			Гидравлическая — последовательным соединением цилиндров			Механическая — два поперечных вала с двуплечными рычагами на концах	Гидравлическая — последовательным соединением цилиндров	От коробки пере- дач
Направляющие элементы: подвижные	Ползун с двумя вертикальными пазами			Каретка с катками и роликами	Ползун круглого сечения	Каретка с катками и роликами	Отсутствуют		
неподвижные	Два уголка			Два швеллера	Труба	Два швеллера	То же		
<i>Механизм захвата</i>									
Вид привода	Ручной								
Исполнительный механизм									
Передача усилия к исполнительному механизму	Системой тяг и рычагов			Ручной с вакуумным усилителем		Качающиеся штанги	Гидравлический		Под давлением рабочей жидкости, подводимой к гидrocилиндру двустороннего действия

Мощность, развиваемая цилиндром механизма зажима,

$$N_3 = \frac{\Sigma M \omega}{75 \eta_3} \text{ л. с.} \quad (48)$$

где ΣM — сумма моментов силы тяжести грузозахватных башмаков, грузоподъемных штанг и разжимных штанг относительно оси вращения разжимных штанг, в $кГ \cdot м$;

ω — угловая скорость поворота разжимных штанг в $рад/сек$; принимается равной $0,5—0,1 \text{ рад/сек}$;

η_3 — к. п. д. механизма зажима.

Для большинства конструкций значение коэффициента η_3 составляет $0,78—0,83$.

Таблица 58

Основные данные погрузочно-разгрузочных устройств с совмещенными механизмами зажима и подъема груза

Наименование	Герлинггер SMH	T-60	T-60M
Вид привода	Механический	Гидромеханический	
Способ отбора мощности	Двойной цепной передачей от двигателя	Гидронасосом от коробки передач	Гидронасосом от двигателя
Передача усилия к исполнительным механизмам	Вал отбора мощности — реверсивный конусный фрикцион — два поперечных вала — ведущая шестерня червячного редуктора подъема	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру двустороннего действия, соединенному зубчатыми горизонтальными рейками с задними редукторами	
Исполнительные механизмы	Вертикальная зубчатая рейка		
Связь исполнительных механизмов	Механическая — двумя валами, соединяющими задние и передние редукторы		
Направляющие элементы:			
неподвижные	Специальный профиль корытообразного сечения		
подвижные	Ползун		

Основные данные, характеризующие погрузочно-разгрузочные устройства различных типов, приведены в табл. 57—59.

**Основные данные погрузочно-разгрузочных устройств
без механизма зажима груза**

Портальный автомобиль	P. C. L.	Росс-70	Герлинггер 12RH	Герлинггер модели 4MH и RF-30
Вид привода	Механический	Гидравлический		Механический
Способ отбора мощности	Двойной цепной передачей от двигателя	Гидронасосом от коробки передач		Двойной цепной передачей от двигателя
Передача усилия к исполнительным механизмам	Фрикцион — редуктор — два бортовых редуктора	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к двум гидроцилиндрам двустороннего действия	Под давлением рабочей жидкости, подводимой к четырем гидроцилиндрам двустороннего действия	Вал отбора мощности — реверсивный конусный фрикцион — два поперечных вала — ведущая шестерня редуктора
Исполнительный механизм	Втулочно-роликовая цепь	Шток гидроцилиндра		Вертикальная зубчатая рейка
Связь исполнительных механизмов		Механическая		
	двумя валами, соединяющими ведущие цепные звездочки	системой тяг и рычагов, соединенных с гидроцилиндрами		валами, соединяющими передний и задний редукторы
Направляющие элементы:				
неподвижные	Специальный профиль корытообразного сечения		Два швеллера	
подвижные	Грузоподъемная штанга с роликами			Ползун грузоподъемной штанги

