

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ  
ИНСТИТУТ (ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ)



С.В.КОТОВИЧ



# ДВИЖИТЕЛИ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Часть I



МОСКВА 2008

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ  
(ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

С.В.КОТОВИЧ

# **ДВИЖИТЕЛИ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

## **Часть I**

Учебное пособие

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Многоцелевые гусеничные и колёсные машины» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы»

Москва 2008

УДК 629.03.004.14:629.1.011/012+629.4.029

ББК 39.33

Котович С.В. Двигатели специальных транспортных средств. Часть I: Учебное пособие / МАДИ (ГТУ). – М., 2008. – 161 с.

Рецензенты: зав. кафедрой «Тракторы» МГТУ «МАМИ», д-р техн. наук, проф. Шарипов В.М.

д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана Гладов Г.И.

Учебное пособие охватывает широкий круг проблем, влияющих на выбор типа двигателя для машин, работающих в условиях бездорожья и других экстремальных случаях. В I части пособия рассмотрены основные элементы системы «машина-местность», часто называемой «террамеханика» (Terramechanics), а также принципы рационального создания специальных транспортных средств, оснащённых колёсными двигателями.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 150030 «Многоцелевые гусеничные и колёсные машины», а также может быть полезным для студентов родственных специальностей.

© Московский автомобильно-дорожный институт  
(государственный технический университет), 2008



## Оглавление

Введение.....	5
1. Критерии проходимости транспортных средств и методы их оценки.....	6
1.1. Классификация транспортных средств по проходимости.....	6
1.2. Обзор основных типов движителей для внедорожных транспортных средств.....	9
1.3. Профильная и опорно-сцепная проходимость.....	12
1.4. Критерии проходимости транспортных средств.....	13
1.5. Вероятностные методы оценки проходимости машин.....	20
1.6. Экспериментальные методы оценки профильной проходимости.....	22
1.7. Экспериментальные методы оценки опорно-сцепной проходимости.....	24
Вопросы для самоконтроля.....	34
2. Классификация и физико-механические свойства грунтов.....	34
2.1. Основные понятия.....	34
2.2. Классификация грунтов.....	35
2.3. Физико-механические параметры грунтов.....	38
2.4. Несущая способность и модуль деформации грунта.....	41
2.5. Физико-механические характеристики снега.....	44
2.6. Механические свойства грунтов в процессе их нормальной деформации.....	45
2.7. Основные понятия, используемые для определения сдвиговых характеристик грунтов.....	50
2.8. Основные расчётные модели по определению сдвиговых характеристик движителей.....	52
2.9. Типичные аналитические зависимости по определению сдвиговых свойств грунтов.....	54
2.10. Аппаратура для определения характеристик поверхностей движения.....	57
Вопросы для самоконтроля.....	63

3. Колёсные движители.....	64
3.1. Основные понятия теории колёсных движителей.....	64
3.2. Сопротивление качению эластичного колеса по недеформируемой поверхности.....	67
3.3. Сопротивление качению колёсного транспортного средства по деформируемой поверхности.....	73
3.4. Тягово-сцепные качества колёсного движителя.....	81
3.5. Профильная проходимость колёсных машин.....	92
3.6. Типы шин и их сравнительные характеристики.....	99
3.7. Особенности конструкций протекторов шин .....	108
3.8. Средства повышения проходимости колёс .....	116
3.9. Основные типы машин с колёсными движителями.....	122
3.10. Основные схемы расположения осей.....	133
3.11. Конструкции безопасных шин.....	138
3.12. Колёсные движители планетоходов.....	146
3.13. Поисковые конструкции колёсных движителей.....	152
Вопросы для самоконтроля.....	158
Заключение.....	159
Литература.....	160

## ВВЕДЕНИЕ

Нередко перед конструкторами ставится задача по созданию транспортных средств, способных передвигаться в особых условиях движения: по снегу и болотам, дну морей и океанов, лестницам и стенам, по поверхностям других планет и т.п. Поэтому данное учебное пособие посвящено движителям специальных транспортных средств, предназначенных для перемещения полезной нагрузки в особо сложных ситуациях. Рассматриваются также те элементы конструкции машины, которые в наибольшей степени помогают раскрыть потенциал движителя.

Движитель определяется в энциклопедических словарях как устройство для преобразования работы источника энергии в работу по перемещению транспортной машины.

Важнейшим свойством специальных транспортных средств, определяющим их работоспособность, является проходимость.

Проходимость – это способность транспортного средства самостоятельно преодолевать заданный участок местности независимо от состояния основания и рельефа поверхности движения.

Обобщённым параметром, характеризующим способность внедорожных транспортных средств (одного или нескольких) прибыть в пункт назначения в заданное время, является свойство, называемое подвижностью.

Другими словами, подвижность это:

вероятность доставки груза в заданных условиях за определённое время;

вероятность преодоления данного участка местности за определённое время.

Учебное пособие основано на результатах трудов многих ведущих учёных. Среди отечественных исследователей это Я.С. Агейкин, А.С. Антонов, В.Ф. Бабков, В.В. Гуськов, А.Л. Кемурджиан, И.П. Ксенович, А.П. Куляшов, Г.М. Кутьков, М.Н. Летошнев, Ю.В. Пирковский, В.Ф. Платонов, а среди западных учёных – М.Г. Беккер, М. Вукобратович, Дж. Вонг, М. Гарбер, А. Риис, К. Терцаги и ряд других.

# 1. КРИТЕРИИ ПРОХОДИМОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И МЕТОДЫ ИХ ОЦЕНКИ

## 1.1. Классификация транспортных средств по проходимости

Любое транспортное средство должно в той или иной степени обладать проходимостью, поэтому требования к проходимости находятся в соответствии с его назначением. В связи с этим принято различать такие категории транспортных средств:

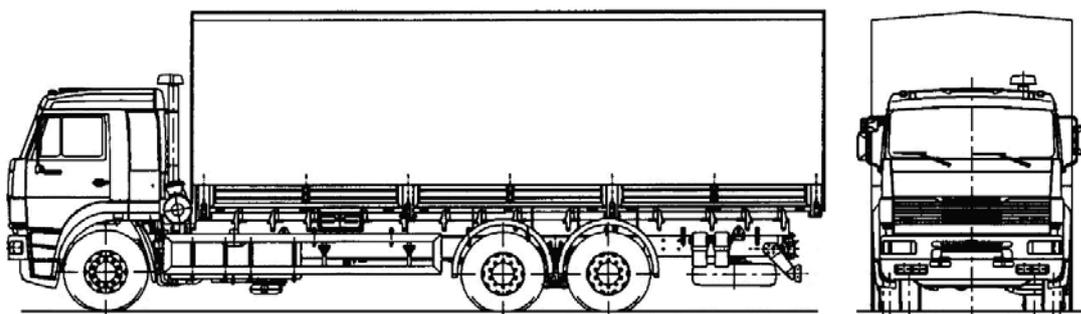


Рис. 1.1. Дорожный автомобиль КамАЗ-65117

дорожные транспортные средства (рис. 1.1), основное назначение которых – движение по дорогам с твёрдым покрытием (ГАЗ- 3307, КамАЗ-65117). Обычно это колёсные неполноприводные средства с колёсной формулой 4х2, 6х2, 6х4, 8х4; имеют удельную мощность 9,5...20 кВт/т; сравнительно простые шестерёнчатые дифференциалы; высокое давление колёс на опорную поверхность 0,15...0,35 МПа (вследствие применения тороидных шин с дорожным или универсальным рисунком протектора), зависимую подвеску;

транспортные средства повышенной проходимости (рис. 1.2), например, УАЗ-3151, ВАЗ-2123 предназначены для движения как по дорогам с твёрдым покрытием, так и по грунтовым дорогам, а часть из них и по бездорожью.

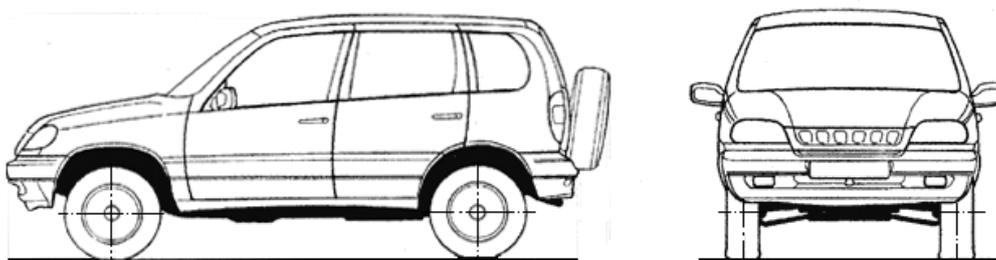


Рис. 1.2. Автомобиль ВАЗ-2123 «Шэви-Нива»

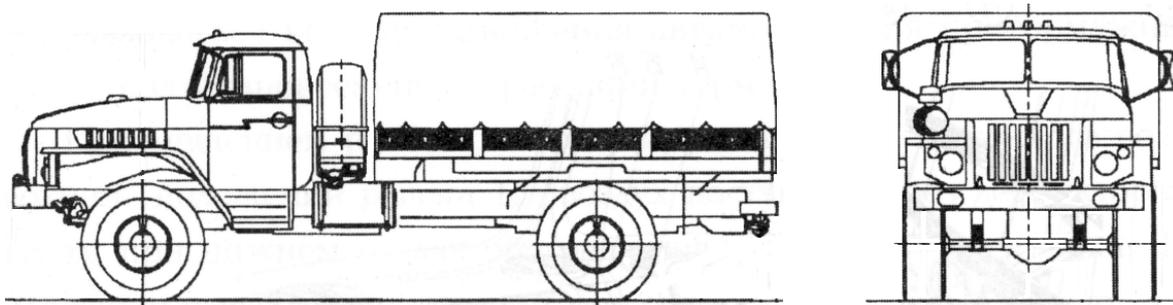


Рис. 1.3. Автомобиль Урал-43206

Обычно такие машины создают на базе агрегатов дорожных автомобилей с высоким уровнем унификации. Они отличаются от дорожных приводом ко всем колёсам, установкой односкатных торoidalных шин с универсальным протектором или профилем повышенной проходимости. В трансмиссиях машин данной категории довольно часто устанавливаются дополнительные пониженные передачи в раздаточной коробке и дифференциалы повышенного трения в ведущих мостах. Центральные дифференциалы могут блокироваться механически, а на ряде легковых автомобилей – с помощью муфт вязкостного трения. Автомобили повышенной проходимости обычно имеют колёсную формулу 4x4 или 6x6 (часто с возможностью отключения привода к одному из мостов – чаще к переднему). Их удельная мощность составляет 20...40 кВт/т, давление колёс на опорную поверхность – от 0,04 до 0,15 МПа. На машинах используют как зависимые подвески, так и независимую подвеску колёс (на легковых внедорожниках её применяют в ряде случаев не только на передних, но и на задних мостах). Ряд из них имеет средства самовытаскивания и способны преодолевать водные преграды вброд, а некоторые вплавь;

многоцелевые транспортные средства высокой проходимости (рис. 1.3) предназначены для движения как по дорогам с твёрдым покрытием, так и по бездорожью (Урал-43206, КамАЗ-4350).

Чаще всего конструктивно это машины, созданные на базе агрегатов дорожных автомобилей, и отличаются от них приводом ко всем колёсам, установкой широкопрофильных или арочных шин,

шин с регулируемым давлением. В трансмиссиях таких машин довольно часто устанавливаются дифференциалы повышенного трения и блокируемые – причём блокировка дифференциалов может производиться как межмостовая, так и межколёсная – соответственно, в раздаточной коробке и задних мостах КамАЗов семейства «Мустанг». Автомобили высокой проходимости многоцелевого назначения чаще всего имеют колёсную формулу 4x4, 6x6, а с недавних пор – 8x8. Их удельная мощность в 1,2...1,5 раза выше, чем у машин дорожной проходимости. Давление колёс на опорную поверхность составляет от 0,04 до 0,1 МПа. Наряду с зависимыми подвесками на некоторых автомобилях данного класса применяют независимую подвеску колёс. Они имеют средства самовытаскивания и способны преодолевать водные преграды вброд. Часто машины второй и третьей групп объединяют в единую категорию машин повышенной проходимости;

специальные транспортные средства высокой проходимости (рис. 1.4) предназначены для преимущественного использования в условиях бездорожья, когда движение связано с преодолением труднопроходимых участков разного рода естественных и искусственных препятствий и водных преград.

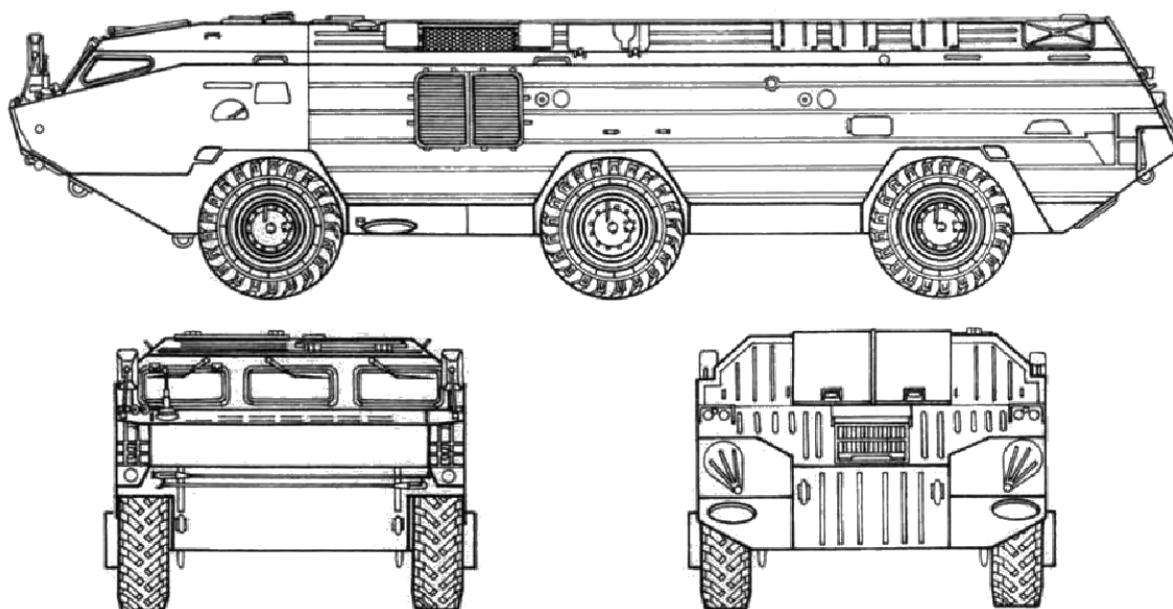


Рис. 1.4. Шасси БАЗ-5921

Например, это могут быть такие машины: колёсная БА3-5921, гусеничная ГТ-СМ или шнекороторная ПЭУ-3. Если речь идёт о колёсных машинах, то это многоопорные полноприводные автомобили с колёсной формулой 6x6, 8x8, 12x12 и более; с очень низким давлением, которое оказывает движитель на опорную поверхность (до 0,02 МПа), высокой удельной мощностью (до 25...40 кВт/т) и, как правило, независимой подвеской всех колёс. Они отличаются оригинальными компоновочными решениями, позволяющими, например, преодолевать водные преграды вплавь, а также рвы, каналы, вертикальные стенки и другие препятствия. Что касается движителей, то для колёсных машин данной категории часто применяют шины сверхнизкого давления (арочные, пневмокотки) или увеличенного до 3...5 м, диаметра. Удельная мощность для двухзвенных гусеничных машин составляет 10...12 кВт/т, а для отдельных машин – в 1,5...2 раза больше. Удельное давление для машин класса транспортёров-снегоболотоходов составляет 0,017...0,024 МПа. Если по несущей способности грунта проходимость оказывается недостаточной, то применяют движители, основанные на других принципах.

Например, это могут быть аппараты на воздушной подушке (АВП). Данное пособие посвящено, в основном, движителям машин этой последней четвёртой категории.

## **1.2. Обзор основных типов движителей для внедорожных транспортных средств**

Многие тысячелетия колёса исправно служили в повозках, передвигаемых силой животных. Вариации колёсных движителей встречаются чаще всего. Это многообразие объясняется кажущейся простотой колёс и их широкой распространённостью в качестве движителей сотен миллионов автомобилей и тракторов. Однако долговечность и надёжность колёс оставляют желать лучшего: только колесо – единственный узел автомобиля, который приходится всегда возить с собой в запасе. Стоимость комплекта шин для грузового автомобиля, который он изнашивает за время эксплуатации,

превышает начальную стоимость самой машины. Тем не менее, никто не ратует за отказ от колёсных движителей, так как колёса обладают рядом преимуществ, и главное из них – простота устройства.

Колёсный движитель автомобиля со всеми ведущими колёсами обеспечивает надёжное движение по шоссе, снегу глубиной до 0,7...1,0 м, сухому сыпучему песку, весенней размокшей пашне, грязным просёлочным и разбитым лесным дорогам, луговине и уступает в проходимости гусеничным машинам лишь на предельно-тяжёлом бездорожье. Появляющиеся время от времени сообщения о том, что, наконец-то, сконструирован вездеход, способный перемещаться по любым средам, проверки практикой не выдерживают, однако резервы дальнейшего повышения проходимости колёсного движителя ещё не использованы.

С начала XX века хорошо зарекомендовали себя для внедорожных транспортных средств гусеничные движители. Трансмиссия гусеничных машин значительно проще, чем у полноприводных колёсных автомобилей. Движитель гусеничных машин применительно к работе на бездорожье обеспечивает снижение силы сопротивления движению и увеличение силы тяги по сцеплению при полном использовании сцепного веса. В сравнении с другими движителями обладает наиболее высокой проходимостью по всем видам бездорожья и преимущественно используется в этих условиях. Отсутствие плавности поворота у большинства двухгусеничных машин, низкие скорости движения, высокие расходы топлива, неприспособленность к работе на шоссе, низкая надёжность при малом сроке службы металлической гусеницы являются недостатками гусеничного движителя. Современные конструкции гусеничных движителей позволяют им во многом избавиться от данных недостатков.

Роторно-винтовой движитель (РВД) одновременно является опорным и ведущим элементом, допускает использование полного веса в качестве сцепного и в сочетании с механической

трансмиссией развивает значительную силу тяги при малой мощности двигателя. Поэтому роторные движители казались многообещающими для внедорожных машин. Однако выяснилось, что у роторно-винтового движителя имеется принципиальный недостаток: износостойкость винта и затраты мощности на передвижение зависят от природы трущихся поверхностей, т. е. коэффициента трения между червяком и дорогой, а также угла внутреннего трения самого грунта. Кроме того, устойчивость движения находится в зависимости от однородности и горизонтальности пути, что делает роторно-винтовой движитель малоприспособленным для транспортных машин.

На аппараты с воздушной подушкой (АВП), у которых между днищем и грунтом введён сжатый воздух, возлагалось много надежд. Так, при транспортировке по болотистой местности тяжёлых неделимых грузов из всех наземных транспортных средств эффективнее всего оказались платформы на воздушной подушке. Но и у них выявлены свои специфические недостатки. Хотя показатели таких машин по проходимости на грунтах со слабой несущей способностью почти идеальные, всё же для создания воздушной подушки требуется высокая удельная мощность двигателей. Кроме того, бесконтактные машины на воздушной подушке не могут передвигаться по сильно пересечённой местности, изобилующей барьерами, широкими и глубокими канавами, крутыми подъёмами и спусками, а также плохо управляемы: они сползают с любого уклона и отклоняются от заданного направления даже при слабом боковом ветре.

Комбинированные движители, как правило, являются более сложными по конструкции и поэтому менее надёжными и более дорогими в производстве и эксплуатации, чем движители у исходных машин. Это обычно сводит на нет преимущества комбинированных движителей.

В отличие от вышеперечисленных движителей так называемого монотонного взаимодействия с поверхностью движения в по-

следнее время всё большее внимание уделяется опорно-двигательным аппаратам с дискретным взаимодействием.

В первую очередь к ним относятся шагающие системы. Интерес к ним обусловлен тем, что такие движители могут работать в условиях полного бездорожья, наносят окружающей среде минимальные повреждения и, наконец, являются перспективной базой для аппаратов, предназначенных к работе в экстремальных условиях. К недостаткам таких машин можно отнести достаточно высокую сложность конструкции и систем управления.

Альтернативные движители обычно служат для выполнения каких-либо особых функций. Однако для основной массы потребителей такие движители не представляют интереса.

На рис. 1.5 показана номограмма по областям предпочтительного применения транспортных средств различных типов.

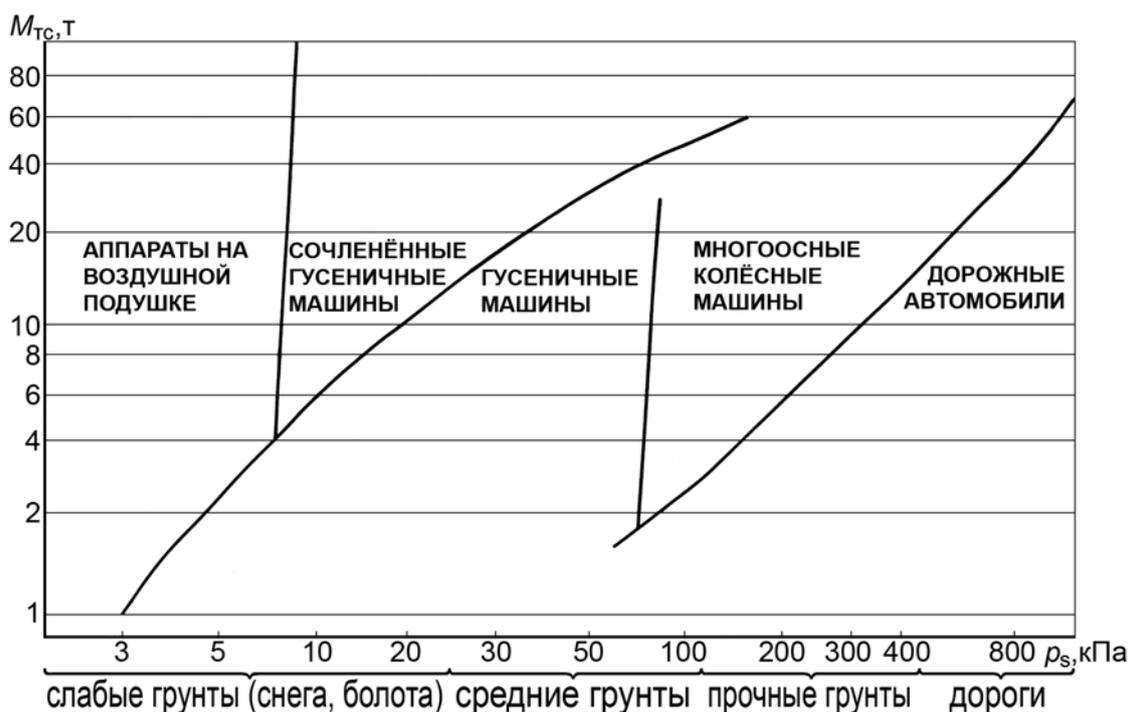


Рис. 1.5. Области целесообразного применения транспортных средств различных типов в зависимости от их полной массы  $M_{TC}$  и несущей способности грунта  $p_s$

### 1.3. Профильная и опорно-цепная проходимость

В России одними из первых в мире занялись теоретическими и практическими аспектами повышения проходимости транспортных

средств. Ещё в 1796 г. академик Санкт-Петербургской Академии наук Н. И. Фусс получил премию на международном конкурсе по теории колееобразования, объявленном Датским обществом наук.

Обычно внешние факторы, влияющие на проходимость машины, разделяют на две основные группы.

Профильная проходимость определяет способность преодоления препятствий различного рода и вписывания транспортного средства в требуемую полосу движения.

Опорно-сцепная проходимость обуславливает способность движения машины по скользким поверхностям, грунтам со слабой несущей способностью (или воде) без чрезмерного погружения корпуса, а также в других аналогичных ситуациях, когда возможность перемещения зависит от соотношения между силами сопротивления поверхности движения и движущими силами.

В последнее время всё более значимым становится экологический аспект проходимости, связанный с воздействием транспортного средства на окружающую среду и, в частности, на поверхность движения, например, на пашню или тундру, поэтому его необходимо учитывать и при создании специальных движителей. Но всё же профильная и опорно-сцепная проходимость является приоритетной.

#### **1.4. Критерии проходимости транспортных средств**

Возможность движения транспортного средства по проходимости определяется неравенством

$$P_T \geq \Sigma F_i, \quad (1.1)$$

где  $P_T$  – сила тяги движителя транспортного средства;  $\Sigma F_i$  – сумма сил сопротивления движению транспортного средства.

Потеря проходимости транспортного средства может быть как полной, так и частичной.

При полной потере проходимости происходит прекращение движения или застревание.

Частичная потеря проходимости связана со снижением скорости движения и увеличением расхода топлива в определённых условиях перевозок. Снижение скорости движения при частичной потере проходимости происходит из-за следующих факторов:

недостаточной мощности двигателя или возможного буксования движителя при её избытке;

профиля поверхности движения, вызывающего колебания, неприемлемые для экипажа, самого транспортного средства или перевозимого груза;

субъективных действий водителя, выбравшего тот или иной маршрут движения. Этот фактор с трудом поддаётся формализации.

Для того чтобы дать полную оценку проходимости транспортного средства, надо, во-первых, выявить возможность выполнения на заданном маршруте условия (1.1) и, во-вторых, оценить снижение скорости и повышение расхода топлива, оказывающих влияние на производительность и себестоимость перевозок.

Комплексным критерием сравнительной эффективности по проходимости  $\Pi$  для нескольких транспортных средств может служить выражение

$$\Pi = G_{ep}V/g_T, \quad (1.2)$$

где  $G_{ep}$  – полезная нагрузка;  $V$  – скорость;  $g_T$  – расход топлива.

Для машин с каким-либо новым движителем достоверного обобщённого фактора  $\Pi$  по совокупности эксплуатационных свойств может быть и не предложено. Поэтому критерием в данной ситуации остаётся экспериментальная оценка проходимости машины сравнительно эталонного образца (прототипа). В качестве показателей проходимости могут служить, например, показатели скорости  $\Pi_v$ ; грузоподъёмности  $\Pi_{ep}$  или экономичности  $\Pi_{\varepsilon}$ :

$$\Pi_v = V_M/V; \quad \Pi_{ep} = G_{epM}/G_{ep}; \quad \Pi_{\varepsilon} = g_{TM}/g_M,$$

где соответственно  $V_M$ ,  $G_{epM}$  и  $g_{TM}$  – скорость, вес перевозимого груза и расход топлива созданной машины, а  $V$ ,  $G_{ep}$  и  $g_T$  – скорость, вес перевозимого груза и расход топлива эталонного образца.

Когда в первом приближении требуется оценить проходимость машины на типичных грунтах, то можно воспользоваться предложенным американскими специалистами эмпирическим показателем проходимости, названным *MMP* (Mean Maximum Pressure).

Для колёсного движителя *MMP* (обозначение соответствует оригиналу) определяется по следующим формулам.

Грунт – глина

$$MMP = \frac{kG_a}{2mB_k^{0,85} D_k^{1,15} (h_z/H_k)^{0,5}}, \text{ кПа}, \quad (1.3)$$

где  $G_a$  – вес автомобиля, кН;  $m$  – число осей;  $B_k$  – ширина профиля шины, м;  $D_k$  – диаметр колеса, м;  $h_z/H_k$  – относительный прогиб шин на твёрдой поверхности при нагрузке  $G_a$ , %;  $k$  – опытный коэффициент, определяемый по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения коэффициента  $k$  в формуле расчёта *MMP* для колёсных машин

Количество осей	Доля ведущих осей						
	1	3/4	2/3	3/5	1/2	1/3	1/4
2	3,65	–	–	–	4,4	–	–
3	3,90	–	4,35	–	–	5,25	–
4	4,10	4,44	–	–	4,95	–	6,05
5	4,32	–	–	4,97	–	–	–
6	4,60	–	5,15	–	5,55	6,20	–

Грунт – сухой песок

$$MMP = \frac{STG_a}{2mB_k^{1,5} D_k^{1,5} h_z/H_k}, \text{ кПа}, \quad (1.4)$$

где  $S = 0,6$ ;

$T = \begin{cases} 1,0 & \text{– для гладкого протектора;} \\ 1,4 & \text{– для протектора с дорожным рисунком;} \\ 2,8 & \text{– для протектора с универсальным рисунком;} \\ 3,3 & \text{– для протектора с рисунком высокой проходимости.} \end{cases}$

При наличии в трансмиссии блокируемых дифференциалов значение  $MMP$  уменьшают на 2...3%. Сдвоенные колёса рекомендуется учитывать заменой делителя  $2m$  на  $(m + w/2)$ , где  $w$  – общее число колёс машины. Приведённые формулы распространяются и на случаи применения колёс с различными размерами и нагрузкой на них  $G_{ki}$ . В формуле (1.5) в качестве грунтовой поверхности принята глина:

$$MMP = \frac{k}{2m} \sum_i \frac{G_{ki}}{B_{ki}^{1,5} D_{ki}^{1,5} \left( \frac{h_{zi}}{H_{ki}} \right)^{0,5}}, \text{ кПа.} \quad (1.5)$$

По результатам испытаний колёсных машин высокой проходимости в табл. 1.2 приведены рекомендуемые значения  $MMP$ . Для колёсных машин, у которых масса свыше 6 т, рекомендуется  $MMP < 350$  кПа.

Таблица 1.2

Рекомендуемые значения  $MMP$  для машин высокой проходимости

Грунтовые условия	$MMP$ , кПа		
	для многократных проходов (идеальное значение)	удовлетворительное значение	приемлемо для одного прохода
Влажный мелкозернистый грунт	150	200	300
Торфяники	30	50	60
Тундра и европейские болота	5	10	15
Снег	10	25...30	40

Из результатов, приведённых в табл. 1.3, видно, что рассчитанная по  $MMP$  проходимость отечественных БТР-60П и Урал-375Д оказалась даже выше, чем у выпущенных в те же годы автомобилей - амфибий стран НАТО той же самой весовой категории. Поэтому Урал-375 иногда служил эталоном автомобиля по проходимости.

Таблица 1.3

Значения *MMP* для колёсных машин

Автомобиль (колёсная формула)	Масса, т	Размер шин	<i>MMP</i> , кПа
БТР-60П (8x8)	10,0	12.00x18	320
Урал-375Д (6x6)	13,0	14.00x20	350
Stalwart (6x6)	14,5	14.00x20	403
AMX 10RC (8x8)	15,8	14.00x20	437
LAV (8x8)	12,0	11.00x16	439

На основании данных, полученных при испытаниях внедорожных машин, включая бронетехнику, Роланд (Rowland) вывел следующую эмпирическую зависимость для определения *MMP* гусеничных движителей различного конструктивного исполнения:

трак и цепь гусеницы с жёсткими опорными катками:

$$MMP = \frac{1,26G}{2n_{\Gamma} A_{\Gamma P} b \sqrt{t_{\Gamma} D}}, \text{ кПа}, \quad (1.6)$$

гусеница с пневматическими шинами у опорных катков:

$$MMP = \frac{0,5G_M}{2n_{\Gamma} b \sqrt{D \delta_{\text{ш}}}}, \text{ кПа}, \quad (1.7)$$

где  $G_M$  – вес машины, кН;  $n_{\Gamma}$  – число опорных катков на одной гусенице;  $A_{\Gamma P}$  – площадь жёсткой части трака как часть шага гусеницы, умноженная на ширину опорного катка;  $b$  – ширина трака или пневмошины, м;  $t_{\Gamma}$  – шаг гусеницы, м;  $D$  – наружный диаметр опорного катка или пневматической шины, м;  $\delta_{\text{ш}}$  – радиальная деформация пневматической шины под нагрузкой, м.

Кроме обобщённых критериев проходимости используются также частные параметры проходимости, определяющие способность транспортного средства преодолеть препятствия того или иного вида.

Обычно применяются следующие критерии:

- коэффициент свободной тяги;
- максимальный угол подъёма, преодолеваемый как одиночной машиной, так и поездом;
- максимальная высота преодолеваемого порогового препятствия;
- максимальная ширина преодолеваемого рва;
- максимальная глубина преодолеваемого брода;
- максимальная глубина снежного покрова, преодолеваемого по целине.

Зная силу тяги на крюке  $P_{кр}$  и вес машины  $G_M$ , определяют коэффициент свободной силы тяги  $k_T = P_{кр}/G_M$ , который принято находить по сцеплению  $\varphi$  и по удельной силе тяги по двигателю  $f_D$ .

Коэффициент свободной силы тяги по сцеплению равен

$$k_{T\varphi} = \varphi k_\varphi - \psi, \quad (1.8)$$

где  $k_{T\varphi} = P_{кр}/G_{сц}$  – коэффициент сцепного веса  $G_{сц}$ .

Общее сопротивление движению полноприводной колёсной или гусеничной машины обычно оценивают с помощью коэффициента  $\psi$  по такой формуле:

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha, \quad (1.9)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  – угол подъёма (или спуска). Если принять, что

$$P_{кр} = P_D - \psi G_M,$$

где  $P_D$  – сила тяги, развиваемая двигателем и определяемая в зоне контакта движителя с грунтом, то удельная свободная силы тяги по двигателю  $f_{TD}$ , которую способно реализовать транспортное средство (с силой тяги движителя по сцеплению  $\varphi_D$  и сопротивлением движению  $\psi$ ), равна

$$f_{TD} = \varphi_D - \psi. \quad (1.10)$$



Рис. 1.6. Характеристика проходимости автомобиля на  $i$ -ой передаче

На рис. 1.6. показана зависимость проходимости автомобиля от соотношения моментов на его колёсах: подводимого от двигателя  $M_k$ , предельного по сцеплению  $M_\varphi$  и сопротивления движению  $M_f$ .

Удельная свободная силы тяги  $f_{ТД}$  оценивает возможности транспортного средства по преодолению препятствий, для чего необходим повышенный запас силы тяги. Она зависит как от конструктивных особенностей транспортного средства и его движителя, так и дорожных условий, определяемых коэффициентами  $\varphi$  и  $\psi$ .

Величину потребного сцепления движителя с грунтом  $\varphi_n$  принято оценивать с помощью выражения, которое имеет вид

$$\varphi_n = f \pm tg \alpha \pm \rho_B, \quad (1.11)$$

где  $\alpha$  – угол подъёма или спуска;  $\rho_B$  – относительная величина силы воздействия воздушного потока,  $\rho_B = P_B / G_M$  ( $P_B$  – сила сопротивления воздуха,  $G_M$  – вес транспортного средства).

При значительном запасе по сцеплению грунта  $\varphi$  и недостаточной величине удельной силы тяги по двигателю  $f_d$  можно найти угол подъёма  $\alpha$ , который сможет преодолеть одиночное полноприводное транспортное средство с учётом коэффициента сопротивления качению  $f$ , относительной величины силы воздействия воздушного потока  $\rho_B$ : встречного (–) или попутного (+), а также относительного замедления (+ $j$ ) или ускорения (– $j$ ) машины во время преодоления препятствия:

$$\ddot{\alpha} = \arcsin \left\{ \frac{f_{прив}}{1 + f^2} \left[ 1 - \sqrt{1 - (1 + f^2) \left( 1 - \frac{f^2}{f_{прив}^2} \right)} \right] \right\}, \quad (1.12)$$

где  $f_{прив} = f_d \mp \rho_B \pm j$ .

При существенном запасе силы тяги по двигателю  $f_d$  максимально возможный на данном грунте угол подъёма  $\alpha_{max \varphi}$ , который способно преодолеть полноприводной автомобиль или гусеничная машина, будет

$$\alpha_{max \varphi} = \arctg(\varphi - f). \quad (1.13)$$

Подвижность машины  $\Pi_1$  определяется формулой

$$\Pi_1 = \frac{k_{пр} V_{ср}}{1 + \frac{t_3 + t_p}{t_д}}, \quad (1.14)$$

где  $V_{ср}$  – средняя скорость движения по маршруту;  $k_{пр}$  – коэффициент проходимости;  $k_{пр} = s/s_д$  ( $s$  – длина маршрута,  $s_д$  – его действительная длина, например, из-за объездов);  $t_д$  – время чистого движения;  $t_3$  – время на заправку и обслуживание;  $t_p$  – время на устранение поломок.

### 1.5. Вероятностные методы оценки проходимости машин

Ввиду того, что в процессе эксплуатации возможны любые сочетания внешних факторов, в которых чаще всего предстоит работать создаваемой машине, их принято оценивать по вероятностным характеристикам. Обработка многочисленных экспериментальных данных для дорог и местностей всех типов показала, что закон распределения  $\psi$  вероятности появления грунтовых условий того или иного вида у машин повышенной проходимости приближается к нормальному распределению:

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_{\psi} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\psi - M_{\psi})^2}{2\sigma_{\psi}^2}}, \quad (1.15)$$

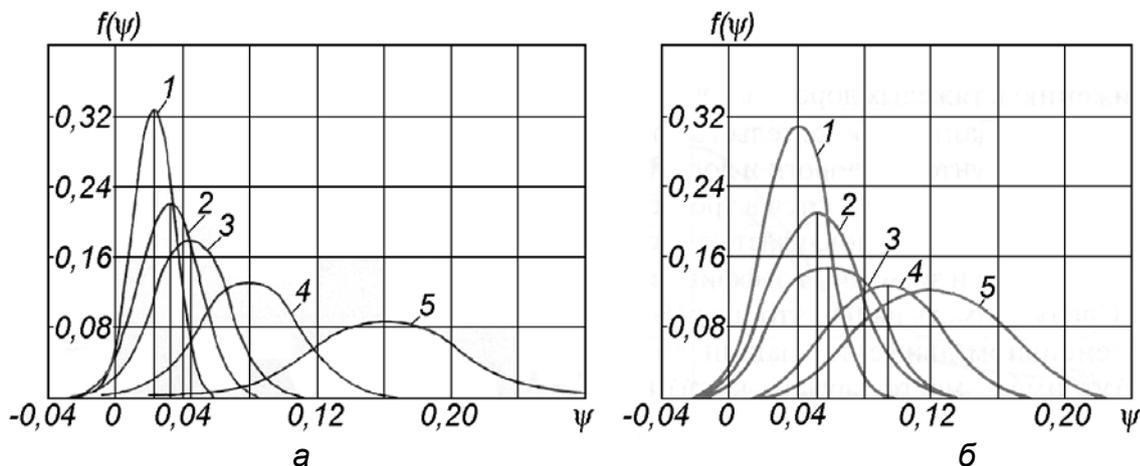


Рис. 1.7. Кривые плотности вероятности распределения коэффициента  $\psi$  для различных дорожных условий, полученные по результатам эксплуатации колёсных (а) и гусеничных (б) машин:

1 – дороги с твёрдым покрытием; 2 – булыжное шоссе; 3 – грунтовая дорога удовлетворительного состояния; 4 – разбитая грунтовая дорога; 5 – бездорожье

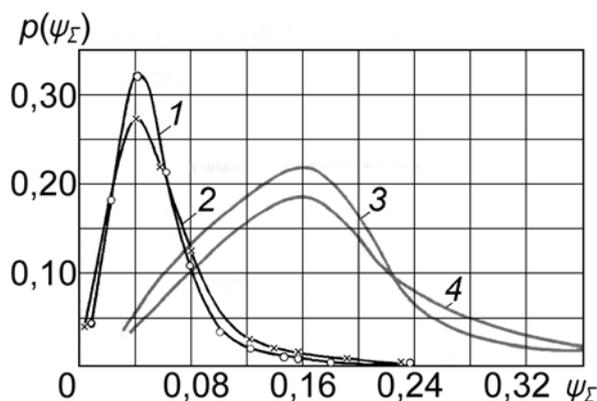


Рис. 1.8. Плотность вероятности распределения коэффициента  $\psi_{\Sigma}$ , полученная во всей совокупности дорожных условий для машин: 1 – УАЗ-469; 2 – Урал-375Д; 3 – МТ-ЛБ с прицепом; 4 – МТ-ЛБ без прицепа

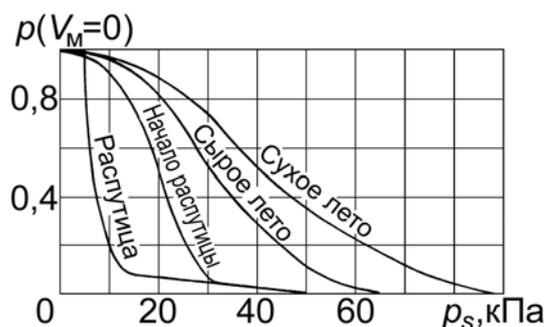


Рис. 1.9. Вероятность непроходимости четырёхосной полноприводной машины массой 10 т при изменении несущей способности суглинистого грунта  $\rho_s$  (в зависимости от сезонного времени)

где  $\psi$  – в данном случае вероятное значение коэффициента сопротивления движению;  $\sigma_{\psi}$  – среднее квадратическое отклонение коэффициента  $\psi$ ;  $M_{\psi}$  – математическое ожидание коэффициента  $\psi$ .

Основные параметры распределения коэффициента  $\psi$  для дорожных условий основных типов, характерных для условий использования полноприводных колёсных и многоцелевых гусеничных машин, приведены на рис. 1.7.

По совокупностям вероятности использования транспортного средства в конкретных дорожных условиях можно построить кривые плотности вероятности распределения коэффициента сопротивления движению для всей возможной совокупности грунтовых и дорожных условий, на которых эксплуатируется данная машина. Но эти процессы (рис. 1.8) уже не будут подчиняться нормальному распределению.

Исходя из графиков, показанных на рис. 1.8, можно сделать вывод, что полноприводные колёсные машины должны быть наиболее эффективны при  $\psi_{\Sigma} = 0,04$ , а гусеничные – при  $\psi_{\Sigma} = 0,16$ . Для определения способности машин к передвижению, кроме вероятностных характеристик распределения сопротивления движению транспортных средств, применяются и другие вероятностные величины. Например, на рис. 1.9 показана вероятность непроходимости многоосных машин в зависимости от сезонной влажности грунта.

## 1.6. Экспериментальные методы оценки профильной проходимости

Экспериментальные методы оценки проходимости транспортных средств необходимы для подтверждения правильности аналитической оценки проходимости создаваемых машин.

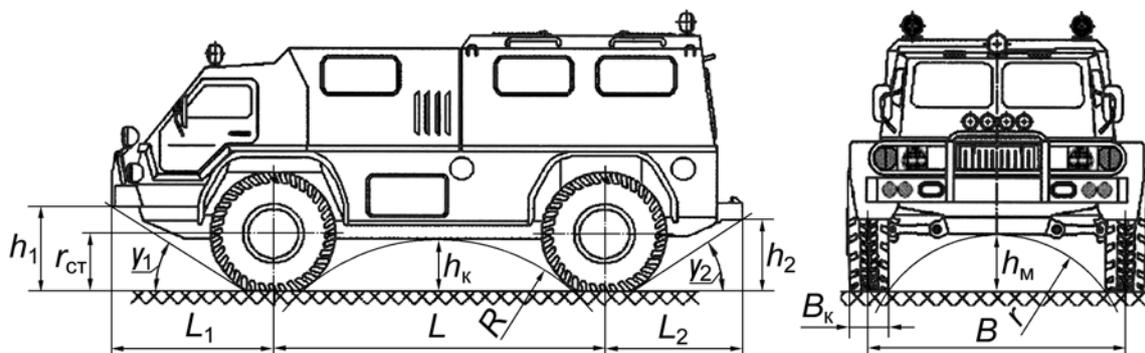


Рис. 1.10. Схема к геометрическим параметрам профильной проходимости:  $B$  – колея машины;  $B_k$  – ширина колеса (ширина профиля шины);  $h_k$  – дорожный просвет под корпусом машины (клиренс);  $h_m$  – дорожный просвет под картером ведущего моста;  $h_1$  – дорожный просвет под передним свесом;  $h_2$  – дорожный просвет под задним свесом;  $L$  – база автомобиля;  $L_1$  – передний свес;  $L_2$  – задний свес;  $R$  – радиус продольной проходимости автомобиля;  $r$  – радиус поперечной проходимости;  $r_{ст}$  – статический радиус колеса;  $\gamma_1$  – передний угол свеса;  $\gamma_2$  – задний угол свеса

Геометрические параметры профильной проходимости показаны на примере автомобилей (рис. 1.10), поскольку большинство из их показателей характерны и для машин с другими типами движителей.

Дорожный просвет машины – расстояние между опорной поверхностью и какой-либо характерной точкой нижнего контура транспортного средства. При определении дорожного просвета обычно измеряются параметры, которые могут повлиять на величину просветов: статические радиусы колёс, прогиб элементов подвески и т.п.

Статический радиус колеса  $r_{ст}$  – расстояние до опорной плоскости от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной нагрузкой.

База транспортного средства  $L$  – расстояние между проекциями на плоскость движения центров первого и последнего колёс автомобиля (опорных катков – у гусеничного движителя).

Координаты центра тяжести машины. Горизонтальная координата определяет центр давления на грунт. У амфибий от горизонтальной координаты центра тяжести зависит их продольная остойчивость.

Вертикальная координата центра тяжести в первую очередь влияет на устойчивость от опрокидывания, а также на остойчивость плавающих машин.

Передний  $L_1$  (задний  $L_2$ ) свес транспортного средства – расстояние от крайней точки контура передней (задней) части по длине машины до плоскости, перпендикулярной опорной поверхности и проходящей через центры передних (задних) колёс автомобиля или опорных катков гусеничной машины.

Угол переднего  $\gamma_1$  (заднего  $\gamma_2$ ) свеса машины – наименьший угол (из возможных значений в вертикальной плоскости) между опорной поверхностью и плоскостью, касательной к передним (задним) колёсам автомобиля или гусеничному обводу, примыкающему к передним (задним) опорным каткам. Углы свеса определяются при полной (номинальной) нагрузке с помощью угломерного инструмента и жёсткого щита, касающегося соответствующих колёс или участков, гусеницы и одной из точек свеса транспортного средства.

Радиус продольной проходимости автомобиля  $R$  – это наибольший из возможных радиусов цилиндрических поверхностей, касательных к свободным радиусам соседних колёс (наиболее разнесённых по базе) и проходящих через точку контура нижней части машины таким образом, что все остальные точки контура нижней части оказываются с внешней стороны этого цилиндра.

При этом у многоосных автомобилей радиус  $R$  определяют, подняв колёса средних мостов до упора в ограничитель хода (рис.1.11).

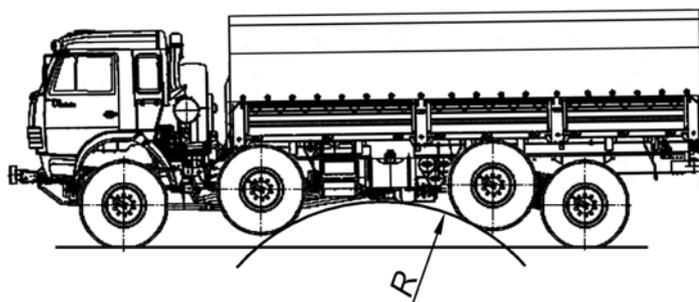


Рис. 1.11. Определение радиуса продольной проходимости у многоосного автомобиля

Радиус  $R$  обычно находят графическим путём, нанося на бумагу в масштабе 1:10 или 1:20 профиль машины. Радиусы колёс принимаются равными статическим радиусам  $r_{ст}$ .

Радиус поперечной проходимости машины  $r$  – это радиус цилиндра, касательного к колёсам одного моста и проходящего через точку контура нижней части машины (см. рис. 1.10).

Коэффициент совпадения ширины следов передних и задних колёс автомобиля  $k_{всл}$  определяется как отношение ширины следов соответственно за передними  $B_{к(п)}$  и задними  $B_{к(з)}$  колёсами

$$k_{всл} = B_{к(п)} / B_{к(з)}. \quad (1.16)$$

В последнее время уделяется внимание равенству ширины колеи у транспортных средств различных типов и назначения, предназначенных для совместной работы в условиях бездорожья.

Углы гибкости между звеньями поездов и шарнирно-сочленённых машин определяют проходимость таких транспортных средств в условиях бездорожья, а также влияют на их маневренность.

Углы перекоса поперечных осей движителей возникают при движении по пересечённой местности из-за наличия подвески, а также линейных и угловых деформаций несущей системы.

## 1.7. Экспериментальные методы оценки опорно-цепной проходимости

Вес транспортного средства  $G_M$  определяют чаще всего на автомобильных весах. Чем меньше вес машины, тем выше её проходимость, в первую очередь по мягким грунтам, а также возможность преодоления ледяных переprav, движения по мостам и другим искусственным сооружениям.

Цепной вес транспортного средства  $G_{сц}$  – часть веса машины, создающая нормальные нагрузки на ведущих элементах движителя

$$G_{сц} = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n R_{к ij}, \quad (1.17)$$

где  $m$  – число колёс или других движителей на одной ведущей оси;  $n$  – число ведущих осей;  $R_{kij}$  – нормальная реакция на  $i$ -й элемент движителя  $j$ -й оси.

Сцепной вес автомобиля можно определить с помощью установленных под ведущими колёсами ладометров. Схема ладометра показана на рис. 1.12.

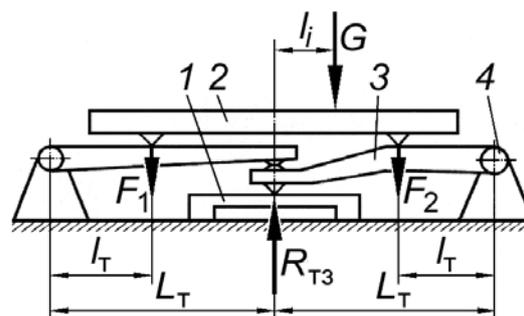


Рис. 1.12. Схема сил, действующих на тензодатчик ладометра: 1 – тензодатчик; 2 – крышка ладометра; 3 – рычаг; 4 – ось рычага

Ладометр представляет собой тензоэлектрические весы, показания которых не зависят от места приложения к крышке ладометра измеряемой нагрузки. Действительно, как это видно из рисунка, вертикальная нагрузка на тензозвено

$$R_{ТЗ} = (F_1 + F_2) \frac{l_T}{l_T + L_T} = \frac{G}{1 + \frac{L_T}{l_T}} \quad (1.18)$$

не зависит от координаты  $l_i$  места приложения нагрузки  $G$ .

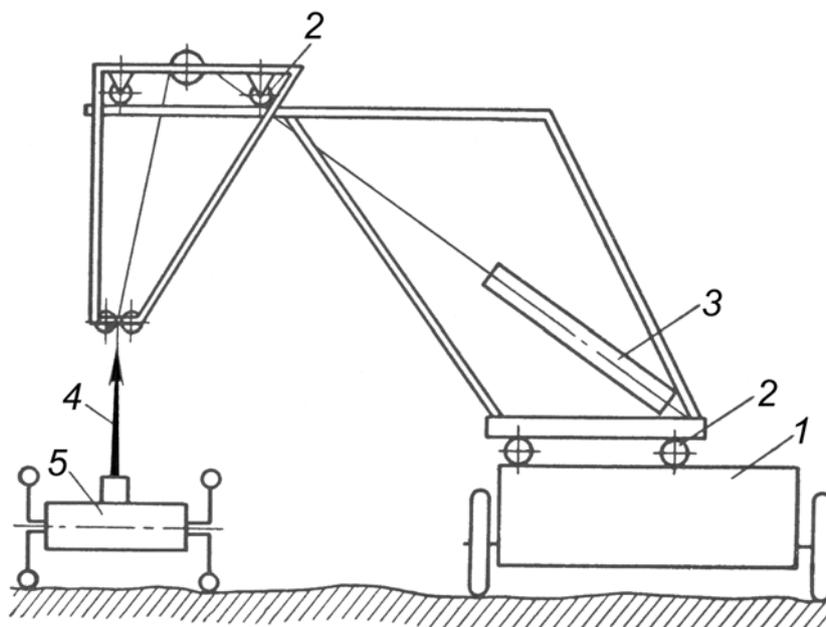


Рис. 1.13. Схема станда для имитации силы тяжести на других планетах (Луне): 1 – тележка; 2 – подшипники; 3 – цилиндр с постоянным тяговым усилием; 4 – трос; 5 – ходовой макет лунохода

При создании движителей для инопланетных транспортных средств надо учитывать то, что на других планетах вес машин во много раз меньше, чем на Земле.