ЛИТЕРАТУРА

1. Аскинази Х. Л., Батищев И. И. и Китаев А. С. Организация перевозок автомобильным транспортом тарно-штучных грузов в пакетах и на поддонах. М., Автогрансиздат, 1960.
 2. Беккер И. Г. Определение динамических нагрузок в трансмиссиях с цепной передачей. «Вестник машиностроения», 1963, № 8.
 3. Васильев-Козлов Б. Д. Исследование усилий, действующих на раму автолесовоза. «Известия вузов. Лесной журнал», 1965, № 5.
 4. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. М., Автотрансиздат, 1962.
 5. Воробьев Н. В. Цепные передачи. М., Машгиз, 1962.
 6. Гинцбург Л. Л., Есиновский-Лашков Ю. К. и Поляк Д. Г. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей. М., Спорт, 1968.
 7. Гольд Б. В. Проектирование автомобиля. М., Машгиз, 1956.
 8. Жигалов А. М. Экспериментальное определение параметров подвесок автолесовозов Т-60М и Т-80. «Известия вузов. Лесной журнал», 1964, № 4.
 9. Марченко П. Ф. и Романов Е. К. О стабилизации управляемых колес автолесовоза. Труды Архангельского лесотехнического института. Вып. XIX. Архангельск, 1967.
 10. Прасолов Б. А. Расчет показателей торможения. «Автомобильная промышленность», 1964, № 4.
 11. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
 12. Ушаков Б. Д. Особенности работы полуосевой карданной передачи автолесовозов. «Известия вузов. Лесной журнал», 1963, № 6.
 13. Bayler H. Making Use of the Straddle Principle. «Mechanical Handling», 1967, July.
 14. Eichwald H. Der Hublaster, ein neues Fahrzeug zur Güterverteilung im Nahverkehr. «Deutsche Hebe und Fördertechnik», 1964, Heft 1.
 15. Knapp C. The Carrier Method of Handling... as Applied in the Steel Industry. «The Paper of American society of mechanical engineering», 56—S—6.
 16. Lattermann E. Umschlaggeräte und Flurfördermittel in Containerhäfen. «Hebezeuge und Fördermittel», 1968, November.
 17. Richards R. Spain going full ahead on containers. «The Dock and Harbor Authority», 1968, April.
 18. Rosendahl E. Portalhubwagen mit großem Hub in einem schwedischen Stahlwerk. «Fördern und Heben», 1964, Heft 1.
 19. Winquist E. Erfahrungen mit Portalhubwagen im schwedischen Stahlwerk. «Fördern und Heben», 1962, Heft 11.
-
-

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	3
Общие сведения о портальных автомобилях	5
Назначение и область применения	5
Устройство и основные элементы	19
Классификация портальных автомобилей и их элементов	30
Краткие сведения о развитии конструкций портальных автомобилей	34
Основные конструктивно-эксплуатационные параметры портальных автомобилей	43
Параметры, определяющие основные размеры автомобиля	43
Весовые параметры	54
Грузоподъемность и грузозместимость	60
Тяговые качества	68
Маневренность	81
Обзорность	89
Безопасность движения	98
Легкость управления	111
Проходимость	115
Основные вопросы конструирования портальных автомобилей и их агрегатов	120
Компоновка автомобилей	120
Компоновка ходовой части	121
Схемы размещения основных агрегатов автомобиля	125
Двигатель	129
Трансмиссия	137
Принципиальные схемы	137
Сцепление	144
Реверс-редуктор	149
Коробка передач	157
Продольная карданная передача	162
Главная передача	164
Полусеверные передачи	173
Бортовые передачи	183
Ходовая часть	201
Рама	202
Подвеска	213
Колеса	227
Механизмы управления	236
Рулевое управление	236
Тормозная система	251
Погрузочно-разгрузочное устройство	260
Основные конструктивные схемы	261
Приводы механизмов погрузочно-разгрузочных устройств	278
Литература	314

Исаак Григорьевич Беккер
ПОРТАЛЬНЫЕ АВТОМОБИЛИ

Редактор издательства **И. А. Васильева**
Технический редактор **Н. В. Тимофеевко**
Переплет художника **Л. С. Вендрова**
Корректор **Е. В. Сабынич**

Сдано в производство 22/1 1970 г.

Подписано к печати 3/11 1971 г.

T-02617 Тираж 2700 экз.

Печ. л. 19,75 Бум. л. 9,88

Уч.-изд. л. 20,0 Формат 60×90¹/₁₆

Цена 1 р. 20 к. Зак. № 742

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3.

Московская типография № 6
Главполиграфрома
Комитета по печати
при Совете Министров СССР
Москва, Ж-88, 1-й Южно-портовый пр., 17.

1 р. 20 к.



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»