При этом динамические нагрузки, возникающие при ускорениях или замедлениях космического аппарата, везде остаются одинаковыми. Поэтому создаются специальные стенды для имитации силы тяжести как у машин, так и отдельных элементов их движителей (рис. 1.13).

Зная вес транспортного средства  $G_M$  и его сцепной вес  $G_{сц}$ , не трудно найти коэффициент сцепного веса.

Коэффициент сцепного веса  $k_{сц}$  – это отношение сцепного веса  $G_{сц}$  к полному весу транспортного средства  $G_M$

$$k_{сц} = G_{сц} / G_M. \quad (1.19)$$

Удельная мощность транспортного средства  $N_{уд}$  – отношение номинальной мощности двигателя  $N_{e\ max}$  к полному весу машины  $G_M$ .

$$N_{уд} = N_{e\ max} / G_M. \quad (1.20)$$

Для поезда

$$N_{уд} = N_{e\ max} / (G_M + G_{ПР}). \quad (1.20')$$

Коэффициент сопротивления качению  $f$  колёсной (или гусеничной) машины условно принимают равным отношению сопротивления движению транспортного средства к его весу и находят по выражению

$$f = P_f / G_M, \quad (1.21)$$

где сопротивление движению  $P_f$  по бездорожью условно принимают равным сопротивлению, оказываемому транспортным средством, при буксировке с отключённым от трансмиссии двигателем.

Буксировку производят на скорости 5...8 км/ч с помощью тягача, обладающего достаточными тяговыми возможностями. Длина мерного участка должна быть не менее 20 м.

Коэффициент сцепления колёс (гусениц) с грунтом  $\varphi$  представляет собой отношение наибольшей силы  $P_\varphi$ , развиваемой дви-

жителем на данном грунте, к суммарному весу  $G_{\text{сц}}$ , приходящемуся на тот же движитель

$$\varphi = P_{\varphi} / G_{\text{сц}}. \quad (1.22)$$

Коэффициент сцепления условно принимают равным сумме наибольшей удельной тяги на крюке и коэффициента сопротивления качению (измеренного на этом же или подобном грунтовом участке)

$$\varphi = \frac{1}{k_{\text{сц}}} (k_{\text{кр}} + f). \quad (1.23)$$

Для полноприводных машин  $k_{\text{сц}} = 1$ .

Удельная сила тяги на крюке  $k_{\text{кр}}$  – сила тяги на крюке  $P_{\text{кр}}$  транспортного средства, отнесённая к его полному весу  $G_{\text{М}}$

$$k_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} / G_{\text{М}}. \quad (1.24)$$

В ряде случаев для испытаний применяются стационарные стенды, позволяющие проводить эксперименты, как на натуральных образцах транспортных средств, так и на моделях (рис. 1.14 и 1.15).

Тяговая мощность на крюке – мощность, равная произведению силы тяги на крюке транспортного средства на его скорость

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} V. \quad (1.25)$$

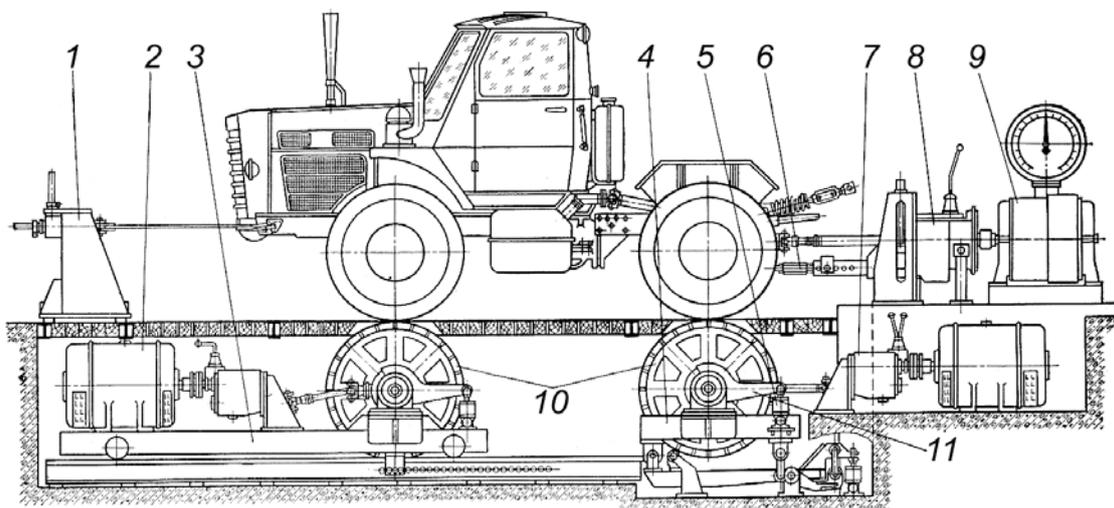


Рис. 1.14. Схема стационарного стенда с беговыми барабанами для испытаний натуральных образцов транспортных средств:

1 – стойка; 2 – электрическая тормозная машина; 3 – полурама передних барабанов; 4 – полурама задних барабанов; 5 – динамометр; 6 – тензометрическое звено; 7 – коробка передач стенда; 8 – коробка передач балансирующей машины; 9 – балансирующая машина; 10 – беговые барабаны; 11 – рычажно-массоизмерительное устройство

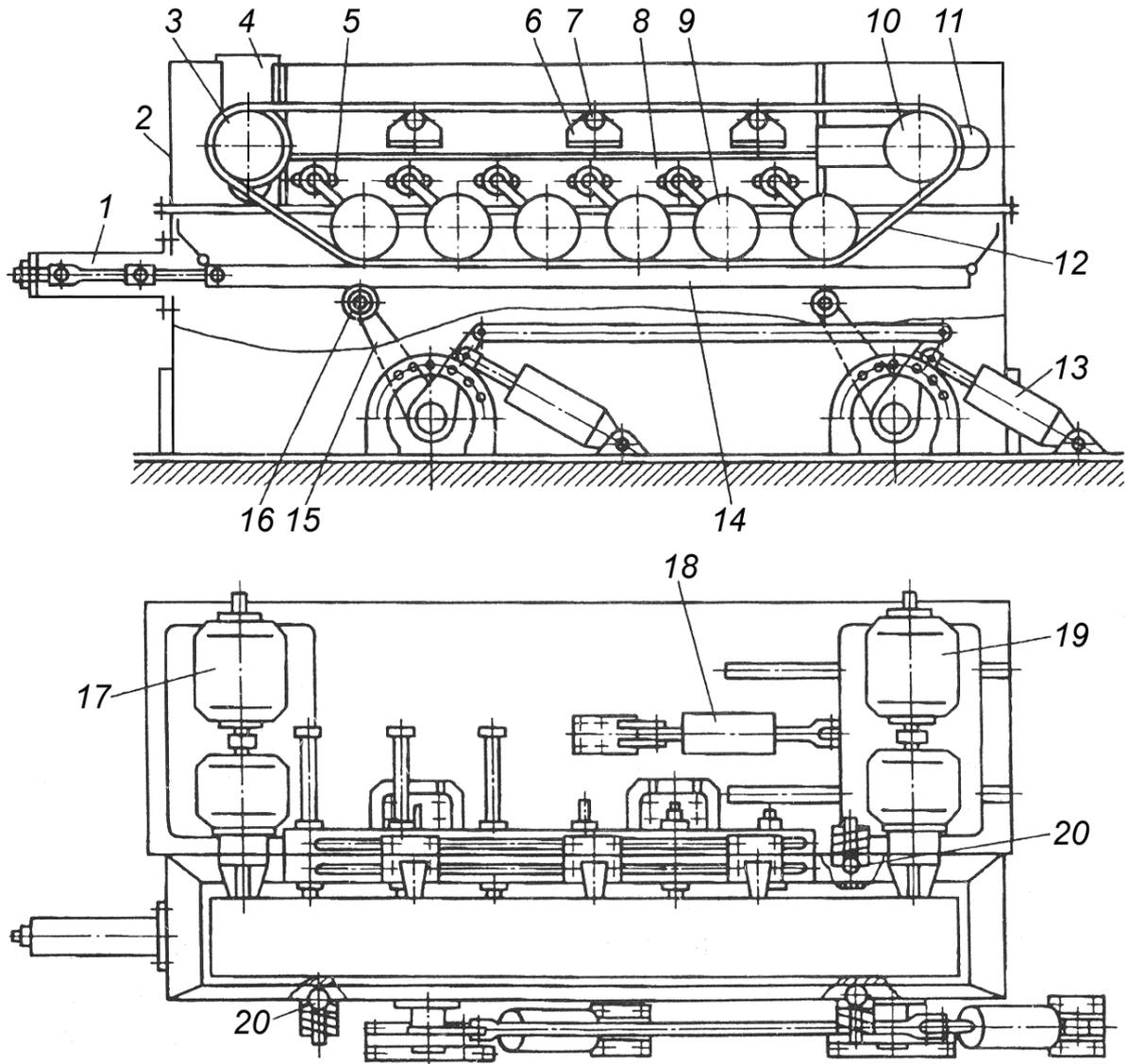


Рис. 1.15. Схема универсального стенда для испытаний моделей гусеничного движителя:

1 – тензометрический измеритель тягового усилия; 2 – герметизированная камера; 3 – ведущее колесо испытуемой гусеницы; 4 – направляющая для вертикального перемещения ведущего колеса; 5 – направляющая для горизонтального перемещения опорного катка; 6 – регулируемый кронштейн для поддерживающего катка; 7 – поддерживающий каток; 8 – станина для крепления опорных и поддерживающих катков; 9 – опорный каток; 10 – направляющее колесо; 11 – направляющая для горизонтального перемещения направляющего колеса; 12 – гусеничная цепь; 13 - гидроцилиндр изменения вертикального положения опорной плиты; 14 – опорная плита; 15 – поддерживающие рычаги опорной плиты; 16 – поддерживающие катки опорной плиты; 17 – привод ведущего колеса; 18 – гидроцилиндр изменения натяжения гусеницы; 19 – тормозной агрегат направляющего колеса; 20 – боковые подпружиненные ролики опорной плиты

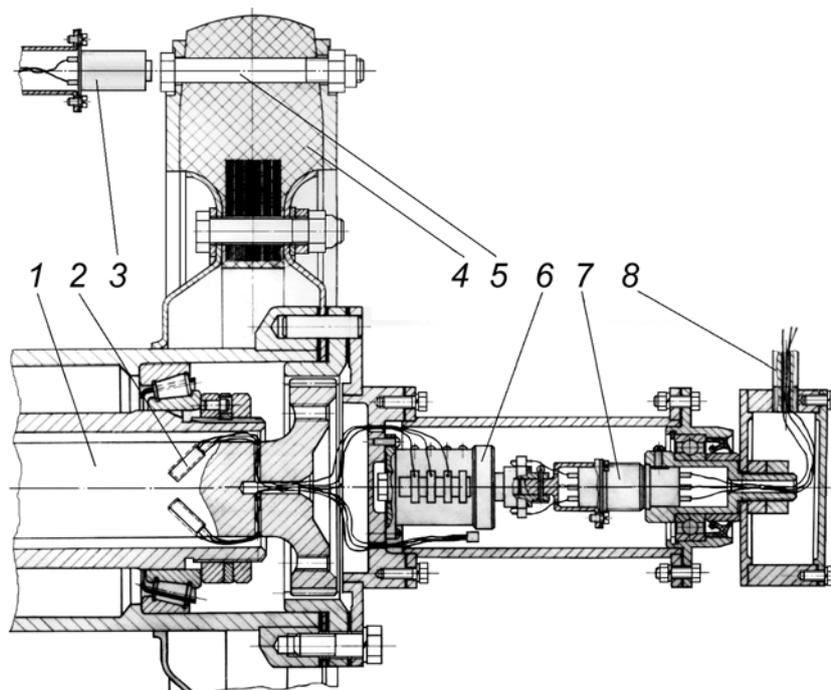


Рис. 1.16. Тензовёздочка опытного гусеничного снегоболотохода НАМИ-0157М: 1 – полуось; 2 – тензометрический мост; 3 – датчик импульсов; 4 – ведущее колесо гусеницы; 5 – болтовое соединение; 6 – токосъёмник; 7 – штепсельный разъём; 8 – съёмная штанга с проводами

Полная сила тяги  $P_T$  – сила тяги транспортного средства, равная сумме сил тяги всех ведущих элементов движителя.

Например, для автомобилей  $P_T$  будет

$$P_T = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^m P_{Tij}, \quad (1.26)$$

где  $m$  – число ведущих осей;  $P_{Tij}$  – сила тяги  $i$ -го ведущего колеса  $j$ -й ведущей оси.

Измерение основных тяговых и скоростных характеристик ведущих колёс с помощью тензометрических валов (рис. 1.16) даёт возможность определить в реальных условиях движения такие важные параметры машины, как полная сила тяги, мощности сопротивления качению и движению, а также буксование движителя.

Коэффициент буксования движителя  $\sigma$  – безразмерный коэффициент, определяемый как отношение суммарного проскальзывания движителя на пройденном транспортным средством пути к теоретически возможному (без проскальзывания) перемещению на том же участке, т.е.

$$\sigma = (L_{\text{теор}} - L)/L_{\text{теор}}, \quad (1.27)$$

где  $L$  и  $L_{\text{теор}}$  – соответственно фактический путь, пройденный транспортным средством, и теоретически возможный путь (при отсутствии проскальзывания движителя относительно опорной поверхности). При отсутствии буксования  $\sigma = 0$ , а при полном буксовании  $\sigma = 1$ .

Мощность сопротивления качению  $N_f$  транспортного средства – мощность, равная сумме мощностей сопротивления качению всех его колёс (или гусениц)

$$N_f = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^m N_{fij}. \quad (1.28)$$

Мощность сопротивления движению  $N_d$  транспортного средства – мощность, равная сумме мощности сопротивления качению его колёс (или гусениц)  $N_f$  и мощностей, затрачиваемых на преодоление сил сопротивления в трансмиссии  $N_{\text{ТР}}$ , сопротивления подъёму  $N_\alpha$ , сопротивления воздуха  $N_B$ , крюкового сопротивления прицепа  $N_{\text{КР}}$  и сил инерции  $N_j$

$$N_d = N_f + N_{\text{ТР}} + N_\alpha + N_B + N_{\text{КР}} + N_j. \quad (1.29)$$

Мощность колееобразования  $N_{f\text{ГР}}$  – мощность, которую затрачивает движитель с непрерывным взаимодействием с опорной поверхностью на её деформирование.

Для вездеходов очень важным параметром является давление на грунт, оказываемое движителем. У колёсных машин указанный параметр находят при разном давлении воздуха в шинах. Кроме того, у шин определяют коэффициент насыщенности протектора.

Коэффициент насыщенности протектора  $k_H$  обычно определяют так. Сначала с помощью весов или ладометра измеряют нормальную нагрузку  $G_k$ , приходящуюся на колесо. Затем машину ставят на ровную горизонтальную твёрдую поверхность, давление в шинах снижают до минимально допустимой величины, поддомкрачивают колесо, беговую поверхность шины смазывают краской, под колесо кладут бумагу, опускают колесо и делают на бумаге отпечаток при данной нагрузке.

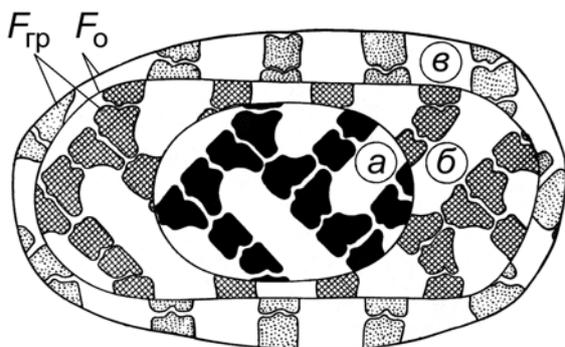


Рис. 1.17. Отпечаток контакта с дорогой для шины размером 12.00-18 в зависимости от давления воздуха:

а – давление 0,3 МПа, твёрдое покрытие;  
 б – давление 0,05 МПа, твёрдое покрытие;  
 в – давление 0,05 МПа, мягкий грунт

После этого отпечаток обводят по внешнему контуру (рис. 1.17). Подобную операцию проводят, постепенно увеличивая давление в шинах до максимальной величины, как для снаряженного автомобиля, так и для автомобиля с грузом.

Планиметром измеряют контурную площадь отпечатка  $F_o$  и площадь грунтозацепов  $F_{гр}$ . Для каждого замера определяют коэффициент насыщенности протектора  $k_n$

$$k_n = \frac{F_{гр}}{F_o} \quad (1.30)$$

Минимальное удельное давление  $p_{min}$  находят по формуле

$$p_{min} = \frac{G_k}{F_o} \quad (1.31)$$

Данный опыт повторяют, увеличивая давление воздуха в шинах (вплоть до максимума). Таким же образом проводят серию опытов, изменяя нагрузку на колесо. Т.е. начинают опыты при минимальной нагрузке на колесо и заканчивают соответствующей максимально допустимому весу груза.

С целью определения картины фактических давлений в пятне контакта можно воспользоваться приближённым способом.

Для этого под шину подкладывается резиновый коврик с коническими выступами. Выступы смазываются краской, и коврик кладётся ими на бумагу, лежащую на плоской плите. Ненакачанная шина опускается на коврик и закрепляется в положении, соответствующем необходимому радиальному прогибу. Шина накачивается, деформируя выступы коврика в зависимости от контактного давления на них.

Затем воздух из шины выпускается и шина поднимается. На бумаге остаются отпечатки деформированных выступов коврика (рис. 1.18). Если предварительно протарировать величину отпечатка выступа в зависимости от приложенной нагрузки, то можно составить картину давлений от шины на опорную поверхность.



Рис. 1.18. Отпечатки конусных выступов резинового коврика, характеризующие распределение давления шины на поверхность движения в площади контакта

Радиус качения колёсного движителя  $r_0$  находится с помощью простейшего метода меловых отметок. Для этого на беговой поверхности шины делают 3...4 равномерно расположенные поперечные полосы и прокатывают машину по твёрдой поверхности. Затем измеряют расстояние между полосами  $s$  и находят радиус качения  $r_0$  по формуле

$$r_0 = s/\alpha, \quad (1.32)$$

где  $\alpha$  – угол между меловыми отметками на колесе в радианах.

Способность преодоления труднопроходимых участков пути – экспериментально определяемый предельный уровень проходимости при преодолении размокших грунтов (суглинков или чернозём) и заболоченного луга с низкой несущей способностью.

Глубина преодолеваемой снежной целины может определяться как для одиночного транспортного средства, так и для нескольких сравнимых по проходимости машин. Для опытов выбирается достаточно ровный (полевой) участок длиной не менее 50 метров с постепенно увеличивающейся толщиной слоя снега или несколько участков с различной толщиной слоя. Испытания транспортного средства производятся на низшей передаче с заблокированными дифференциалами в трансмиссии – до полной остановки машины вследствие буксования движителей.

При опыте фиксируется характеристика (вид, состояние, глубина) снежного покрова, длина пройденного пути, причина остановки, возможность самостоятельного выезда машины задним ходом. Опыт повторяется 2...3 раза при каждом из принятых значений полезной нагрузки, а для колёсных машин также при разной величине давления воздуха в шинах.

Глубина преодолеваемого брода определяется при испытаниях машины в специальном бассейне или на естественном броде. Длина брода должна быть не менее 20 метров (трёхкратной длины транспортного средства), дно плотное, не вязкое, глубина брода должна соответствовать указанной в технических условиях на объект испытаний. Перед прохождением брода следует произвести предусмотренную инструкцией подготовку машины. Время, затраченное на подготовку, фиксируется. Движение машины осуществляется на низших передачах в трансмиссии на участках водоёма с последовательно увеличивающейся глубиной (вплоть до достижения предельной глубины, допускаемой конструкцией транспортного средства). Непрерывно проводятся наблюдения за работой двигателя и других систем машины. Характерные моменты испытаний фотографируют, или производят их киносъёмку. По окончании опытов транспортное средство тщательно осматривают, проверяют действие тормозов, устанавливают, нет ли воды в агрегатах путём осмотра и частичного или полного слива масла из картеров.

Оценка в полевых условиях проходимости машин проводится для экспериментального определения параметров проходимости на характерных труднопроходимых грунтах (сыпучий песок, размокший суглинистый грунт, заболоченный грунт, снежная целина), показателя эффективности и подвижности машины на комбинированных маршрутах с участками размокших дорог целинного грунта, возможностей машины по преодолению препятствий. При этом надо учитывать тип и назначение тестируемого транспортного средства.

Для автомобилей испытания на опорно-сцепную проходимость должны проводиться при условиях, приведенных в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Дорожные условия для испытания автомобилей на проходимость

Параметр	Автомобили:	
	неполноприводные	полноприводные
Глубина разрыхления сухого сыпучего песка, м	0,15...0,20	0,30...0,40
Пашня боронованная: глубина вспашки, м влажность, %	0,15...0,20 40...60	0,20...0,30 60...90
Несущая способность заболоченных лугов, МПа	0,20...0,25	0,10...0,15
Снежная целина: высота снежного покрова, м плотность снега, т/м <sup>3</sup>	0,20...0,30 0,20...0,30	0,35...0,45 0,20...0,30

Для объективной оценки опорно-сцепной проходимости движителя необходимо также достаточно точно знать физические свойства опорной поверхности, с которой он взаимодействует.

### Вопросы для самоконтроля

1. С какими факторами связана частичная потеря проходимости?
2. Что может дать создателю транспортного средства знание плотности вероятности распределения суммарного коэффициента сопротивления движению  $p(\psi_{\Sigma})$ ?
3. Что и как определяют, подкладывая под шину резиновый коврик?

## 2. КЛАССИФИКАЦИЯ И ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГРУНТОВ

### 2.1. Основные понятия

Наиболее интересными с точки зрения взаимодействия с опорной поверхностью движителей специальных транспортных средств являются такие естественные виды поверхностей движения, как грунт и почва.

Грунтами называют любые горные породы, которые образовались в результате естественно-исторического происхождения в верхних слоях земной коры. В результате биологического воздействия на поверхности грунта образуется почва.

Почва – это природное образование, формирующееся из смеси горных пород и остатков растительных и животных организмов и обладающее отличительным свойством – плодородием.

## 2.2. Классификация грунтов

Всё многообразие грунтов, по которым может передвигаться транспортное средство, можно свести к двум большим группам.

В первой из них отдельные кристаллики и обломки горных пород сцементированы в прочную монолитную массу. Обычно эти грунты называют скальными породами. Часто у них высокая несущая способность, малая деформируемость и водопроницаемость.

Грунты второй группы состоят из частиц, не имеющих между собой прочных межкристаллических связей, и относятся к дисперсным средам в виде многофазной системы из твёрдых минеральных частиц, воды в различных состояниях и газообразных включений.

*Таблица 2.1*

Классификация грунтов по размеру частиц

Наименование грунта	Размер частиц в мм
Валуны и камни угловатые	Более 200
Булыжник	200...100
Галька окатанная и щебень угловатый	100...40
Гравий окатанный и дресва угловатая	40...2
Песок	2...0,05
Пыль	0,05...0,01
Ил	0,01...0,005
Глина	Менее 0,005

Оценку материалов, образующих поверхность движения, проводят по так называемым независимым параметрам.

Под независимыми параметрами понимают такие свойства грунта, которые не зависят от способа их измерения или определения. Самым стабильным является гранулометрический состав, который находится в основе классификации грунтов (табл. 2.1). Другие независимые параметры (влажность, плотность, пористость и т.п.) меняются в широких пределах в зависимости от внешних условий.

Частицы грунта одного минералогического состава, близкие по своим размерам, объединяют в группы, называемые гранулометрическими фракциями грунта. Сочетание этих различных фракций и определяет гранулометрический состав грунта.

Под гранулометрическим составом грунта понимают процентное (по массе) содержание в породе твёрдых частиц того или иного размера.

Свойства грунта во многом зависят от такого важного показателя, как содержание в нём глинистых частиц. Некоторые виды грунтов в зависимости от содержания в них глинистых частиц даны в табл. 2.2.

Несвязными или фрикционными грунтами называются такие сыпучие грунты, как пески, супесчаные и пылеватые, в сухом состоянии не обладающие сцепными качествами. Фрикционные или несвязные грунты состоят из твёрдых частиц сравнительно больших размеров.

Таблица 2.2

Классификация грунтов по содержанию в них глинистых частиц

Наименование грунта	Содержание глинистых частиц (размером менее 0,005 мм), %
Песок	Менее 3
Супесок (лёгкий суглинок)	3...10
Суглинок	10...30
Глинистый грунт	Более 30

Связные грунты, такие как глины и суглинки, характерны тем, что для образующих их частиц имеются силы взаимного сцепления, величина которых зависит от влажности.

Особую группу образуют грунты, включающие в себя отложения частиц органического вещества, которые называют заболоченными грунтами или болотами. Их подразделяют на илистые, торфяные и сапропелевые.

Ил представляет переувлажнённое глинистое образование на начальной стадии формирования осадочных пород с участием микробиологических процессов. В последующем на илистых грунтах развивается процесс торфообразования, который обогащает их продуктами разложения растительных остатков.

Торф – это порода, содержащая по массе до 60% растительных остатков. При 10...60% грунт считается заторфленным. Он отличается очень высокой пористостью, составляющей 80...95%, малой плотностью (плотность сухого торфа 1,1...1,8 г/см<sup>3</sup>, плотность скелета 0,65...1,0 г/см<sup>3</sup>) и относительной влажностью, достигающей до 95...97%.

Сапропель представляет собой вязкую студенистую массу от тугопластичной до текучей консистенции, включающую в себя древесину и водоросли. Он является промежуточным типом грунта между торфом и озёрным илом.

Различают болота и заболоченные участки.

Болото – это переувлажнённый участок земной поверхности, покрытый слоем торфа толщиной 0,5 м и более.

Заболоченные участки местности – участки земной поверхности со слоем торфяной залежи менее 0,5 м.

Болота подразделяются на:

сплошные (у которых торф располагается непосредственно на минеральном дне);

сапропелевые, имеющие под торфяной коркой органический или полуорганический ил (сапропель);

сплавные – у которых торфяная корка плавает в воде.

Механические свойства заболоченных грунтов определяются прочностью и толщиной дернового слоя. Болота и заболоченные участки занимают значительную территорию страны.

Например, в Центральной и Восточной Сибири это около 20% земной поверхности.

Одной из наиболее своеобразных поверхностей движения, требующих применения специальных движителей, является снег.

Снег – это морфологическая среда, представляющая собой комплекс из трёх фаз: твёрдой (кристаллы льда), жидкой (гигроскопическая вода) и газообразной (воздух, пары воды). Состояние снега зависит от термодинамического равновесия этих фаз. Различают снег корковый, фрикционный, фрикционно-связной и связной.

Корковым называют все виды снега, на поверхности которых в результате метеорологических воздействий образовалась прочная корка – наст.

Фрикционный снег характеризуется, прежде всего, сыпучестью, т.е. отсутствием связей между кристалликами льда.

К фрикционно-связному относят в основном сухой снег влажностью до 12%.

Связным считается снег повышенной влажности (более 12%), отличающийся высокой пластичностью.

На территории России преобладают суглинистые и глинистые грунты, вероятность залегания которых составляет 0,4, а также песчаные и супесчаные грунты с вероятностью залегания 0,2. Огромные территории занимает тундра. В зимнее время значительные территории страны покрыты снегом, а водоёмы – льдом.

### **2.3. Физико-механические параметры грунтов**

Основным параметром, оказывающим влияние на физические свойства грунта, является его плотность  $\rho_{\Gamma}$ .

Плотность грунта  $\rho_{\Gamma}$  – это отношение его массы  $m_{\Gamma}$  к занимаемому им объёму  $V_{\Gamma}$

$$\rho_{\Gamma} = m_{\Gamma} / V_{\Gamma}. \quad (2.1)$$

Чтобы оценить фильтрационную способность, введено понятие пористости грунта.

Коэффициент пористости грунта  $\varepsilon$  – это отношение объёма пор  $V_{п}$  к объёму скелета  $V_{с}$  образца грунта

$$\varepsilon = V_{п}/V_{с}. \quad (2.2)$$

Чем выше  $\varepsilon$ , тем значительнее увлажнение грунта.

Одним из наиболее важных параметров (особенно связных грунтов), определяющих их свойства, является влажность.

Влажность грунта  $W$  – это отношение массы воды  $m_{в}$ , содержащейся в определённом объёме грунта, к массе сухого вещества  $m_{с}$  (или твёрдых частиц), определяется по следующей формуле:

$$W = (m_{в}/m_{с}) \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

В зависимости от содержания влаги связные грунты могут находиться в твёрдом, пластичном или текучем состоянии.

Границы между данными состояниями определяются с помощью стандартного балансного конуса или конуса Васильева (рис. 2.1). Сам конус – стальной с полированной поверхностью, имеет массу (вместе с грузами и дужкой), равную 76 г.

Предел текучести  $W_L$  определяется такой влажностью, при которой конус Васильева под действием собственного веса за 5 с погружается в грунт на 10 мм.

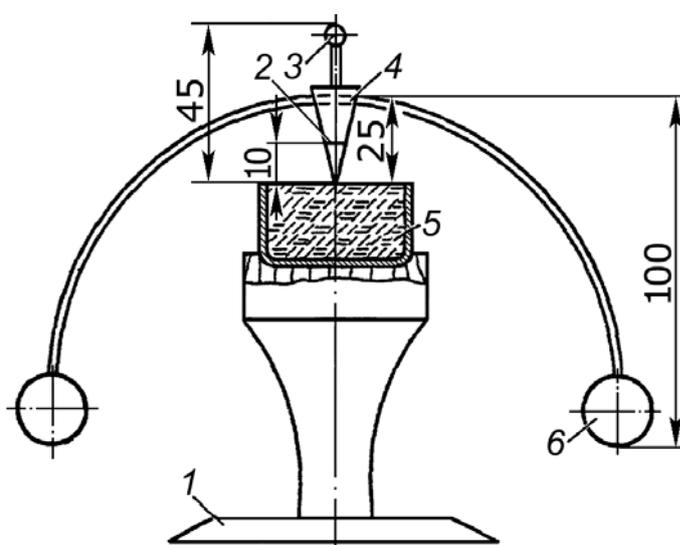


Рис. 2.1. Конус Васильева:  
1 – подставка; 2 – риска на конусе; 3 – ручка конуса; 4 – конус с углом при вершине в 30°; 5 – образец грунта; 6 – балансный груз

Предел пластичности  $W_p$  или граница раскатывания определяется влажностью, при которой образец грунта раскатывается в шнур диаметром 3 мм без разрушения на куски.

Состояние грунта можно определить с помощью числа пластичности.

Число пластичности  $I_p$  определяется как разность между пределом текучести  $W_L$  и пределом пластичности  $W_p$ , т.е.

$$I_p = W_L - W_p. \quad (2.4)$$

В настоящее время «Строительные нормы и правила» (СНиП) определяют тип грунта, начиная от песков и до глин включительно, не по его фракционному составу, а по числу пластичности.

Число пластичности равно 1...7% для супесей, 7...17% для суглинистых и более 17% – для глинистых грунтов. Песок определяется как грунт, не имеющий числа пластичности.

Для оценки фактического состояния связных грунтов используют так называемый показатель консистенции.

Показатель консистенции  $I_L$  – численная характеристика уплотнённости грунта, обуславливающая его способность сопротивляться пластическому изменению формы, определяется по зависимости

$$I_L = (W - W_p)/(W_L - W_p). \quad (2.5)$$

Таблица 2.3

Характеристики консистенции грунтов

Глубина погружения конуса в грунт, мм	Консистенция грунта	Показатель консистенции $I_L$
< 2	Твёрдая	< 0
2...3	Слабопластичная	0...0,125
3...7	Пластичная	0,125...0,625
7...10	Легкопластичная	0,625...1,0
> 10	Текучая	> 1,0

Показатель консистенции иногда называют индексом текучести, так как с его помощью можно определить состояние грунта.

Используя данные табл. 2.3, по глубине погружения конуса в грунт можно определить показатель консистенции  $I_L$ .

Связные грунты в пластичном состоянии обладают липкостью.

Липкость грунта  $\rho_l$  выражают в единицах силы, необходимой для отрыва прилипшей к грунту пластины и отнесённой к площади её контакта с грунтом

$$\rho_l = P_{max}/S, \quad (2.6)$$

где  $P_{max}$  – максимальная сила отрыва;  $S$  – площадь контакта. Например, липкость грунта к стали достигает 0,015...0,025 МПа.

## 2.4. Несущая способность и модуль деформации грунта

Для того чтобы оценить проходимость тех или иных видов грунтов, введено понятие несущей способности грунта  $\rho_s$ , которая показывает возможность грунта создавать опорную реакцию на приложенную к нему нагрузку без потери устойчивости в перемещении по вертикали воздействующего на грунт объекта.

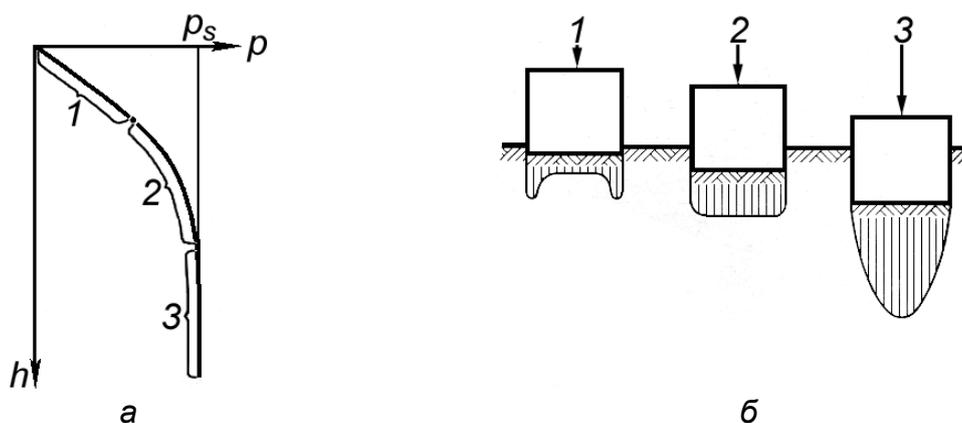


Рис. 2.2. Характер деформации однородного грунта:

$a$  – зависимость удельного сопротивления грунта от глубины вдавливания в него штампа;  $b$  – эпюры нормальных давлений под штампом диаметром  $D_{stm}$ , соответствующие основным этапам нагрузки

На рис. 2.2 в общем случае показаны зависимость и соответствующие ей эпюры нормальных давлений под штампом при деформации однородного грунта.

Несущая способность грунта  $p_s$  в значительной степени зависит от относительной влажности грунта  $W$  (рис. 2.3). Как видно из рисунка, несущая способность  $p_s$  песка при увеличении относительной влажности  $W$  сначала растёт, а потом вновь уменьшается.

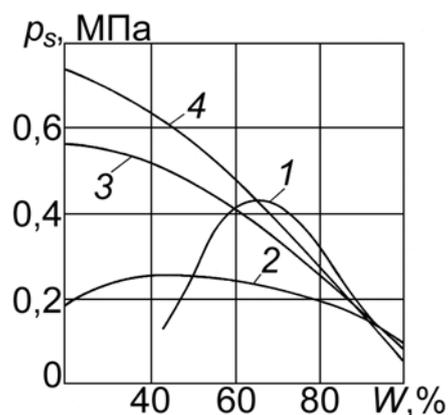


Рис. 2.3. Зависимость несущей способности грунта от его влажности:  
1 – песок; 2 – супеси; 3 – суглинки; 4 – глины

Обобщённой характеристикой деформируемости грунта является модуль деформации грунта  $E$ .

Если полная величина упругого и остаточного сжатия кубика грунта со стороной  $h$ , расположенного на некоторой глубине под штампом, составляет  $\Delta h$ , то модуль деформации будет

$$E = \frac{\lambda P}{\lambda V} \quad (2.7)$$

где  $\lambda = h/\Delta h$  – относительная деформация грунта,  $\sigma$  – нагрузка на штамп.

Отличия модуля деформации грунта от модуля упругости сплошных тел (например, металлических) заключаются в следующем.

1. Модуль деформации грунта отражает как упругие, так и пластические деформации без их разделения.

2. В связи с преобладанием у грунтов остаточных деформаций модуль деформации относится только к возрастанию давления на грунт (ветви нагрузки).

3. Модуль деформации одного и того же грунта изменяется при колебаниях влажности и степени уплотнения.

4. Поскольку деформации грунтов имеют нелинейный характер и закон Гука применим к ним лишь в малых интервалах изменения давления, то модуль деформации грунтов является функцией напряжений, действующих на грунт.

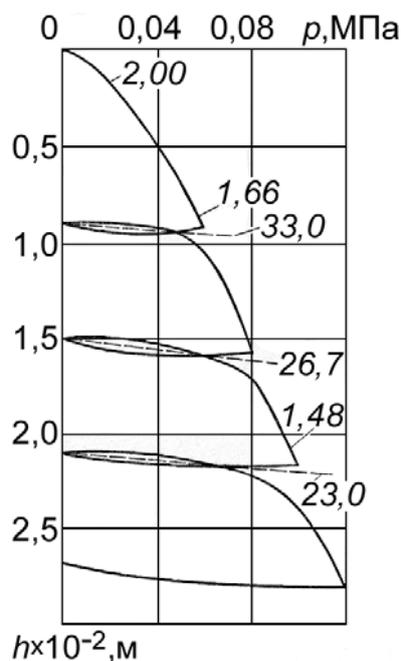


Рис. 2.4. Величины модулей  $E$  и  $E_y$  при разных глубинах вдавливания круглого жёсткого штампа в рыхлый песок

На рис. 2.4 показано изменение модуля деформации грунта  $E$  (цифры около сплошной кривой зависимости «нагрузка-осадка») и модуля упругой деформации грунта  $E_y$  (цифры около пунктирных линий), полученное О.С. Барановым при многократном вдавливании круглого жёсткого штампа в рыхлый песок.

Модуль упругой деформации грунта  $E_y$  характеризует способность грунта восстанавливать свою форму при снятии внешних нагрузок за счёт упругости

$$E_y = \frac{\dot{r}P}{\dot{r}\dot{Y}}, \quad (2.8)$$

где  $\lambda_y$  – восстанавливающаяся часть деформации.

Так как процесс деформации протекает замедленно, то деформация, испытываемая грунтом при кратковременном воздействии нагрузки, бывает меньше, чем при длительном её приложении, и грунт в этом случае оказывается как бы более прочным. Поэтому при расчётах, связанных с кратковременными нагрузками, можно использовать увеличенные значения модуля деформации (динамический модуль деформации), определяемого из зависимости

$$E_t = \frac{\dot{r}P}{\dot{r}\dot{Y}}, \quad (2.9)$$

где  $E_t$  – динамический модуль деформации грунта (при кратковременном приложении нагрузки);  $\lambda_t$  – часть относительной деформации грунта, успевающая произойти за период кратковременного воздействия нагрузки). Увеличение несущей способности грунта при быстром протекании процесса нагрузка – осадка иногда учитывают с помощью коэффициента динамичности нагрузки

$$k_d = t/(t + t_p), \quad (2.10)$$

где  $t$  – время воздействия движителя на грунт;  $t_p$  – время релаксации грунта. Я.С. Агейкин предлагает определять  $t_p$  по формуле

$$t_p = k_p / \varphi_0,$$

где  $k_p$  – коэффициент релаксации,  $k_p = 0,5^\circ \cdot \text{с}$ ;  $\varphi_0$  – угол внутреннего трения грунта, град.

Динамическое давление  $p_d$  в соответствии с этой расчётной моделью связано со статическим  $p$  зависимостью

$$p_d = k_d p.$$

Но фактически увеличивается модуль деформации грунта  $E$ , а не снижается давление  $p$  от движителя на грунт.

## 2.5. Физико-механические характеристики снега

Снег обладает большим разнообразием физико-механических свойств, что обусловлено их зависимостью от климатических (температура и влажность воздуха, скорость ветра и др.) и природных (рельеф местности, наличие растительности и др.) факторов.

Большое влияние на характеристики снега оказывают температура и влажность окружающего воздуха. Одним из физических параметров, позволяющих отнести снег к определённому классификационному типу, является плотность.

Плотность снега – это отношение массы, полученной из снега воды, к взятому объёму снега.

В свежес выпавшем снеге 80...85% объёма занимает воздух, поэтому у него невысокая плотность (0,075...0,20 г/см<sup>3</sup>). Но всего за несколько часов снег превращается в метелевый с плотностью 0,20...0,45 г/см<sup>3</sup>. Плотность зернистого перекристаллизованного снега составляет 0,4...0,5 г/см<sup>3</sup>, а очень плотного наста – более 0,5 г/см<sup>3</sup>.

Несущая способность снега определяется по формуле

$$p_s = (1 - p/p_0) / \ln(1 + p_0), \quad (2.11)$$

где  $p$  – текущее значение плотности снега;  $p_0$  – плотность льда;  $p_0$  – давление, при котором снег превращается в лёд.

Применительно к снегу вводятся дополнительные параметры: твёрдость, коэффициент жёсткости и др.

Под твёрдостью снега  $HC$  понимают его способность сопротивляться проникновению в него другого тела (не получающего при этом остаточных деформаций):

$$HC = P_z/S, \quad (2.12)$$

где  $P_z$  – нормальная нагрузка;  $S$  – площадь отпечатка.

Коэффициент жёсткости  $K_{ж}$  характеризуется величиной нормального давления  $p$ , необходимого для деформации снежного покрова на единицу его вертикальной деформации  $h_0$

$$K_{ж} = p/h_0. \quad (2.13)$$

Как и грунты, снег обладает свойством липкости.

Прилипание снега наиболее интенсивно при температуре окружающего воздуха  $+1,5^\circ \text{C}$ . При более низкой температуре снега прилипание может перейти в примерзание, которое количественно оценивают коэффициентом примерзания

$$\mu_{п} = F_{тр}/G_{сц}, \quad (2.14)$$

где  $F_{тр}$  – сила сопротивления движению при трогании;  $G_{сц}$  – сцепной вес машины.

## **2.6. Механические свойства грунтов в процессе их нормальной деформации**

При взаимодействии движителя транспортного средства с деформируемым грунтом главными механическими характеристиками являются: нормальная деформируемость, происходящая под действием силы тяжести машины, и касательная деформируемость – под действием продольных сил, приложенных к контактирующему с грунтом движителю. Под движущимся по деформируемой поверхности транспортным средством происходят оба вида деформации грунта, и как бы образуется почвенный мост (рис 2.5), распределяющий сосредоточенную нагрузку от движителя на массив грунта под ним.

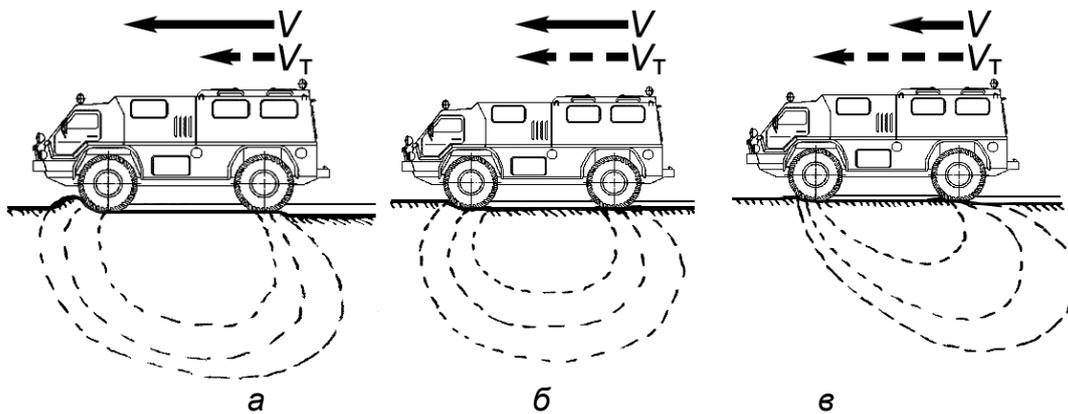


Рис. 2.5. Распределение напряжений в опорных основаниях в зависимости от режима движения транспортного средства (пунктирными линиями обозначены кривые равных напряжений в грунте):  
 а – движение юзом; б – равномерное движение; в – буксование ( $V$  – действительная скорость;  $V_T$  – теоретическая скорость)

На рис. 2.6 показаны типичные виды кривых «нагрузка – осадка», полученные при исследованиях вертикальной деформации грунтов. Для описания процесса нормального деформирования грунта штампом чаще всего применяется формула Берштейна-Летошневца

$$p = c_{гр}(h/h_0)^\mu. \quad (2.15)$$

В формуле (2.15)  $p$  – сопротивление грунта при его деформации на величину  $h$ ;  $c_{гр}$  – сопротивление сжатию грунта при единичной осадке  $h_0$  ( $h_0$  обычно опускается, но тогда формула становится бессмысленной с точки зрения размерности);  $\mu$  – параметр, характеризующий возрастание сопротивления грунта смятию при увеличении осадки.

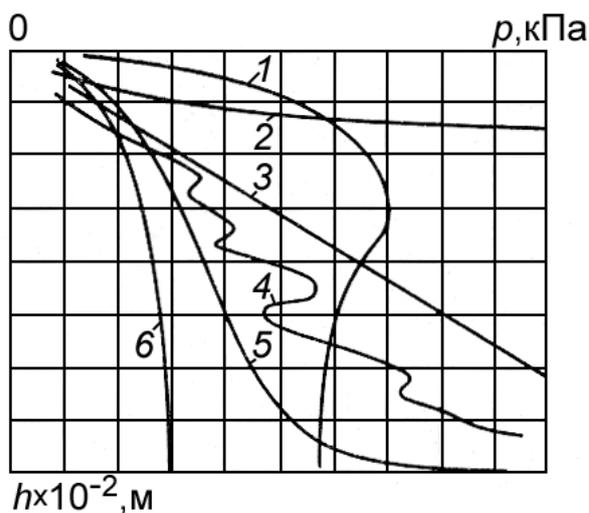


Рис. 2.6. Основные типы кривых нагрузка – осадка штампа (движителя):  
 1 – прочный верхний слой, слабое основание; 2 – прочный однородный грунт; 3 – средний однородный грунт; 4 – многослойный грунт; 5 – слабый верхний слой, прочное основание; 6 – слабый однородный грунт

Таблица 2.4

Параметры нормальной деформации грунта колёсным движителем, определённые для зависимости Берштейна-Летошнева

№ п/п	Тип грунта	Значение	
		$c_{гр}$	$\mu$
1	Сухая глинистая пахота	0,25	0,77
2	Влажная суглинистая пахота	0,35	0,50
3	Сухой песок	1,0...1,1	0...0,25
4	Влажный песок	0,53	0,34

К сожалению, формула Берштейна-Летошнева не учитывает такие важные параметры взаимодействия, как размер и форма вдавливаемого в грунт штампа. Поэтому М.Г. Беккер заменил сопротивление сжатию грунта при единичной осадке  $c_{гр}$  на два слагаемых

$$c_{гр} = k_{\varphi} + k_c/b, \quad (2.16)$$

где  $k_{\varphi}$  и  $k_c$  – эмпирические коэффициенты, соответственно учитывающие внутреннее трение и сцепление в деформируемом грунте,  $b$  – ширина (меньший размер) штампа. Для большинства колёсных движителей справедливы значения  $c_{гр}$  и  $\mu$ , приведённые в табл. 2.4.

Наряду с чисто эмпирическими зависимостями для описания процессов взаимодействия движителей с грунтом применяются выражения, построенные на теории прочности грунтов или механики грунтов строительных сооружений.

Одной из таких зависимостей между осадкой  $h$  и создаваемым при этом давлением  $p$  является формула Я.С. Агейкина, которая прежде всего предназначена для определения взаимодействия с деформируемым грунтом колёсных движителей с регулируемым давлением воздуха в них

$$p = \frac{2E p_s h}{2Eh + f_{\text{об}} b J Q_1 p_s}, \quad (2.17)$$

где  $E$  – модуль деформации грунта;  $p_s$  – несущая способность;  $a$  – коэффициент учёта затухания напряжений в грунте;  $b$  – меньший размер штампа;  $J$  – коэффициент учёта соотношения длины и ширины штампа;  $Q_1$  – параметр, учитывающий толщину мягкого слоя грунта.

Аналитическая модель взаимодействия движителя с грунтом, разработанная Я.С. Агейкиным, в настоящее время является одной из самых часто применяемых для расчёта параметров взаимодействия с опорной поверхностью колёсных движителей. При определении некоторых входящих в неё коэффициентов необходимо предварительно найти соответствующие данной осадке давления, что усложняет практическое использование формулы (2.17).

Для неуплотняющихся грунтов, когда погружение штампа происходит только в результате сдвигов, применяется формула

$$p = x_1 b + x_2 + x_3 h, \quad (2.18)$$

где  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  – коэффициенты, рассчитываемые в зависимости от плотности грунта  $\rho_{gp}$ , угла внутреннего трения  $\varphi_0$  и сцепления  $c_0$ .

Для определения давлений на болотистый грунт в зависимости от осадки гусеницы С.С. Корчунов предлагает формулу вида

$$p = p_0 \left( 1 - e^{-\frac{h}{k_0}} \right), \quad (2.19)$$

где  $q_0 = \left( A + B \frac{\Pi}{S_{оп}} \right)$  – несущая способность торфа;  $\Pi = 2(L_{оп} + B_{г})$  – периметр гусеницы;  $S_{оп} = L_{оп} B_{г}$  – площадь опорной поверхности гусеницы;  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты, определяющие несущую способность торфа;  $k_0$  – константа деформируемости грунта.

Для снега В.А. Малыгин предложил следующее эмпирическое выражение по определению осадки штампа  $h$  в зависимости от удельного давления  $p$ :

$$h = \frac{Bp}{A + p}, \quad (2.20)$$

где  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты.

$$= \frac{+}{+},$$

где  $d_c = 0,0287[H \cos(\alpha_0)]^{3/2}$ ;  $\alpha_0$  – угол отклонения от вертикали приложенной нагрузки;  $B = 0,735K_{ж}A$ ;  $K_{ж}$  – коэффициент жёсткости снега;  $K_{ж} = p_0/h_0$  – здесь  $p_0$  – давление на штамп, необходимое для его погружения на единичную глубину  $h_0$ ,  $H$  – толщина снежного покрова;  $b$  – ширина штампа;  $n_y = 0,3(\rho_0 + 0,3)^{-1}$ ;  $\rho_0$  – начальная плотность снега.

Приведённые зависимости процесса «нагрузка-осадка» предполагали, что имеет место воздействие на грунт с исходной неразрушенной структурой.

После первоначального воздействия элемента движителя на грунт в нём происходят структурные изменения. При этом доля упругих деформаций по сравнению с величиной остаточных относительно невелика (рис. 2.7).

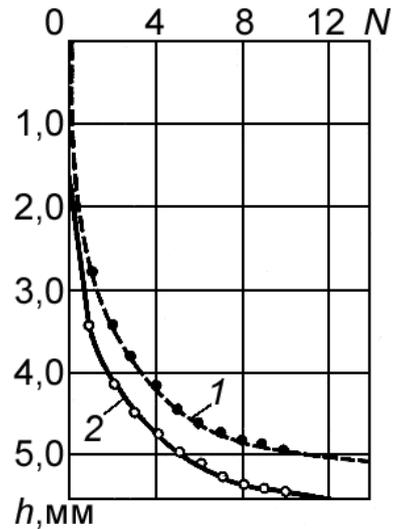


Рис. 2.7. Накопление деформаций грунтом при вдавливании штампа: 1 – остаточная деформация; 2 – общая деформация;  $N$  – число нагружений

Деформацию грунта, накопленную при повторных нагружениях, можно найти по эмпирическому выражению

$$h_n = h_1(1 + \beta \lg n), \quad (2.21)$$

где  $h_1$  и  $h_n$  – остаточная деформация грунта соответственно при 1-м и  $n$ -м нагружениях;  $\beta$  – коэффициент интенсивности накопления необратимой деформации.

По экспериментальным данным НАТИ при одинаковой повторной нагрузке на штамп коэффициент  $\beta$  имеет для основных типов грунтов следующую величину:

песчаные почвы	$\beta = 0,3..0,5$ ;
болото с дерновым покровом	$\beta = 0,5..0,6$ ;

суглинок  $\beta = 1,2..1,5$ ;  
 торфяник (меньшие значения при большей влажности)  $\beta = 0,9..2,1$ .

В расчётах удобно использовать регрессионные (или корреляционные) формулы. В отличие от функциональных зависимостей в таких формулах взаимосвязь обусловлена вероятностными причинами. Примером подобных формул могут служить следующие уравнения механических параметров грунтов в зависимости от их относительной влажности  $I_w$ .

Грунт – мелкий песок:  $I_w = 60...100\%$  ( $I_w = w/w_{пв} \cdot 100\%$ , где  $w$  – естественная влажность грунта;  $w_{пв}$  – полная влагоёмкость грунта);  
 $E = 59 - 0,4I_w$ ;  $c_0 = 10^{-3}(46 - 0,34I_w)$ ;  $\varphi_0 = 26 - 0,02I_w$ ;  
 $q_s = 0,31 - 0,2 \cdot 10^{-2}I_w$ .

Грунт – тяжёлый суглинок:  $I_w = 30...100\%$ ;  $E = 209 - 103 \lg I_w$ ;  
 $c_0 = 0,35 - 0,17 \lg I_w$ ;  $\varphi_0 = 20 - 0,14I_w$ ;  $q_s = 2,37 - 0,12 \lg I_w$ .

## 2.7. Основные понятия, используемые для определения сдвиговых характеристик грунтов

Если для скальных грунтов и других видов твёрдых поверхностей движения тяговые возможности движителя чаще всего зависят от коэффициента трения между ними, то возможности машины на деформируемых грунтах определяются не в последнюю очередь их сдвиговыми характеристиками.

Для того чтобы пояснить причины возникновения сдвиговых реакций, представим такой эксперимент (рис. 2.8).

К плоскому штампу с грунтозацепом высотой  $h$  и нагруженному нормальной силой  $P_{шт}$  приложим продольную (касательную) горизонтальную силу. Сила сопротивления грунта  $F_{шт}$  при сдвиге на величину  $\Delta$  обусловлена действием силы сцепления частиц  $F_{сц}$  и силы трения между частицами

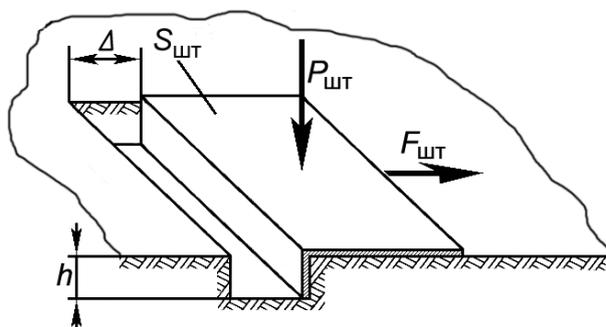


Рис. 2.8. Схема для определения сопротивления грунта сдвигу

$$F_{шт} = F_{сц} + F_{тр}.$$

Сила сцепления  $F_{сц}$  равна

$$F_{сц} = c_0 S_{шт},$$

где  $c_0$  – коэффициент внутреннего сцепления грунта;  $S_{шт}$  – площадь сдвига грунта, равная площади штампа.

Внутреннее сцепление в грунтах определяется двумя факторами. С одной стороны, это структурное сцепление, обусловленное жёсткими молекулярными связями между кристаллическими частицами грунта. С другой стороны, внутреннее сцепление, зависящее от водно-коллоидных связей между частицами, в наибольшей мере проявляется в грунтах типа глины в любой консистенции. Составляющая  $c_0$  не зависит в явном виде от внешней нагрузки. В сыпучих грунтах составляющая  $c_0$  мала или совсем отсутствует, а в глинистых грунтах характеризует их свойство, называемое связностью.

Согласно закону Кулона сила трения  $F_{тр}$  равна

$$F_{тр} = f_b P_{шт},$$

где  $f_b$  – коэффициент внутреннего трения грунта;  $P_{шт}$  – нормальная сила, действующая на штамп.

В теории грунтов коэффициент внутреннего трения обычно выражают через  $\varphi_0$  – угол внутреннего трения, тогда  $f_b = \operatorname{tg} \varphi_0$ .

Внутреннее трение возникает в точках взаимного контакта твёрдых частиц. Как следует из закона Кулона, сила внутреннего трения возрастает с повышением силы нормального давления.

Подставим в формулу для  $F_{шт}$  выражения сил  $F_{сц}$  и  $F_{тр}$

$$F_{шт} = c_0 S_{шт} + P_{шт} \operatorname{tg} \varphi_0.$$

Разделим все члены данного уравнения на  $S_{шт}$  и получим  $F_{шт}/S_{шт} = \tau_{max}$  – касательное напряжение грунта сдвигу;  $P_{шт}/S_{шт} = p_z$  – нормальное давление штампа на грунт. В итоге получаем

$$\tau_{max} = c_0 + p_z \operatorname{tg} \varphi_0. \quad (2.22)$$

Данная зависимость называется законом Кулона-Мора.

Она имеет в своём начале вид прямой линии (рис. 2.9), которая отсекает от оси ординат отрезок, равный величине коэффициента сцепления  $c_0$ , и наклонена к оси абсцисс под углом, равным углу внутреннего трения  $\varphi_0$ .

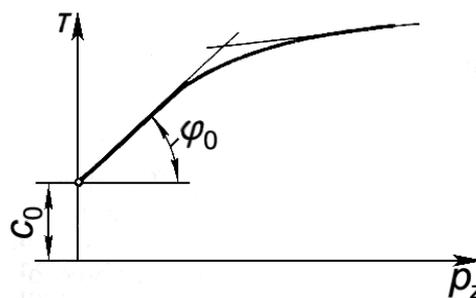


Рис. 2.9. Зависимость сопротивления сдвигу от давления

На рис. 2.10 показаны основные виды экспериментальных сдвиговых характеристик грунтов, т.е. зависимости относительных касательных напряжений  $\tau/p_z$  от продольного сдвига  $\Delta$  элемента движителя. Как видно из рисунка, большинство грунтов имеют явно выраженный максимум  $\tau_{max}/p_z$  (для грунта 1 – при сдвиге  $\Delta_0$  он расположен в т. В), после которого касательные реакции, стремятся к некоторому установившемуся значению  $\tau_{уст}/p_z$  (т. С для кривой 1).

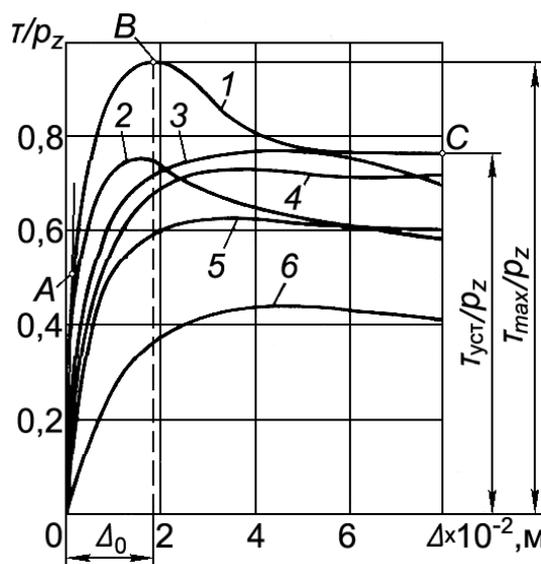


Рис. 2.10. Зависимости относительного сопротивления  $\tau/p_z$  от сдвига  $\Delta$  для различных грунтов:

1 – суглинок с ненарушенной структурой; 2 – плотный песок; 3 – слежавшаяся сырая пахота; 4 – суглинок в пластическом состоянии; 5 – рыхлый песок; 6 – сухая пахота

## 2.8. Основные расчётные модели по определению сдвиговых характеристик движителей

Расчётные модели, применяемые для определения касательных реакций грунта от воздействия движителя, могут быть как поверхностными, так и плоскими. В первом случае касательная сила тяги единичного движителя, взаимодействующего с грунтом, будет

$$T = \iint_S \tau \, dS, \quad (2.23)$$

а во втором – сила тяги определяется выражением

$$T = b \int_0^{L_{\text{оп}}} \tau_x \alpha dL + \sum_1^n \tau_{\text{сп}} C h_{\text{гз}} = \frac{b}{\delta B} \int_0^{\ddot{y}_{\text{max}}} \tau_x \alpha d\ddot{y} + \sum_1^n \tau_{\text{сп}} C h_{\text{гз}}, \quad (2.24)$$

где  $b$ ,  $L_{\text{оп}}$  и  $S$  – соответственно ширина пятна контакта, длина и площадь опорной поверхности движителя;  $h_{\text{гз}}$  – высота грунтозацепа;  $\delta$  – коэффициент буксования движителя;  $\Delta$  – величина скольжения в данной точке опорной поверхности;  $\tau$  – касательные напряжения в произвольной точке пятна контакта;  $\tau_x$  – касательные напряжения вдоль оси  $x$ ;  $\tau_{\text{сп}}$  – условные напряжения среза грунта по боковым граням грунтозацепа. Здесь  $\Delta = \delta L$ ; где  $L$  – расстояние от начала пятна контакта до рассматриваемого сечения.

Как первая, так и вторая модели носят, по сути, условный характер. Кроме того, в этих расчётных моделях обычно принимают скольжение элементов движителя относительно якобы неподвижного грунта под пятном контакта, что не отвечает реальной картине взаимодействия движителя с грунтом. В частности, при расчёте касательной силы тяги по существующим методикам невозможно построить точную картину взаимодействия движителя с грунтом в первую очередь по следующим причинам.

1. Напряжение  $\tau$  ( $\tau_x$ ) в формулах (2.23) и (2.24) теоретически должно быть равно напряжению в пятне контакта. Фактически же подставляется среднее напряжение, действующее на площади, равной площади сдвиговой пластины (штампа-деформатора) при таком же среднем нормальном давлении  $p_z$  и скольжении  $\Delta$ , как и у натурального движителя. Другими словами, напряжение в точке контакта  $\tau$  отождествляется со средним напряжением  $\tau_{\text{средн}}$  на площади  $S_{\text{шт}}$  (с учётом конфигурации штампа и его нагруженности).

2. Штампа-деформатор является всего лишь моделью части натурального пятна контакта движителя.

3. Эмпирические константы, входящие в состав формул для определения касательных напряжений, в силу самой методики их оценки отражают также фрикционные и геометрические свойства опорной поверхности и упорной поверхности штампа-деформатора,

а также срез грунта грунтозацепами штампа и поэтому являются комплексными показателями системы «сдвиговой штамп – грунт», а не только показателями свойств самого грунта.

4. Для определения силы тяги  $T$  необходимо предварительно знать закономерность изменения нормального давления  $p_z$  вдоль и поперёк пятна контакта движителя, в том числе под нижней кромкой грунтозацепов и между ними. Иначе говоря, необходимо иметь математическое описание эпюры нормальных давлений движителя на грунт, но так как  $\tau_x = f(p_z, \Delta)$ , то надо также знать закон распределения  $\Delta$  у каждого элемента пятна контакта движителя за период взаимодействия с грунтом.

## 2.9. Типичные аналитические зависимости по определению сдвиговых свойств грунтов

Количественная и качественная оценки закономерности изменения  $\tau$  по результатам экспериментов со штампами обычно производятся на базе двух основных формул:

Яноши – Ханамото (для несвязных грунтов)

$$\dot{\tau} \in (c_0 + p_z \operatorname{tg} \varphi_0) [1 - \exp(-\dot{\tau} \dot{\gamma} / k_{\dot{\tau}})]; \quad (2.25)$$

Г.И. Покровского (для связных грунтов)

$$\dot{\tau} \in [c_1 \exp(c_2 \dot{\tau} \dot{\gamma}) + c_3] [1 - \exp(c_4 \dot{\tau} \dot{\gamma})], \quad (2.26)$$

где  $c_0$  – коэффициент внутреннего сцепления грунта;  $\operatorname{tg} \varphi_0$  – тангенс угла внутреннего трения грунта;  $\Delta$  – величина скольжения деформатора;  $c_1 \dots c_4$  – эмпирические коэффициенты;  $k_{\dot{\tau}}$  – параметр сдвига грунта, зависящий как от характеристик грунта, так и от формы штампа, определяется как абсцисса  $\tau$ . А (см. график 1 на рис. 2.10).

При выборе материала, размеров и конфигурации сдвиговой пластины (модели пятна контакта) надо учитывать зависимость параметра  $k_{\Delta}$  от формы сдвигового прибора, а также режим нагружения натурального движителя: скорость скольжения опорных элементов, скорость и продолжительность приложения нормальной нагрузки, размеры и форму движителя.

Формула Яноши-Ханамото пригодна для малосвязных и чисто пластичных грунтов. Для связных грунтов, таких как торф или снег, чаще используются уравнения с несколькими коэффициентами.

Процесс изменения касательных реакций от величины сдвига, описываемый формулой Г.И. Покровского (2.26), в отличие от процесса, описываемого формулой (2.25), имеет две фазы. Вначале с ростом деформации касательные напряжения увеличиваются, а во второй фазе – уменьшаются. Если принять в формуле (2.26) коэффициент  $c_2$  равным нулю, то становится очевидным, что формула Яноши-Ханамото является частным случаем формулы Г.И. Покровского. На базе формулы (2.26) созданы и другие вариации.

В современных аналитических моделях взаимодействия движителя с опорной поверхностью обычно учитывается одновременное воздействие на грунт нормальных и касательных сил. Например, М.Г. Беккер предложил определять общую осадку движителя  $h$  как сумму осадки  $h_1$  без учёта продольного сдвига движителя и осадки  $h_2$  от продольного сдвига, которую предложил находить по формуле

$$h_2 = \frac{\gamma [p_z - c_0 N_1 - \gamma B N_2 (h_1 + 0,5b)]}{c_0 + p_z \operatorname{tg} \varphi_0 + \gamma B N_2 \gamma}, \quad (2.27)$$

где  $N_1$  и  $N_2$  – коэффициенты несущей способности грунта, определяемые по методике Терцаги;  $\gamma$  – удельный вес грунта.

Более 40% равнинной и среднепересечённой местности составляют поверхности, покрытые связными грунтами. По этой причине транспортное средство повышенной проходимости, преодолевающее их в период распутицы, во многих случаях (например, кроме болотистой местности для автомобилей) будет способно к передвижению и на большинстве других поверхностей. Значит, при расчётах опорно-сцепной проходимости в первую очередь надо ориентироваться на пахотную поверхность на суглинке.

В табл. 2.5 приведены усреднённые значения физико-механических параметров наиболее распространённых поверхностей движения и вероятности их залегания.

Таблица 2.5

**Физико-механические параметры основных типов поверхностей  
движения**

Параметр	Опорное основание:				
	песчаное	супесчаное	суглинистое	тяжёлый суглинок, глина	снег
Вероятность залегания грунта *)	0,15	0,08	0,20	0,18	0,38
Коэффициент сцепления $c_0$ , МПа	0,0001	0,01	0,03	0,06	0,00002... 0,002
Угол внутреннего трения $\varphi_0$ , град.	29	27	25	23	15...33
Угол внешнего трения $\varphi_{тр}$ , град.	18	25	21	22	12...27
Объёмная масса, т/м <sup>3</sup> :					
в плотном слое	1,8	2,0	2,1	2,1	0,07...0,66
в рыхлом состоянии	1,7	1,8	1,8	1,8	0,33
Коэффициент сопротивления передвижению движителя $f$ :					
гусеничного	0,12	0,08...0,006	0,08...0,006	0,08	0,15...0,3
колёсного	0,18...0,09	0,18...0,09	0,12...0,08	0,12...0,08	0,18...0,35
роторно-винтового шагающего	0,3...0,4	0,4...0,5	0,4...0,45 0,05-0,2	0,4...0,45	0,1...0,15
Коэффициент сцепления движителя с грунтом $\varphi$ :					
гусеничного	0,2...0,5	0,4...0,55	0,4...0,55	0,65...0,85	0,25...0,5
колёсного	0,2...0,5	0,4...0,55	0,4...0,55	0,65...0,85	0,15...0,4
роторно-винтового шагающего	1,0...0,85	1,0...0,9	1,0...0,9 0,4...0,8	1,0...0,8	0,7...0,8

Примечание: \*) – на остальные типы опорных поверхностей приходится около 1% случаев движения внедорожных транспортных средств.

## 2.10. Аппаратура для определения характеристик поверхностей движения

Чтобы результаты, полученные при испытаниях двигателей, воспринимались как адекватные реальным величинам, необходимо в первую очередь иметь общепризнанную аппаратуру для нахождения характеристик грунтов.

При определении физических свойств деформируемых грунтов, помимо конуса А.М. Васильева (см. рис. 2.1), применяются штампы разного рода. Для измерения механических свойств грунта в полевых условиях обычно используется метод вдавливания штампов или пенетрации.

Применяемые инструменты отличаются следующими характеристиками:

формой штампа: плоские, конусные и колёсные;

размерами штампов: портативные, называемые также пенетрометрами, с диаметром штампа (именуемого индентором) 1...3 см. Соизмеримые же с величиной поверхности контакта с грунтом движителя или его элемента и называются штампами (рис. 2.11);

способом нагружения: статические и динамические пенетрометры.

Часто портативные сдвиговые приборы объединяются с компрессионными.



Рис. 2.11. Универсальный малогабаритный штамп с электроприводом:  
а – общий вид прибора с кольцевым штампом; б – съёмный гладкий дисковый штамп; в – кольцевой ребристый штамп; з – гладкий дисковый штамп

Широкое применение различных пенетрометров объясняется их сравнительно малым весом и размерами, простотой замеров, возможностью детального исследования на различной глубине.

Достоверность определения механических параметров грунта зависит от размеров штампа, поэтому опыты проводят со штампами, по крайней мере, двух размеров. Для колёсных движителей желательно, чтобы диаметр одного из штампов был равен ширине пневматика расчётного колеса.

Для прямоугольных штампов обычно применяют штампы одинаковой длины, но разной ширины. Штампы вдавливаются в грунт поочерёдно на рядом лежащих участках. В результате опытов получают кривые вдавливания  $p_1(h/h_0)$  и  $p_2(h/h_0)$  соответственно для малого *I* и большого *II* штампов, которые удобнее построить в билогарифмических координатах. При однородном грунте

$$p_1 = (k_\varphi + k_c/b_1) (h/h_0)^\mu; \quad (2.49)$$

$$p_2 = (k_\varphi + k_c/b_2) (h/h_0)^\mu. \quad (2.50)$$

Систему уравнений решают графоаналитическим путём измерения отрезков  $a_1$ ,  $a_2$  и угла  $\alpha$  на диаграмме (рис 2.12)

$$k_\varphi = \frac{a_2 b_2 - a_1 b_1}{b_2 - b_1}; \quad (2.51)$$

$$k_c = \frac{(a_1 - a_2) b_1 b_2}{b_2 - b_1}; \quad (2.52)$$

$$\mu = \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.53)$$

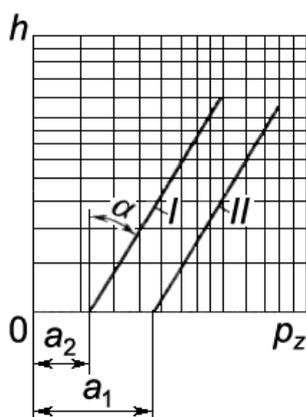


Рис. 2.12. Образец записи построенных на билогарифмической бумаге кривых вдавливания в грунт узкого *I* и широкого *II* прямоугольных штампов

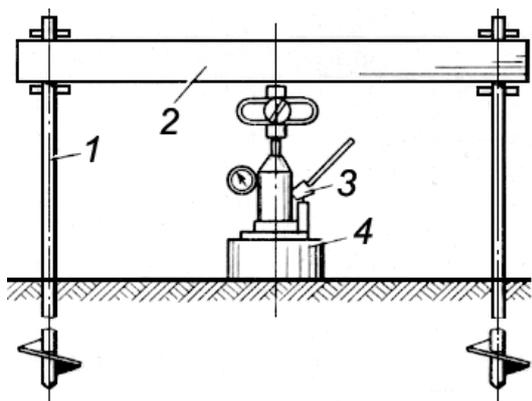


Рис. 2.13. Полевая установка с анкерными сваями для вдавливания штампа:  
1 – винтовые сваи; 2 – ригель; 3 – домкрат; 4 – штамп

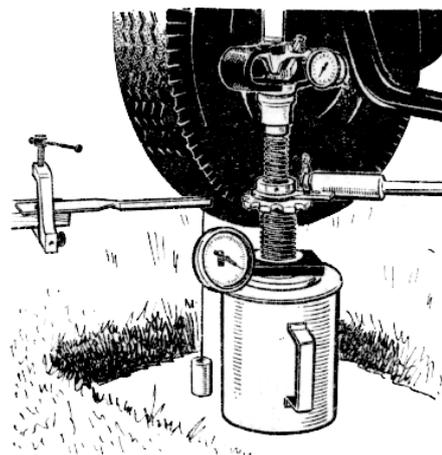


Рис. 2.14. Малогабаритный испытательный штамп под передним мостом автомобиля

Для полевых испытаний грунтов с помощью штампов применяется передвижная установка (рис. 2.13), состоящая из рамы, штампа и гидродомкрата.

Но для малогабаритного штампа вместо специальной установки для штамповых испытаний грунта можно вполне обойтись рамой или передним мостом автомобиля (рис. 2.14).

Измерение нормальных напряжений в толще грунтового массива под опорной поверхностью движителей обычно производят с помощью малогабаритных датчиков давления (месдоз).

На рис. 2.15 показана месдоза конструкции Д.С. Баранова, предназначенная для измерений в уплотнённом песке. Толщина жидкости гидравлического преобразователя составляет 0,25...0,30 мм. Это позволяет при изменении температуры на 1°С получить температурную погрешность в пределах 0,05% от величины максимального давления.

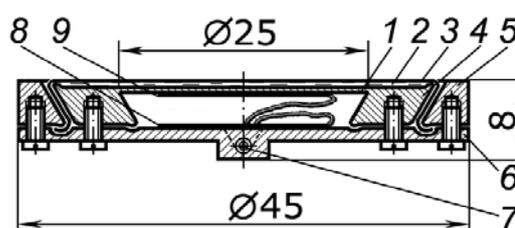


Рис. 2.15. Месдоза с гидравлическим преобразователем:  
1 – диафрагма; 2 – глицерин; 3 – резиновая мембрана; 4 – корпус; 5 – кольцо; 6 – крышка; 7 – экранированный кабель; 8 и 9 – соответственно компенсационный и рабочий тензорезисторы

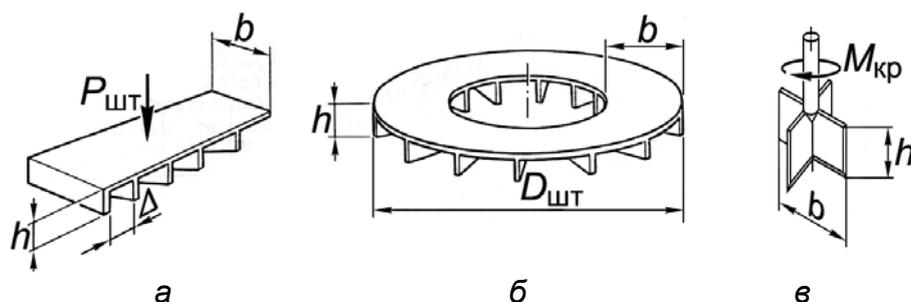


Рис. 2.16. Ребристые штампы для испытания грунтов на сдвиг: а – прямоугольный; б – круглый; в – крыльчатка;  $b$  – ширина штампа;  $D_{шт}$  – диаметр штампа;  $h$  – высота грунтозацепа;  $M_{кр}$  – крутящий момент, приложенный к кольцу или крыльчатке;  $P_{шт}$  – нормальная нагрузка на штамп;  $\Delta$  – шаг грунтозацепов

Для определения сдвиговых характеристик грунта используют различного рода сдвиговые приборы, а также штампы. Определение параметров сопротивления грунта сдвигу обычно производится с помощью ребристых штампов (рис. 2.16).

Между высотой рёбер штампа и расстоянием между ними должно быть выдержано соотношение, обеспечивающее сдвиг грунта по грунту в плоскости, лежащей непосредственно под нижними кромками рёбер или ниже, без образования местных сдвигов у каждого ребра. В первом приближении можно принять

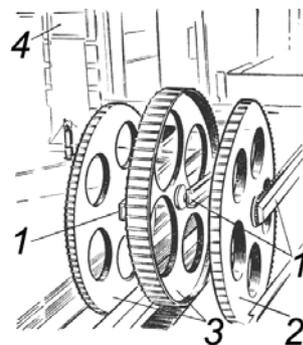
$$h/\Delta = \text{ctg}(45^\circ + \varphi_0/2). \quad (2.54)$$

Обычно эту величину принимают приблизительно равной 0,5.

Желательно назначать высоту рёбер порядка 2...3 мм или вместо рёбер делать нижнюю поверхность штампа мелкорифлёной, так как при большей высоте рёбер необходимо вводить поправку на влияние сцепления и трения по вертикальным поверхностям сдвига, образующимся в грунте по бокам штампа.

Рис. 2.17. Лабораторный беваметр с колёсными штампами:

1 – подвеска колёс; 2 – колесо для определения сопротивления сдвигу; 3 – колёса для определения глубины вдавливания; 4 – самописец



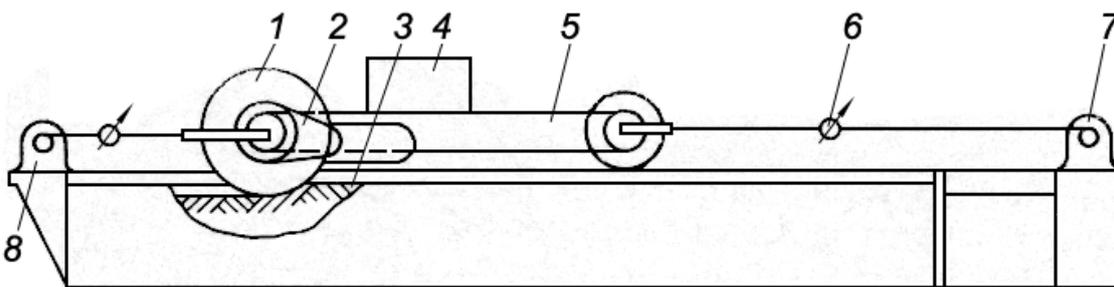


Рис. 2.18. Схема стэнда для исследования взаимодействия колеса с деформируемым грунтом:

1 – испытуемое колесо; 2 – привод колеса; 3 – грунтовый канал; 4 – нормальная нагрузка на колесо; 5 – тележка; 6 – измерители силы тяги; 7 – устройство для создания силы тяги; 8 – регулируемый тормозной механизм

При больших деформациях для определения параметров грунта обычно применяют кольцевые штампы (рис. 2.16, б).

Комплексный прибор для одновременного измерения нормальных и касательных реакций грунта М.Г. Беккер назвал бева-метром. Для того чтобы форма штампа при экспериментах в наибольшей степени соответствовала особенностям конкретного движителя, М.Г. Беккер предложил для определения характеристик колёс применять штампы круглой формы (рис. 2.17).

При лабораторных исследованиях движителей применяются грунтовые каналы различного рода (схема приведена на рис. 2.18).

За рубежом известны карманные пенетрометры (рис. 2.19), предназначенные для определения как нормальных, так и сдвиговых характеристик грунта.

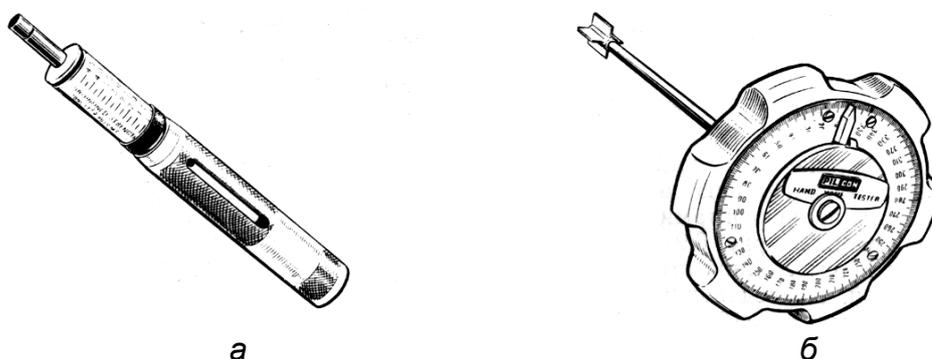


Рис. 2.19. Карманные пенетрометры:

а – пенетрометр для определения компрессионных свойств грунта; б – пенетрометр с крыльчаткой

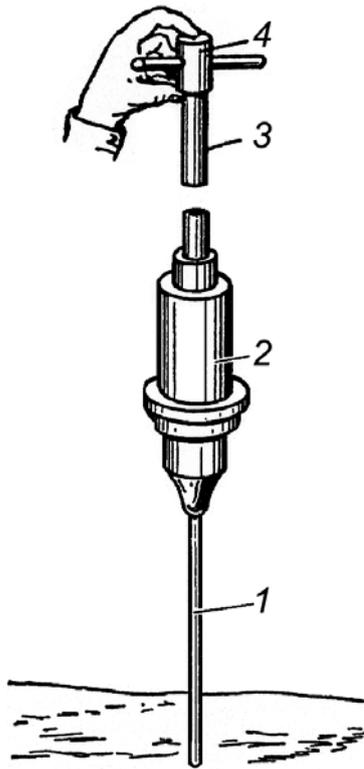


Рис. 2.20. Ударник У-1:

1 – стержень; 2 – груз; 3 – стержень, по которому падает груз; 4 – ограничитель подъёма груза

Из ручных пенетрометров в нашей стране получил наибольшее распространение ударник, известный под аббревиатурой СОЮЗДОРНИИ, и его удлинённый вариант У-1 (рис. 2.20). Последний представляет собой стальной стержень *1* массой 1,2 кг, снабжённый в нижней части цилиндрическим штоком диаметром 1,13 см. На стержне имеется утолщение, выше которого надета цилиндрическая гиря *2* массой 2,5 кг, которую нужно поднять на 0,5 м, а затем отпустить для нанесения удара по утолщению. Удар передаётся штоку и вызывает его внедрение в грунт.

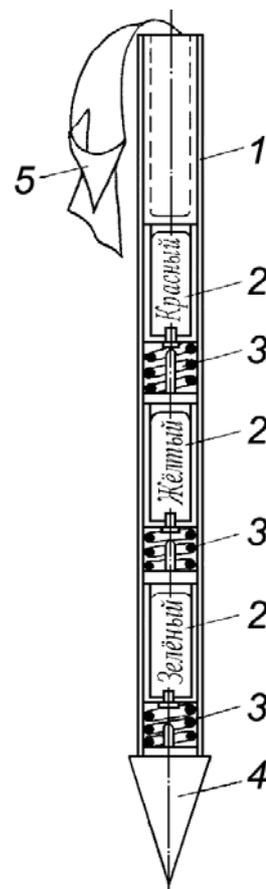
Опыт состоит в определении количества ударов, необходимых для погружения штока ударника У-1 последовательно на 0,1; 0,2 и 0,3 м. Это нужно для определения, например, величин  $c_{ep}$  и  $\mu$ , входящих в формулу (2.15) Берштейна–Летошнева, или параметра деформируемости грунта  $\sigma$ , который используется при расчёте сопротивления движению колёсных машин и вычислении глубины колеи по созданным для данного инструмента методикам.

В ряде случаев невозможно определить параметры грунтовой поверхности за счёт непосредственного применения человеческого труда. В таких случаях используются различного рода дистанционные приборы для определения характеристик поверхности движения.

Например, в США для выбора площадок под грунтовый аэродром создан сбрасываемый с летательного аппарата сигнальный пенетрометр.

Рис. 2.21. Сигнальный пенетрометр:  
 1 – корпус; 2 – сигнальная ракета; 3 – спусковые механизмы разной жёсткости; 4 – конус; 5 – стабилизатор

Пенетрометр (рис. 2.21) выполнен в виде трубы с конусом в нижней части и матерчатым стабилизатором – в верхней. Внутри корпуса одна над другой расположены три сигнальные ракеты с огнями зелёного, жёлтого и красного цвета. Под каждой из ракет находится пружинный спусковой механизм разной жёсткости, срабатывающий в момент удара конуса (индентора) о грунт. Пенетрометр сбрасывается с определённой высоты, поэтому при падении он разгоняется до той скорости, для которой производилась его предварительная тарировка. В зависимости от плотности и консистенции грунта сила удара получается разной силы.



Если грунт мягкий, то срабатывает наименее жёсткий спусковой механизм и взлетает красная ракета, при грунте средней плотности поднимается жёлтая, а при твёрдом – зелёная.

### Вопросы для самоконтроля

1. Может ли «паркетный» джип утонуть на болотистой местности?
2. В чём различие между понятиями «несущая способность грунта» и «модуль деформации грунта»?
3. Почему деформация, испытываемая грунтом при кратковременном воздействии нормальной нагрузки, обычно меньше, чем при её длительном приложении?
4. При каком условии сдвиговые характеристики связных грунтов похожи на характеристики несвязных?
5. При какой конструкции опорной поверхности сдвигового штампа будет минимальное искажение результатов опыта?
6. Что собой представляют и как применяются беваметр и мессдоза?

### 3. КОЛЁСНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

Существенного повышения проходимости специального транспортного средства можно добиться, правильно применяя традиционные колёсные или гусеничные движители. Наиболее распространёнными являются колёсные движители.

#### 3.1. Основные понятия теории колёсных движителей

В теории взаимодействия колеса и поверхности движения известны несколько основных моделей:

- качение жёсткого колеса по твёрдой поверхности;
- качение жёсткого колеса по деформируемому грунту;
- качение деформируемого колеса по твёрдой поверхности;
- качение деформируемого колеса по деформируемой поверхности.

При этом колесо в системе движителя может работать в пяти основных режимах: ведущем, свободном, нейтральном, ведомом и тормозном.

Под действием нормальной нагрузки деформируется часть шины, примыкающая к зоне контакта с опорной поверхностью. В отличие от жёсткого колеса фактический радиус у автомобильной пневматической шины является величиной переменной.

Свободный радиус колеса  $r_0$  определяется при его ненагруженном состоянии и равен половине наружного диаметра шины колеса  $D_k$ :  $r_0 = 0,5D_k$ .

Расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной нагрузкой, до опорной плоскости называется статическим радиусом колеса  $r_{ст}$ . При известных конструктивных параметрах шины его можно найти из соотношения

$$r_{ст} = r_0 - h_z, \quad (3.1)$$

где  $h_z$  – прогиб шины [м], зависящий от нагрузки  $G_k$  [кН] на шину, её типа и давления воздуха  $p_0$  [МПа] в ней и в первом приближении определяемый по эмпирической формуле:

$$h_z = 10^{-3} k_{ш} G_k^{3/4} / (1 + 10 p_0) \quad (3.2)$$

для диагональных шин низкого давления  $k_{ш} = 4,1 \dots 7,4$ ; для шин с регулируемым давлением  $k_{ш} = 4,5 \dots 6,3$ ; для широкопрофильных шин  $k_{ш} = 2,5 \dots 5,0$ .

При качении нагруженного колеса на него воздействует ряд факторов (центробежные силы, крутящий момент, сила сопротивления качению и т.п.), которые изменяют статический радиус.

Расстояние между осью движущегося колеса и опорной плоскостью называется динамическим радиусом колеса  $r_d$ .

При номинальных значениях давления и нагрузки радиус качения колеса в ведомом режиме больше величины статического и меньше его свободного радиуса. С увеличением крутящего момента  $M_k$  непрерывно растёт и тангенциальная деформация шины в зоне под пятном контакта, что при небольших скоростях колеса ведёт к уменьшению динамического радиуса  $r_d$  по зависимости, впервые предложенной Е.А. Чудаковым,

$$r_d = r_{k0} - \gamma_T \cdot M_k, \quad (3.3)$$

где  $r_{k0}$  – радиус колеса в свободном режиме, м;  $r_{k0} \approx r_0 - h_z$ ;  $r_0$  – геометрический радиус колеса;  $\gamma_T$  – коэффициент тангенциальной деформации колеса, м/кН м;  $M_k$  – крутящий момент, подводимый к колесу, кНм;  $h_z$  – прогиб шины.

При движении колеса с малой скоростью по твёрдому грунту  $r_{ст}$  и  $r_d$  приблизительно одинаковы. Для этого случая радиус  $r_{ст}$  с достаточной для практических целей погрешностью можно принять в качестве расчётного.

Особенность процесса качения эластичного ведущего колеса по твёрдому основанию заключается в том, что не при всяком значении крутящего момента  $M_k$  все элементы пневмошины в пятне контакта скользят относительно дороги.

Результаты опытов, проведённых на твёрдом основании из стекла, показали, что до определенного значения крутящего момента

$M_k = M_\phi$  в пятне контакта в пределах длины опоры  $L_{оп}$  имеются две зоны (рис. 3.1).

Большая зона I – это зона сцепления и меньшая II – скольжения. В зоне сцепления отсутствует сдвиг шины относительно основания, а в зоне скольжения элементы шины перемещаются по основанию. При этом касательные напряжения в контакте совпадают по направлению с касательной силой тяги.

По мере роста крутящего момента зона сцепления I уменьшается, а зона скольжения II растёт. Как только  $M_k$  достигает величины  $M_\phi$ , все элементы шины в пятне контакта начинают скользить с разной скоростью.

Скорость скольжения в т. А начала соприкосновения колеса с твёрдым основанием называют скоростью буксования  $V_б$  колеса

$$V_б = V_T - V,$$

где  $V_T$  – теоретическая (относительная) скорость колеса;

$V$  – действительная поступательная (переносная) скорость движения машины. Поэтому кроме динамического радиуса колеса  $r_d$  введена такая условная величина, как кинематический радиус или радиус качения колеса  $r_k$ . Его можно представить как отношение переносной скорости колеса  $V$  к угловой скорости его вращения  $\omega_k$

$$r_k = V/\omega_k. \quad (3.4)$$

На кинематический радиус эластичного колеса кроме проскальзывания его опорной поверхности (см. рис. 3.1) большое влияние также оказывает тангенциальная эластичность шины.

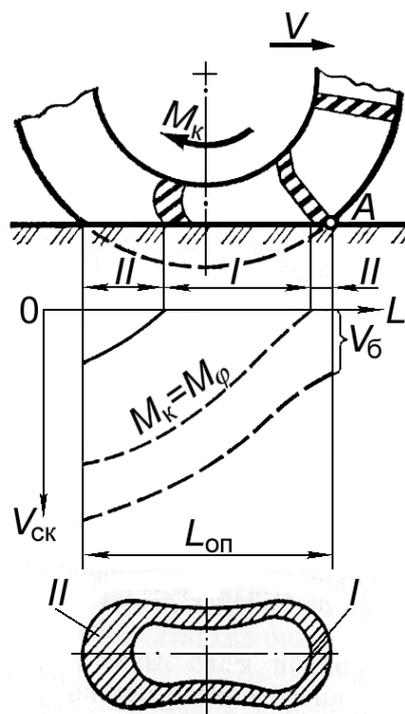


Рис. 3.1. Схема образования зон сцепления (I) и скольжения (II) в области контакта пневмшины с твёрдой опорной поверхностью:

$V_{ск}$  – скорость скольжения элементов шины по твёрдому основанию на длине  $L_{оп}$  контакта

Буксование это скольжение шины в пятне контакта в сторону, обратную направлению движения.

Для оценки буксования колёс используется понятие коэффициента буксования

$$\sigma = V_{\bar{6}}/V_T = 1 - (V/V_T), \quad (3.5)$$

где  $V_{\bar{6}} = \omega_k r_d - V$ .

Необходимо учитывать, что динамический радиус ведущего колеса  $r_d$ , с помощью которого можно найти касательную силу тяги  $P_k$ , как правило, не равен кинематическому радиусу колеса  $r_k$ , т. е. такому радиусу  $r_d$ , при котором данное колесо катится без юза и буксования при угловой скорости  $\omega_k$ .

Действительная скорость  $V$  перемещения колеса относительно грунта определяется формулой

$$V = \omega_k r_d = V_T - V_{\bar{6}} = V_T (1 - \sigma) = \omega_k r_d (1 - \sigma),$$

откуда  $r_k = (1 - \sigma) r_d$  или

$$r_k = (1 - \sigma)(r_{\text{ст}} - \gamma_T M_k). \quad (3.7)$$

Если скорость скольжения колеса  $V_{\bar{6}}$  и тангенциальная скорость  $V_T$  обода в пятне контакта с дорогой противоположны по знаку, то колесо движется с юзом.

Радиус  $r_k$  может изменяться от нуля (при полном буксовании вращающегося, но неподвижного в своём поступательном перемещении колеса) до бесконечности (поступательно движущегося юзом, но заблокированного во вращательном движении колеса). Кинематический радиус колеса используют при расчёте действительной скорости качения колеса, учитывающей его буксование, скольжение и деформацию шины. Действительная скорость качения колеса

$$V = \omega_k r_k.$$

### **3.2. Сопротивление качению эластичного колеса по недеформируемой поверхности**

Основными конструктивными факторами, влияющими на сопротивление качению колеса, являются нагрузка на колесо, распре-

деление массы по осям, размеры колеса и давление воздуха в шине. Значения этих параметров изменяются в большом диапазоне, поэтому коэффициенты сопротивления качению различных машин существенно различаются при движении в одинаковых дорожных условиях. Сопротивление качению колеса объясняют десятки математических моделей, которые в совокупности выделили пять главных причин, влияющих на его величину:

- гистерезисные потери;
- потери, связанные с проскальзыванием элементов колеса относительно поверхности грунта в пятне контакта;
- потери из-за сжатия и разрушения микронеровностей на пути движения колеса;
- потери из-за молекулярного и электростатического притяжения поверхностей грунта и колеса;
- гидродинамические потери.

В совокупности гистерезисные потери составляют основную, но не единственную часть сопротивления качению машин при передвижении по деформируемому грунту.

Гистерезисными потерями при качении жёсткого колеса занимался еще Ж.А. Кулон, который в 1821 году предложил оценивать силу сопротивления качению  $P_f$  по формуле

$$P_f = a_f \frac{G_k}{r_0}, \quad (3.9)$$

где  $a_f$  – экспериментальный коэффициент момента трения качения;  $G_k$  – нормальная нагрузка на колесо;  $r_0$  – свободный радиус колеса.

Из-за трения внутри шины и в площади контакта с дорогой часть энергии, затраченной на деформацию шины, обратно не возвращается и переходит в тепло, которое рассеивается в окружающем пространстве. Вследствие этого в передней половине площади контакта шины с дорогой нормальные реакции больше, чем в задней. Чем больше потери в шине, тем больше разница в нормальных реакциях, и, соответственно, больше величина смещения

$a_f$  реакции опоры  $Z_k$  и поэтому больше момент сопротивления качению  $M_f = Z_k a_f$ .

Вращающий момент, необходимый для преодоления сопротивления качению, создаётся парой сил: толкающей  $F_k$  и силой трения сцепления между колесом и дорогой  $P_f$ .

На потери в шине существенно влияют следующие факторы: масса деформируемых элементов шины, жёсткость покрышки, давление воздуха в шине и конструкция самой шины. А именно, при увеличении массы, участвующей в деформации, затраты энергии на внутреннее трение в шине возрастают. Аналогично влияет повышение жёсткости покрышки. Снижение давления воздуха в шине увеличивает её деформацию и замедляет восстановление формы, поэтому на дорогах с твёрдым покрытием при слишком низком давлении воздуха в шинах увеличивается сопротивление качению.

Однако при выборе давления воздуха в шине приходится учитывать не только сопротивление качению, но и другие факторы. Например, в целях сохранения упругих свойств шин приходится ограничивать в них повышение давления воздуха. Для повышения устойчивости машин к боковому уходу увеличивается давление воздуха в шинах управляемых колёс (по сравнению с давлением в других колёсах).

В ряде случаев снижение давления воздуха ограничивается допустимой нормальной деформацией шины  $\lambda_{ш}$ , поскольку, чем дольше шина эксплуатируется со значительными нормальными деформациями, тем меньше срок её службы. Уменьшение давления воздуха в шинах ограничивается также по причинам снижения допустимой грузоподъёмности и возможного проворачивания шины на ободу при передаче больших окружных усилий.

Из экспериментального графика (рис. 3.2) зависимости кинематического и динамического радиусов колеса от приложенного к колесу момента  $M_k$  следует, что до точки  $M_\phi$ , соответствующей максимальному коэффициенту сцепления  $r_d \approx r_k$ , но далее наступает интенсивное буксование, т.е.  $r_k \rightarrow 0$ .

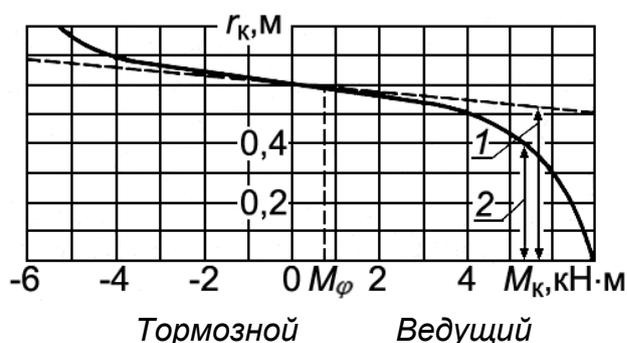


Рис. 3.2. Зависимость радиуса качения колеса от крутящего момента:

1 – динамический радиус качения колеса  $r_d$ ; 2 – кинематический радиус качения колеса  $r_k$

И здесь в традиционном определении коэффициента сопротивления качению появляется противоречие. Другими словами, если принять, что  $f_k = a_f / r_k$ , то в режиме буксования, когда и  $r_d$ , и  $r_k$  резко уменьшаются, теоретически не исключена ситуация, при которой  $r_k$  стремится чуть ли не к нулю, т. е.  $f_k \rightarrow \infty$ , что не отвечает физической картине данного явления.

Поэтому ряд исследователей предлагает представлять коэффициент сопротивления качению  $f$  как сумму двух составляющих, учитывающих не только силовые, но и кинематические потери

$$f = f_c + f_\sigma \quad (3.9)$$

Здесь  $f_c = P_f / G_k$  при движении колеса в свободном режиме (т. А на рис. 3.3);

$f_\sigma$  – составляющая сопротивления качению, обусловленная буксованием

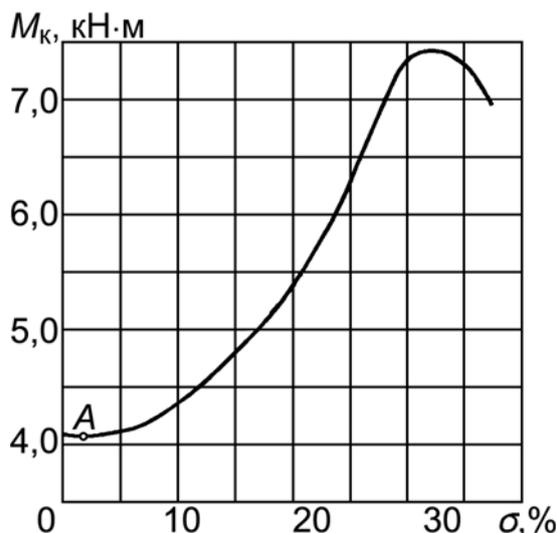


Рис. 3.3. Экспериментальный график момента  $M_k$  сопротивления качению на колесе с шиной 6.95-16 в зависимости от величины буксования  $\sigma$  при движении по суглинистой пахоте ( $c = 0,29$ ;  $\mu = 0,75$ )

$$f_\sigma = \gamma_T M_k^2 / G_k r_k^2 \quad (3.10)$$

Сопротивление качению  $f_\sigma$  предложено называть «условным коэффициентом сопротивления качению». Однако по опытным данным, вместе с ростом буксования  $\sigma$  возрастает, особенно на слабонесущих грунтах, и фактическое сопротивление качению  $f_k$ .

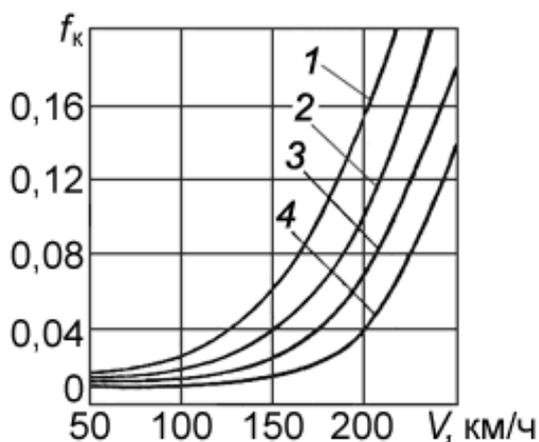
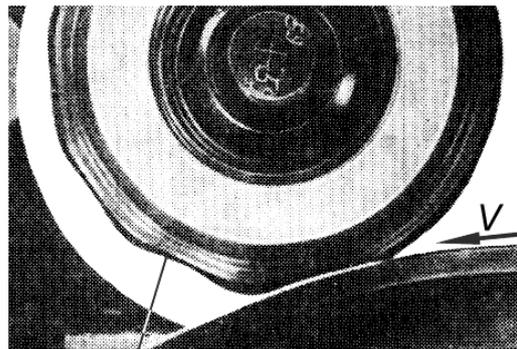


Рис. 3.4. Потери на качение шины в зависимости от скорости  $V$  и давления воздуха  $p_w$  (МПа):  
1 – 0,15; 2 – 0,25; 3 – 0,35; 4 – 0,50



Стоячая волна

Рис. 3.5. Образование стоячей волны в шине 7,50-16 (нагрузка 7,1 кН и окружная скорость поверхности барабана  $V = 200$  км/ч)

Наличие крутящего момента  $M_k$  увеличивает величину необратимых (гистерезисных) потерь в шине по сравнению с ведомым режимом движения колеса, что проявляется в повышенном сопротивлении качению ведущего колеса. Из-за гистерезисных потерь возникает момент сопротивления качению.

Эти потери компенсируются частью момента, подводимого к колесу от двигателя. Также на сопротивление качению оказывает влияние скорость движения, поскольку с её увеличением возрастает работа на деформацию протектора и колебания в каркасе шины.

По опытным данным (рис. 3.4) сила сопротивления качению  $P_f$ , а значит, и коэффициент  $f_k$  существенно возрастают при скорости свыше 20 м/с. Особенно опасно движение с высокой скоростью машины на недостаточно накачанных шинах по твёрдым покрытиям.

Испытания при высокой скорости вращения беговых барабанов обнаружили у шин, особенно на выходе колеса из контакта, явление так называемой стоячей волны (рис. 3.5). При номинальном давлении воздуха в шине приблизительное значение предельной скорости  $V_{пр}$  можно определить по формуле

$$V_{пр} = \sqrt{\frac{P_k}{f_{ш} f_{\ddot{y}}^2}}, \quad (3.11)$$

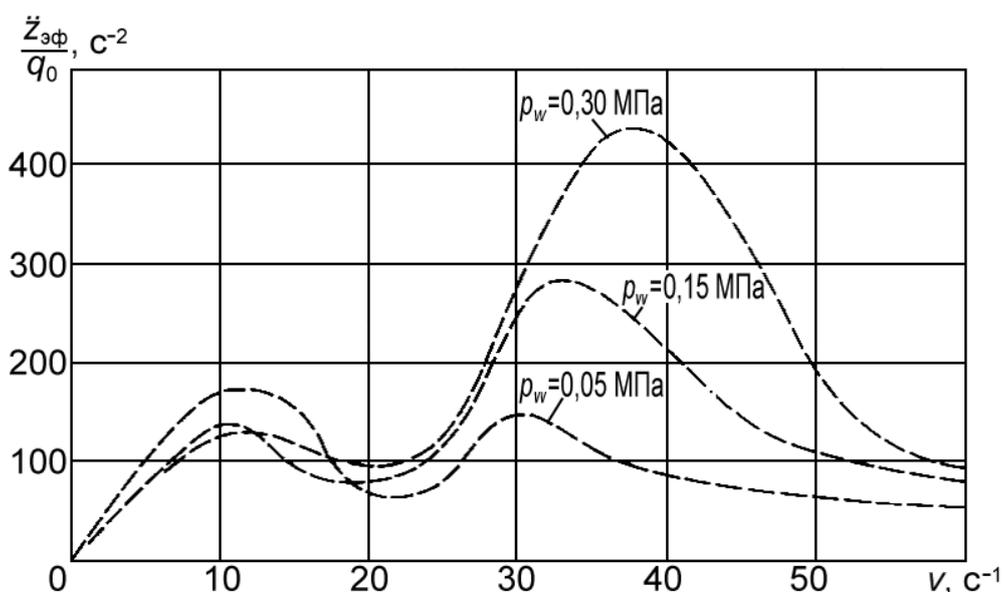


Рис. 3.6. Влияние внутреннего давления воздуха в шинах на показатели относительных ускорений в кабине ГАЗ-66 ( $\ddot{z}_{эф}/q_0$  – относительные эффективные вертикальные ускорения;  $\nu$  – частота возмущающего гармонического воздействия)

где  $P_k$  – суммарная окружная сила в зоне контакта колеса и дороги;  $\rho_{ш}$  – плотность материала шины;  $\Delta_{ср}$  – толщина протектора шины в средней части.

На допустимую скорость движения транспортного средства не в последнюю очередь влияет давление воздуха в шинах.

На рис. 3.6 приведены амплитудно-частотные характеристики  $\ddot{z}_{эф}/q_0(f)$  для кабины ГАЗ-66, полученные Я.С. Агейкиным при различных давлениях воздуха в шинах. На графиках видны две резонансные зоны: низкочастотного резонанса в области, совпадающей с собственной частотой подрессоренных масс, и высокочастотного резонанса в области, близкой к собственной частоте нерессоренных масс.

Таблица 3.1

Допустимая величина неровностей в зависимости от давления воздуха в шинах

$p_w$ , МПа	0,3	0,15	0,05
$2q_0$ , см	9,1	14,8	23,0

При граничном значении вертикальных ускорений  $\ddot{z} = 2g$  допустимая высота  $q_0$  периодических неровностей показана в табл. 3.1. Из неё видно, что при снижении давления  $p_w$  с 0,3 до 0,05 МПа допустимая высота неровностей повышается в 2,5 раза, но при этом ограничивается скорость по условиям нагрева шин.

Зависимость сопротивления качению колеса от температуры шины показана на рис. 3.7. Согласно опытным данным при изменении температуры шины от  $-7$  до  $+93^\circ\text{C}$  её сопротивление качению может снизиться в 3 раза. Через 25...30 мин после начала движения автомобиля у шины устанавливается тепловой баланс, поэтому в это время уже можно определять  $f_k$ .

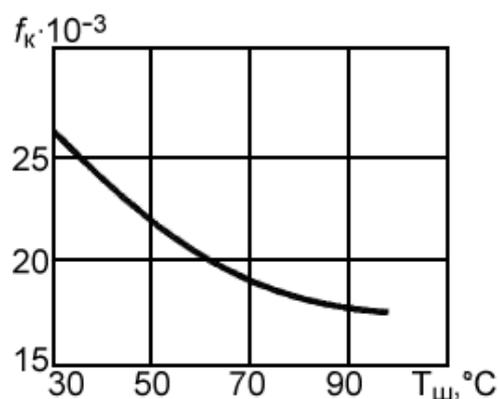


Рис. 3.7. Зависимость коэффициента сопротивления качению колеса от температуры шины

### 3.3. Сопротивление качению колёсного транспортного средства по деформируемой поверхности

Площадь контакта шины с мягким грунтом больше площади контакта шины с плоской твёрдой поверхностью. Деформация шины существенно усложняет процесс взаимодействия колеса с грунтом, так как приводит к изменению формы контактной поверхности и характера распределения давлений в контакте (рис. 3.8). Здесь  $l$  – длина опорной поверхности в рассматриваемом сечении. В связи с этим увеличивается зона шины, подверженная деформации, но вместе с тем уменьшаются давления и деформация в средней части контакта. Форма деформированного профиля шины на мягком грунте и твёрдой поверхности при равных прогибах  $h_z$  различна.

Это особенно важно при больших значениях прогиба шины ( $h_z > 0,3H_{ш}$ ), так как в этом случае появляется обратная кривизна в пятне контакта, в первую очередь характерная для арочных шин.

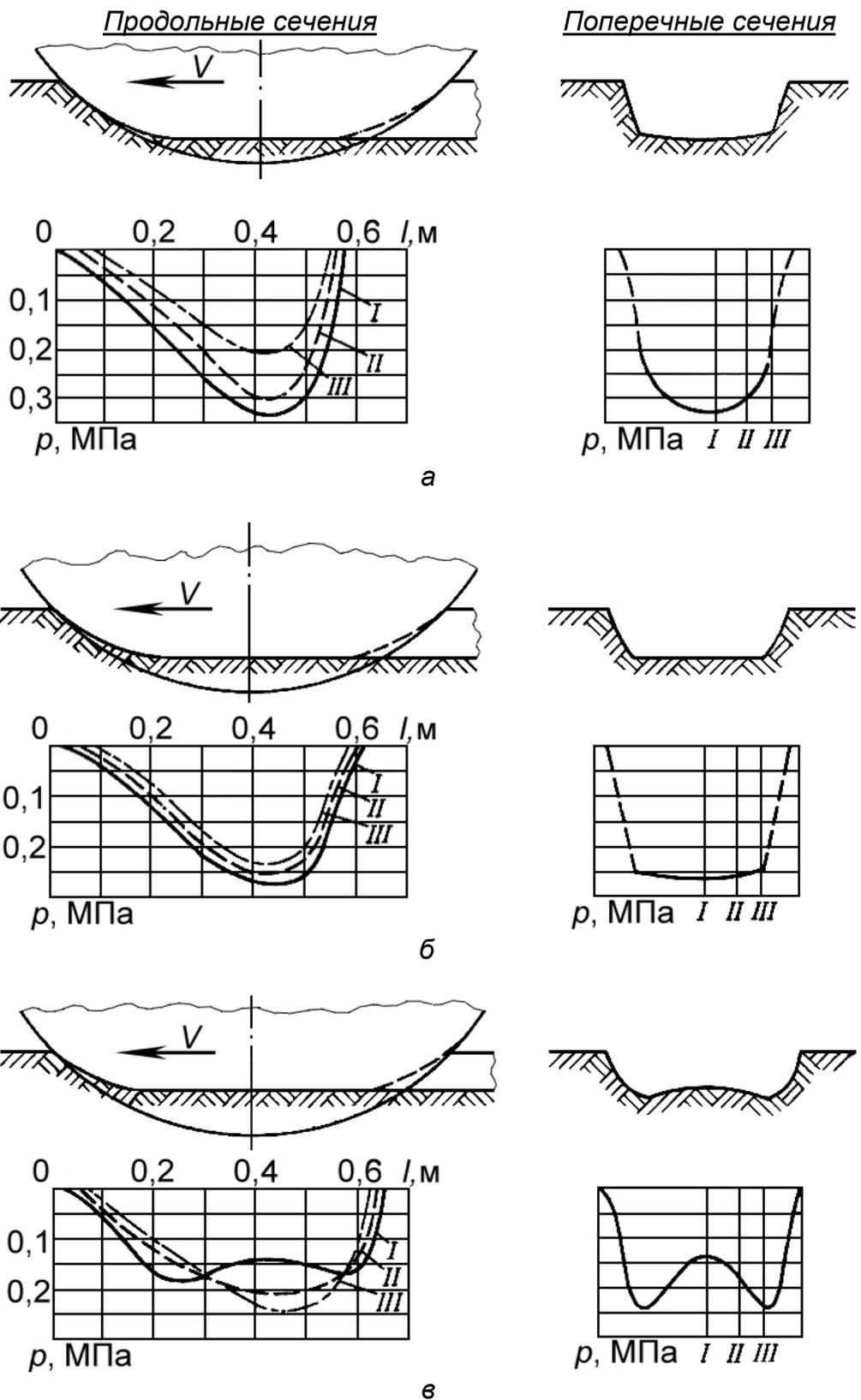


Рис. 3.8. Деформации шины 12.00-18 и песчаного грунта ( $\gamma = 1,3 \text{ г/см}^3$ ) под нагрузкой, равной 15 кН, и при давлении воздуха в оболочке:  
 а –  $p_w = 0,20 \text{ МПа}$ ; б –  $p_w = 0,10 \text{ МПа}$ ; в –  $p_w = 0,05 \text{ МПа}$

При увеличении момента, передаваемого колесом, также увеличивается прогиб шины в передней части контакта, зона максимального прогиба шины несколько смещается вперёд относительно оси колеса (рис. 3.8, а и 3.8, б).

Деформация грунта зависит от жёсткости шины и, как следствие, формы её опорной поверхности, а также направления сил, действующих от шины на грунт. Так, при большом прогибе шины (рис. 3.8, в) её опорная поверхность становится вогнутой внутрь профиля, что приводит к снижению сдвигов грунта и меньшему погружению шины в грунт. Т.е. наблюдается так называемый «арочный эффект», повышающий несущую способность грунта.

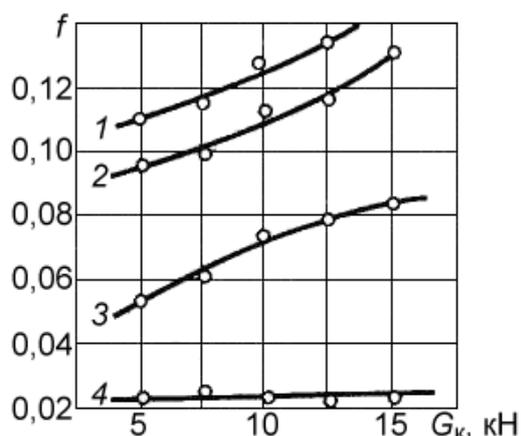
На твёрдых дорогах основную потерю мощности при качении колеса составляют потери от деформации шины, которые с увеличением нагрузки на колесо возрастают прямо пропорционально этим деформациям

$$P_f = fG_a = fnG_k$$

где  $G_a$  – вес автомобиля;  $G_k$  – нагрузка от колеса на поверхность движения;  $n$  – число колёс,  $f = const$ .

На деформируемых грунтах более значительную долю потерь мощности составляют потери на деформацию грунта. И хотя с ростом нагрузки потери на деформацию шины увеличиваются, потери на деформацию грунта растут значительно быстрее. В результате общее сопротивление качению повышается не пропорционально нагрузке, а гораздо интенсивнее (кривые 1 и 2 на рис. 3.9 соответственно для влажной суглинистой пахоты и сухого песка).

Рис. 3.9. Зависимость коэффициента  $f$  сопротивления качению от статической нагрузки  $G_k$  на колесо для автомобиля с колёсной формулой 4x4 (шины 12.00 – 18): 1 – влажная суглинистая пахота; 2 – сухой песок; 3 – грунтовая дорога с незначительным увлажнением верхнего слоя; 4 – твёрдая опорная поверхность



Для слабдеформируемых грунтов грунтовых дорог с незначительным увлажнением верхнего слоя (кривая 3) соотношение потерь на деформацию шины и грунта примерно одинаковое и зависит от режима работы колеса. При этом коэффициент сопротивления качению от нагрузки  $G_k$  увеличивается меньше.

В наименьшей степени коэффициент  $f$  изменяется при движении автомобиля по твёрдой опорной поверхности (линия 4).

Сопротивление качению прямо пропорционально нагрузке на колесо только на твёрдых дорогах. Анализируя показанные на рис. 3.9 зависимости, можно сделать вывод, что для полноприводных автомобилей, эксплуатирующихся в тяжёлых дорожных условиях (по сильнодеформируемым грунтам), целесообразно снижать осевую массу, т.е. распределять полную массу на большее количество осей.

В этом случае обеспечивается меньшее сопротивление качению и лучшие тягово-сцепные свойства с грунтом. Однако следует отметить, что равную проходимость при увеличении общей массы автомобиля можно получить также и при установке шин большего размера. Но тогда коэффициент грузоподъёмности будет меньше, т.е. конструкция будет более металлоёмкой. Кроме того, у автомобиля с большим количеством осей (с незаблокированным приводом колёс) вероятность потери проходимости меньше, чем у автомобиля с меньшим количеством осей той же массы. Сравнение коэффициентов сопротивления качению автомобилей одинаковой массы с колёсной формулой 8x8 на шинах 14.00 – 20 и формулой 6x6 на шинах 1300x530 – 533 показывает, что у первого автомобиля коэффициент сопротивления качению в наиболее характерных условиях на 12...18 % меньше, а сила тяги по сцеплению больше.

У тихоходных спецмашин допускается перегрузка на тороидные шины сверх нормы в таких пределах: до 25%, если скорость не выше 40 км/ч; до 40% – соответственно 15 км/ч и до 85% – 5 км/ч.

Перераспределение массы по осям, хотя и не столь значительно, как нагрузка на колесо, влияет на общее сопротивление качению автомобиля. Теоретическими и экспериментальными иссле-

дованиями установлено, что на твёрдых и малодеформируемых грунтах минимум сопротивления качению соответствует примерно равномерному распределению массы по осям, а на сильнодеформируемых грунтах – некоторой перегрузке передней оси. Эта перегрузка составляет до 3...4%. Такое же соотношение осевых нагрузок характерно и для избыточной силы тяги на крюке. Это справедливо для автомобилей с любым количеством осей (равным 2, 3 и 4).

Нагрузка на ось и геометрические размеры колёс тесно связаны с выбором оптимального количества осей (мостов) полноприводного автомобиля. Известно, что количество осей существенно влияет на проходимость и тягово-сцепные свойства автомобиля, особенно при движении по грунту с низкой несущей способностью.

Коэффициент сопротивления качению при одинаковой массе у четырёхосного автомобиля меньше, чем у двух- или трёхосного: на деформируемых уплотняемых грунтах ( $\mu > 0$ ) с малой несущей способностью ( $C_{гр} = 0,05$  МПа) соответственно на 12...15% и 20...30%. При удовлетворительной несущей способности ( $C_{гр} = 0,1$  МПа) уменьшение сопротивления качению составляет всего 6...12%.

На неуплотняемых грунтах коэффициент сопротивления качению от количества осей практически не зависит. Для снижения экскавационно-бульдозерного сопротивления деформируемого грунта расстояние между осями автомобиля должно составлять около 3 м.

При движении эластичной шины по деформирующейся опорной поверхности коэффициент  $f_k$  сопротивления качению колеса состоит из двух компонентов, учитывающих гистерезисные потери как на деформацию грунта  $f_r$ , так и потери в шине  $f_{ш}$ , т.е.

$$f_k = f_{\Sigma} = f_r + f_{ш}. \quad (3.12)$$

Затраты мощности на деформацию грунта в общем балансе потерь на качение колеса значительно больше затрат мощности на деформацию шины. На сильнодеформируемых грунтах увеличение нагрузки на колесо приводит к прогрессирующему росту сопротивления качению.

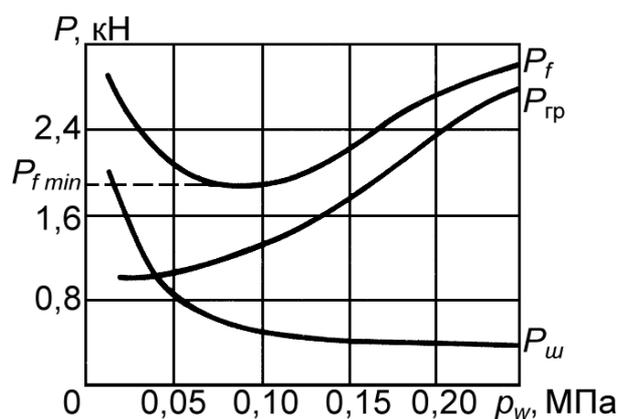


Рис. 3.10. Влияние давления воздуха в шинах 14,00-18" на сопротивление качению на песке автомобиля массой 1,5 т

Поэтому обычно принимают меры по уменьшению деформации грунта, т.е. уменьшению глубины следа, образуемого катящимися колёсами. При определённом давлении воздуха в шине  $p_w$  получается минимальная величина суммарного сопротивления качению  $f_{\Sigma}$ .

Для каждой шины минимальное значение сопротивления качению соответствует разному давлению воздуха в шинах  $p_w$  – в зависимости от массы, приходящейся на колесо, жёсткости шины и типа грунта (рис. 3.10). Ориентировочно, оптимальные давления воздуха в шинах составляют:

- для размокшей грунтовой дороги  $p_w = 0,15$  МПа;
- для песка  $p_w = 0,1$  МПа;
- для снега  $p_w = 0,053$  МПа;
- для заболоченного луга  $p_w = 0,05$  МПа;
- для пашни на суглинке (весной)  $p_w = 0,04$  МПа.

Для пневмокотков, предназначенных для работы на песке, оптимальное значение давления воздуха  $p_w = 0,04$  МПа.

Для предварительных расчётов  $f_k$  часто используют зависимость Гранвуанэ – Горячкина

$$f_k = 0,86 \sqrt[3]{\frac{G_k}{c_{ГР} b_{Ш} D_k^2}}, \quad (3.13)$$

где  $c_{ГР}$  — коэффициент объёмного смятия почвы, Н/м<sup>3</sup>;  $D_k, b_{Ш}$  — соответственно наружный диаметр и ширина обода колеса, м.

Следует отметить, что в выражении (3.13) диаметр колеса находится в квадрате, т.е. его влияние на  $f_k$  более существенно по сравнению с другими параметрами.

Для плотных и твёрдых поверхностей сопротивление качению уменьшается с ростом давления воздуха в шинах. Надо также отметить, что оптимум давления воздуха в шинах по сопротивлению качения  $f$ , как правило, не совпадает с оптимумом по коэффициенту сцепления  $\varphi$ .

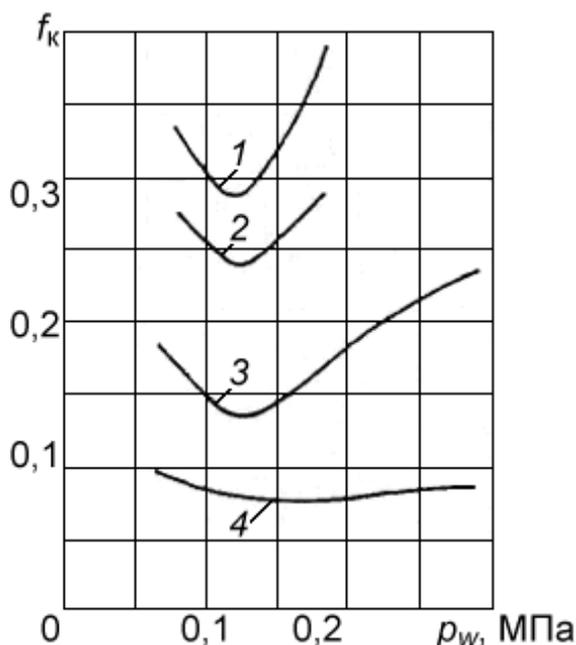


Рис. 3.11. Зависимость коэффициента сопротивления качению от давления воздуха в шине: 1 – сухой песок; 2 – снег зернистый; 3 – разрыхлённый влажный песок; 4 – переувлажнённая грунтовая дорога

Оказывая воздействие на деформируемость грунта, давление воздуха в шине влияет на сопротивление качению шины различным образом (рис. 3.11).

На твёрдой опорной поверхности сопротивление качению  $f$  изменяется в наименьшей степени и несколько снижается с увеличением давления воздуха в шине.

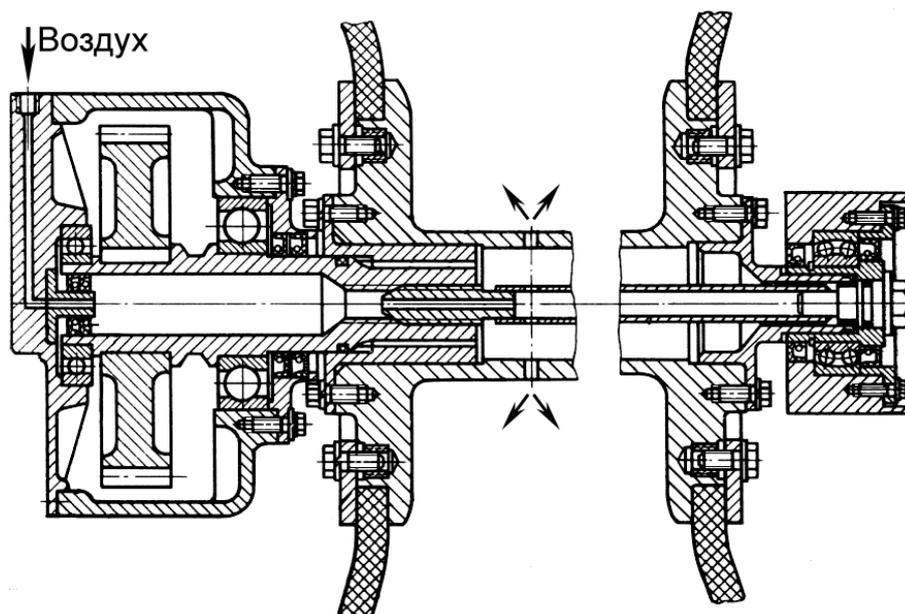


Рис. 3.12. Подвод воздуха к пневмокатку

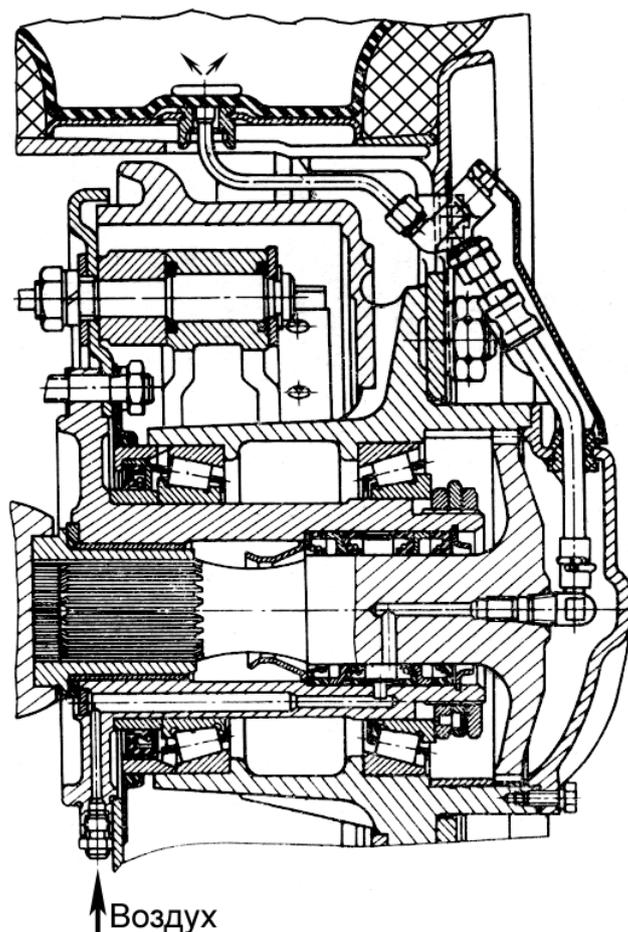


Рис. 3. 13. Подвод воздуха к широкопрофильной шине

На песке повышение давления воздуха приводит к увеличению сопротивления качению. Оптимальное давление обеспечивается при установке на автомобилях повышенной и высокой проходимости систем регулирования давления воздуха в шинах. Минимальное сопротивление качению соответствует определенному давлению воздуха в шине. Типичные конструкции подвода воздуха к пневмокаткам шинам колёс и показаны на рис. 3.12 и 3.13.

Сопротивление грунта качению колеса при увеличении наружного диаметра шин снижается на всех видах грунта.

Снижение коэффициента  $f_{гр}$  происходит как за счёт уменьшения глубины колеи, так и за счёт снижения бульдозерного эффекта. Чем мягче грунт и больше неровностей, тем существеннее влияние наружного диаметра.

Высота преодолеваемых препятствий и допустимая для движения глубина колеи увеличиваются пропорционально радиусу

колеса. Кроме того, при увеличении диаметра уменьшается количество циклов нагружения элементов шины на определённом пути, соответственно повышается допустимая по нагреву скорость движения.

### **3.4. Тягово-сцепные качества колёсного движителя**

Опорно-сцепная проходимость автомобиля зависит от схемы и типа трансмиссии. Тип трансмиссии определяет плавность передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам.

С этой точки зрения наиболее неблагоприятной является механическая трансмиссия, при которой возможны разрывы потока мощности при переключении передач, резкие колебания и броски крутящего момента при трогании с места. Гидродинамические, гидрообъёмные и электрические трансмиссии обеспечивают плавную передачу крутящего момента к ведущим колесам. Это способствует уменьшению динамических воздействий на грунт и тем самым повышению проходимости автомобиля.

У автомобилей повышенной и высокой проходимости все колёса являются ведущими. В приводе к ведущим колёсам обычно используют межколёсные и межосевые дифференциалы. При наличии простого межколёсного симметричного дифференциала максимальное окружное усилие, развиваемое колёсами моста, ограничивается сцеплением колеса, находящегося на поверхности, с наименьшим коэффициентом сцепления.

Преимуществами привода классической схемы двухосных автомобилей, когда ведущими являются колёса задней оси, являются:

оптимальное распределение нагрузки по осям обеспечивает более лёгкое и точное управление автомобилем;

так как основные узлы разнесены, то упрощаются обслуживание и ремонт;

при данной схеме привода у шин меньший износ, так как передние колёса являются сугубо управляемыми, а задние – только ведущими.

#### Недостатки классической схемы привода колёс:

проблемы с управляемостью при повороте автомобиля на скользкой дороге;

неудобства, связанные с тоннелем над карданным валом для привода задних колёс.

#### Преимущества схемы с передним приводом колёс:

лучшее сцепление со скользкой дорогой, поскольку на ведущие колёса приходится большая нагрузка;

более вместительный салон благодаря компактности силового блока; некоторая экономия горючего из-за небольшого уменьшения общей массы автомобиля.

#### Недостатки переднего привода:

ограничения по силе тяги из-за опасности потери управляемости; более активный износ передних шин и подвески; плотная упаковка большинства агрегатов в подкапотном пространстве, что затрудняет их обслуживание и ремонт; ухудшение сцепления со скользкой дорогой при езде в гору.

Преимуществом полного привода является самое лучшее по сравнению с другими схемами сцепление с дорожными покрытиями.

#### Недостатки схемы с полным приводом:

более высокая стоимость автомобиля; меньшая надёжность достаточно сложной трансмиссии; увеличение массы трансмиссии и в ряде случаев ухудшение экономичности.

Перейдём к оценке эффективности включения переднего ведущего моста автомобиля или активной оси прицепа (полуприцепа) при движении по несвязным грунтам или дорогам с низким коэффициентом сцепления. Известно, что сила тяги возрастает при этом не пропорционально увеличению сцепного веса, а в значительно большей степени. Это объясняется, во-первых, уменьшением сопротивления движению вследствие уменьшения работы на деформирование шины и грунта в тангенциальном направлении и, во-вторых, влиянием самоприспособляемости двигателя.

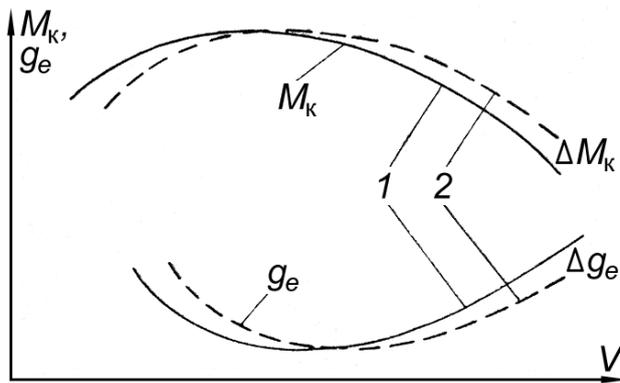


Рис. 3.14. Крутящий момент  $M_k$ , подводимый к колесам автомобиля, и удельный расход горючего  $g_e$  в зависимости от скорости движения и радиуса качения колёс:  
1 – передний мост автомобиля выключен; 2 – передний мост включён

На рис. 3.14 показаны кривые крутящего момента  $M_k$  и удельного расхода топлива  $g_e$  в зависимости от скорости автомобиля  $V$  при его движении с отключённым и включённым передним мостом.

При включении переднего моста (или активной оси прицепа) момент  $M_{01}$ , приложенный к каждому ведущему колесу, уменьшается. Например, для автомобиля с колёсной формулой 4x4, движущегося с отключённым мостом, его величина будет такой

$$M_{01} = \frac{M_e \eta_T i_T}{2},$$

где  $M_e$  – крутящий момент двигателя;  $\eta_T$  – КПД трансмиссии;  $i_T$  – передаточное число трансмиссии, а при подключении переднего моста крутящий момент, приходящийся на каждое ведущее колесо, уменьшится вдвое

$$M_{02} = \frac{M_e \eta_T i_T}{4}.$$

Известно, что изменение величины крутящего момента вызывает соответствующее изменение радиуса качения колеса. Зависимость радиуса качения колеса  $r_k$  от приложенного к нему крутящего момента  $M_0$  для дорог с большим коэффициентом сцепления обычно определяется по формуле

$$r_k = r_k^0 - \gamma M_0,$$

где  $r_k^0$  – радиус качения ведомого колеса;  $\gamma$  – коэффициент тангенциальной эластичности шины, м/Нм.

При движении по грунту зависимость изменения радиуса качения может быть иной вследствие появления частичного буксова-

ния. В этом случае уменьшение радиуса качения при увеличении крутящего момента происходит в значительно большей степени.

Известно, что скорость движения транспортного средства пропорциональна радиусу качения,

$$V = 0,377 \cdot \frac{r_k n}{i_T},$$

где  $n$  – частота вращения двигателя, об/мин.

Для каждого значения момента, реализуемого на колёсах, при движении автомобиля с включённым мостом можно подсчитать новое значение скорости при той же частоте вращения двигателя. При этом кривая крутящего момента сдвинется вправо, в сторону больших скоростей (пунктирная линия на рис. 3.14).

Таким образом, при включении переднего моста (или активной оси прицепа) автомобиль получает возможность или преодолеть большее сопротивление движению, или при том же сопротивлении движению двигаться с меньшей подачей топлива. Необходимо отметить, что выигрыш в величине крутящего момента  $\Delta M_0$  возрастает при увеличении скорости движения. Величина  $\Delta M_0$  тем больше, чем больше самоприспособляемость двигателя, чем эластичнее шина, а также чем меньше сопротивление грунта сдвигу. Кстати, у двухосных автомобилей на сухом твёрдом покрытии более эффективным является отключение привода заднего ведущего моста.

На твёрдой поверхности при увеличении наружного диаметра шины повышаются длина и соответственно площадь поверхности контакта, незначительно снижаются давления на дорогу, что повышает сцепление шины с грунтом и снижает пробуксовку.

Сцепление колеса с грунтом с изменением наружного диаметра шин изменяется различно в зависимости от свойств опорной поверхности. Поскольку сцепные свойства грунта возрастают по мере погружения в него колеса, то при увеличении наружного диаметра сила сцепления уменьшается. Но если сцепные свойства грунта не изменяются по глубине, то, как правило, при увеличении наружного диаметра сила сцепления колеса с грунтом воз-

растает за счёт более равномерного распределения давлений и векторов касательных сил в контакте.

На мягком грунте увеличение наружного диаметра шины в большинстве случаев приводит не к возрастанию, а даже к уменьшению длины контакта вследствие меньшего погружения колеса в грунт. Это объясняется более равномерным распределением давлений у шин с большим наружным диаметром. К отрицательным последствиям увеличения наружного диаметра шины следует отнести значительное увеличение массы и момента инерции колеса, повышение центра тяжести машины.

Из конструктивных отличий шин на их тягово-сцепные качества в наибольшей степени влияют конструкция каркаса (радиальные и диагональные типы) и рисунок протектора.

Конструктивные особенности радиальных шин сказываются на характере отпечатка площади контакта шин. Такая шина в сравнении с диагональной имеет более вытянутый и узкий отпечаток за счёт более гибкой боковой стенки и жёсткого протектора. Эти конструктивные отличия мало влияют на форму ненагруженной шины, но при нагружении они увеличиваются. Длинный узкий отпечаток способствует уменьшению сопротивления качению и увеличивает силу сцепления. Из-за худшей самоочищаемости радиальных шин их преимущества исчезают на мягких почвах, особенно липких и влажных. Кроме того, увеличение нормы слойности радиальных шин, приводящее к росту жёсткости каркаса, в сочетании с относительно податливым грунтом также может ликвидировать все преимущества радиальных шин.

Для того чтобы определить силу тяги ведущего колеса, воспользуемся следующей схемой (рис. 3.15).



Рис. 3.15. Участки среза и трения в зоне контакта колеса с деформируемым грунтом

Имеются две зоны контакта: дугообразная и плоская. Максимально возможная сила тяги колеса определяется в этом случае соотношением

$$F_k = G_k k_H \varphi_p + S_k (1 - k_H) (\operatorname{tg} \varphi_0 + c_0), \quad (3.14)$$

где  $\varphi_p$  – коэффициент трения резины по грунту;  
 $k_H$  – коэффициент насыщенности протектора;

$$k_H = \frac{S_{\text{выст}}}{S_{\text{выст}} + S_{\text{впадин}}};$$

$$S_{\text{выст}} + S_{\text{впадин}} = S_k;$$

$S_k$  – площадь контакта пневмошины с грунтом. Упрощённо, приняв форму контакта эллиптической, можно найти  $S_k$  по формуле

$$S_k = 0,5 \dot{r} B_{\text{пр}} \sqrt{D_k h_{\text{ш}} - h_{\text{ш}}^2}, \quad (3.15)$$

где  $B_{\text{пр}}$  – ширина протектора;  
 $D_k$  – геометрический диаметр колеса.

Ограничение сцепления колеса с грунтом (буксование) происходит вследствие среза грунта, заключённого между выступами протектора и скольжения выступов протектора по грунту. При нагрузке на колесо, близкой к несущей способности грунта, сдвиг происходит на некотором удалении от поверхности контакта (рис. 3.16).

Если отнести суммарную касательную силу как от самого колеса, так и от грунтозацепов, то сила сцепления колеса с грунтом может быть представлена в виде

$$P_k = c_0 S_k + \operatorname{tg} \varphi_0 G'_k + \dot{r} K_p G''_k, \quad (3.16)$$

где  $G'_k$  – часть нагрузки на колесо, вызывающая между частицами грунта фрикционное трение;  $G''_k$  – нагрузка на колесо, влияющая на процесс трения резины колеса по грунту.

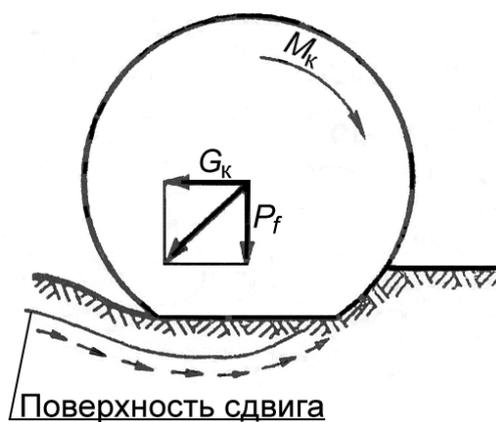


Рис. 3.16. Схема взаимодействия колеса с деформируемым грунтом в случае потери им несущей способности

В трении резины по грунту участвуют, по сути, все элементы колеса, на которые приходится нагрузка  $G'_k \approx G''_k$ , вовлекая в процесс сдвига глубинные слои грунта. Поэтому необходимо ввести корректирующий вертикальную нагрузку коэффициент  $k_\varphi$ . Обозначим  $k_\varphi = G'_k/G''_k$ . Тогда сила сцепления с грунтом будет определяться по формуле

$$P_k = c_0 S_k + (k_\varphi \operatorname{tg} \varphi_0 + iK_p) G_k,$$

откуда сила тяги по сцеплению будет равна

$$\varphi = \frac{P_k}{G_k} = \frac{c_0}{q} + k_\varphi \operatorname{tg} \varphi_0 + iK_p. \quad (3.17)$$

Из последнего уравнения следует, что по мере уменьшения давления на грунт сила тяги по сцеплению  $\varphi$  бесконечно возрастает.

Но, как показал А.С. Антонов, при давлении  $q$ , близком к нулю, сила тяги по сцеплению  $\varphi$  также близка к нулю. Кроме того, для связных грунтов формула (3.17) не всегда применима (кривая 3 на рис. 3.17). С уменьшением давления на уплотняющемся грунте увеличивается площадь отпечатка, больше грунтозацепов вступает в работу. Всё это увеличивает площадь сдвига, что приводит к возрастанию коэффициента сцепления на несвязном грунте. Так, для шин 12.00-18 при нагрузке  $G_k = 15$  кН уменьшение давления с 0,3 до 0,05 МПа ведёт к увеличению  $\varphi$  на 77%.

Для повышения проходимости на таких грунтах часто применяют арочные шины и пневмокотки. Однако для связных грунтов картина несколько иная. При влажности  $W = 15 \dots 20\%$  коэффициент сцепления  $\varphi = 0,3 \dots 0,4$ ; при влажности  $W = 25 \dots 35\%$  –  $\varphi = 0,2 \dots 0,3$  и при  $W = 40 \dots 45\%$  –  $\varphi = 0,1 \dots 0,08$ .

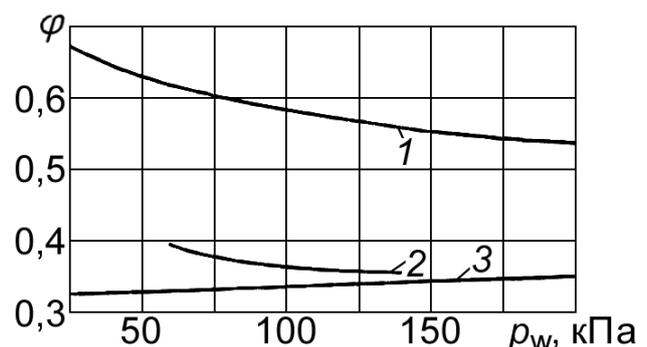


Рис. 3.17. Зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  от внутреннего давления  $p_w$  в шине размером 12.00-18:  
1 – влажный разрыхлённый песок; 2 – снег; 3 – переувлажнённый тяжёлый суглинок

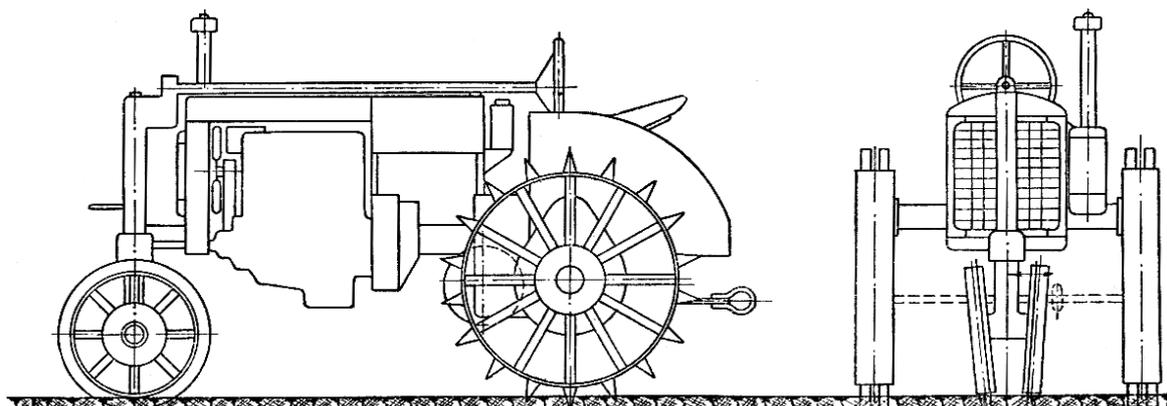


Рис. 3.18. Трактор «Универсал-3», предназначенный для работы на хлопковых полях

Поэтому для тракторов, работающих на рисовых или хлопковых полях, иногда применяют решение, противоположное снижению давления на грунт. Чтобы колёса продавливали переувлажнённую почву до твёрдой опоры, их делают узкими и жёсткими (рис. 3.18).

Другой вариант металлического колеса показан на рис. 3.19. Благодаря клиновидной форме конца грунтозацепа не происходит явления выворачивания почвы вплоть до полного выхода грунтозацепа из зоны контакта. Кроме прямой функции по реализации касательной силы тяги, «зуб» является также опорой трактора.

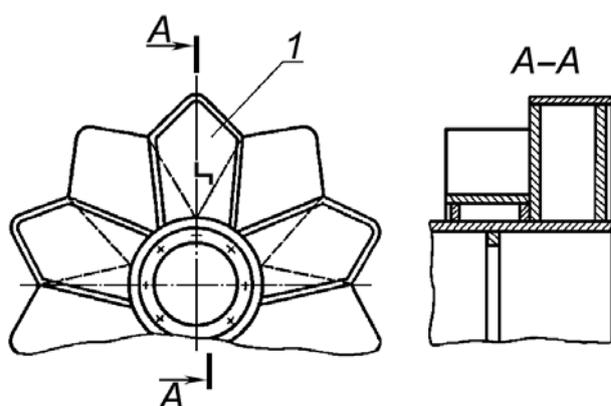


Рис. 3.19. Металлическое колесо к трактору К-701 (1 – «зуб»)

Сила тяги такого движителя состоит из трёх составляющих: сил трения, сил сцепления, а также из-за сил, возникающих от появления в зоне контакта грунтозацепа с почвой разрежения, которое удерживает движитель от проскальзывания.

Кроме давления  $q$  на коэффициент сцепления оказывает влияние нормальная нагрузка на колесо. Например, на дорогах с твёрдым покрытием для шин легковых автомобилей увеличение нагрузки на 1 кН снижает коэффициент сцепления в среднем на 0,04.

В тех случаях, когда нормальной нагрузки на колесо недостаточно для уплотнения материала опорной поверхности в тяжёлых дорожно-грунтовых условиях, прибегают к её искусственному увеличению. Одним из способов увеличения сцепного веса является установка на диски ведущих колес дополнительных грузов из чугуна или цемента. С помощью дополнительных грузов достигается увеличение силы сцепления на 25...70%.

Другой способ повышения сцепного веса (при одновременном увеличении пятна контакта шины с грунтом) состоит в заполнении шин на 3/4 их объёма водой или специальными растворами, не замерзающими в холодных климатических условиях. При заполнении шин растворами обеспечивается повышение силы сцепления на несвязных, песчаных грунтах на 25...40%, а на связных глинистых – до 65%. Помимо повышения проходимости достигается улучшение плавности движения за счёт поглощения жидкостью вертикальных толчков от дорожных неровностей и устойчивости вследствие снижения центра масс автомобиля.

Физические процессы, возникающие при сдвиге пластины (грунтозацепа) в грунте, подробно исследовал К. Терцаги. На глубине  $z$  (рис. 3.20) на элемент грунта оказывает давление

$$p_z = (\gamma z + q) N_\varphi + 2 c_0 \sqrt{N_\varphi},$$

где  $\gamma$  – удельный вес грунта;  $q$  – удельная нагрузка от движителя на грунт;  $c_0$  – связность грунта;  $\varphi_0$  – угол внутреннего трения грунта;  $N_\varphi$  – величина течения, определяемого формулой

$$N_\varphi = \operatorname{tg}^2(45^\circ + \varphi_0/2). \quad (3.18)$$

Тогда относительная результирующая сила  $F_{г30}$ , действующая на единицу длины грунтозацепа, будет

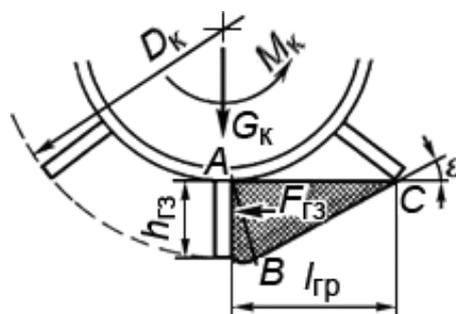


Рис. 3.20. Взаимодействие грунтозацепа жёсткого колеса с грунтом

$$F_{гз0} = \int_0^{h_{гз}} p_z dz = \frac{1}{2} \gamma_{гз}^2 N_{\varphi} + q h_{гз} N_{\varphi} + 2c_0 h_{гз} \sqrt{N_{\varphi}}. \quad (3.19)$$

Здесь рассчитана результирующая сила на единицу длины грунтозацепа. Это связано с тем, что его торцы увеличивают общее усилие, развиваемое грунтозацепом. С одной стороны, если расстояние между грунтозацепами очень мало, то пространство между ними заполняется грунтом и его сдвиг происходит по огибающей выступы грунтозацепов поверхности. Т.е. основной эффект грунтозацепов будет заключаться в увеличении действительного диаметра колеса  $D_k$ . С другой стороны, если расстояние между грунтозацепами оказывается слишком большим, то каждый отдельный грунтозацеп, по сути, является как бы внедрённым в грунт ножом режущего инструмента, который деформирует грунт с длиной  $l_{гр}$  ядра его сдвига.

Масса грунта в зоне  $ABC$  находится в состоянии сдвига, обусловленного сжатием. Она характеризуется прямыми линиями скольжения, наклонёнными к горизонту под углом  $\varepsilon = 45^\circ - \varphi_0/2$ , и обычно называется зоной сдвига Ранкина.

Ввиду того, что колесо вращается, то наклон, а также осадка грунтозацепа изменяются. Поэтому результирующая сила, создаваемая грунтозацепом, изменяется в зависимости от его углового положения.

Так как в контакте с опорной поверхностью одновременно находится больше одного грунтозацепа, общая сила тяги складывается из совместных усилий грунтозацепов и участков колеса между ними, в том числе при значительной осадке его боковин.

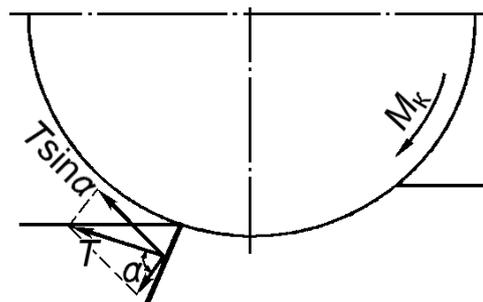


Рис. 3.21. Схема скалывания грунта при выходе шпоры жёсткого колеса из почвы

Как видно из рис. 3.21, сила  $T \sin \alpha$ , вызывающая скалывание грунта при выходе из него шпоры (грунтозацепа), увеличивается по мере приближения к поверхности, стремясь к значению силы тяги  $T$ .

Это приводит к выворачиванию части объёма грунта за шпорой, а значит, не весь момент  $M_k$  расходуется на создание тягового усилия.

С увеличением скорости движения коэффициент сцепления  $\varphi$  уменьшается. Для асфальтобетонных покрытий интенсивность снижения  $\varphi$  примерно одинакова. Зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  от скорости  $V$  определяется выражением

$$\varphi_V = \varphi_0 (1 - A \cdot V),$$

где  $\varphi_V$  и  $\varphi_0$  – соответственно коэффициенты сцепления колеса с опорной поверхностью при высокой  $V$  и небольшой скорости;  $A$  – эмпирический коэффициент, зависящий от свойств шины и дороги.

Для асфальтобетонного покрытия  $A = 0,015 \dots 0,030 \text{ } 1/\text{км/ч}$ .

На мокрых дорогах с увеличением скорости движения наблюдается более интенсивное уменьшение  $\varphi$ , чем на сухих дорогах (рис. 3.22). В этих условиях зависимость коэффициента сцепления  $\varphi_{\text{вл}}$  влажного дорожного покрытия подчиняется формуле

$$\varphi_{\text{вл}} = \varphi_{\text{сух}} [1 - K V / (l_k q)],$$

где  $\varphi_{\text{сух}}$  – коэффициент сцепления сухой поверхности;  $K$  – коэффициент, определяемый вязкостью жидкости, конструкцией шины и формой пятна контакта с дорогой, а также характеристик микропрофиля поверхности движения;  $K = 0,25 \dots 0,45 \text{ кПа} \cdot \text{м} / (\text{км/ч})$ ;  $l_k$  – длина пятна контакта шины;  $q$  – средняя удельная нагрузка от движителя на грунт;  $q = 200 \dots 400 \text{ кПа}$ .

На дорогах с влажным покрытием коэффициент сцепления шин из синтетического каучука на 5% выше, чем коэффициент сцепления шин из натурального каучука.

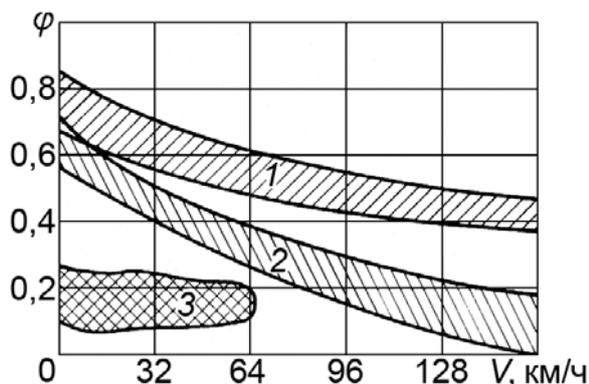


Рис. 3.22. Зависимость коэффициента сцепления от скорости скольжения колёс (при экстренном торможении автомобиля): 1 – сухое твёрдое покрытие; 2 – мокрое покрытие; 3 – снег и лёд

Коэффициент сцепления у катящегося колеса выше, чем коэффициент сцепления у заблокированного. Поэтому сцепные качества должны выбираться исходя из наихудших условий работы.

Для обеспечения надёжных и безопасных условий работы автомобиля коэффициент сцепления не должен быть ниже 0,4. Это позволяет реализовывать устойчивое движение автомобиля при боковом ускорении 0,25...0,3g.

Табличный коэффициент сцепления  $\varphi$  на твёрдых опорных поверхностях обычно соответствует 10...15%-ному буксованию колеса (рис. 3.23). На деформируемых уплотняемых грунтах оптимум по буксованию составляет 40...50%, а на песчаных даже 60...80%.

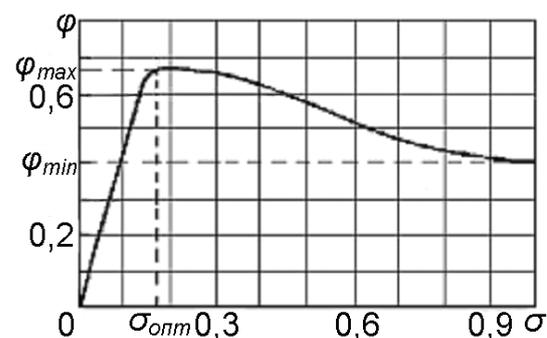


Рис. 3.23. Зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  колёс автомобиля от величины буксования  $\sigma$

Разность между коэффициентами сцепления при полном и частичном буксовании колеса на твёрдых дорогах намного меньше, чем на мягких грунтах. На практике, ведущие колёса работают в условиях их частичной пробуксовки. При величине буксования, превышающей 20% (на твёрдых опорных поверхностях), движение считается тяжёлым.

### 3.5. Профильная проходимость колёсных машин

**Преодоление пороговых препятствий.** Процесс преодоления порогового препятствия многоосным автомобилем состоит в последовательном преодолении порога колёсами всех осей.

При преодолении порога высотой  $h_p$  передним ведущим колёсом, свободный радиус которого равен  $r_0$ , выделяют два этапа (рис. 3.24).

На первом этапе (рис. 3.24, а) колесо располагается на горизонтальном участке опорной поверхности и входит в контакт с ребром препятствия в точке А.

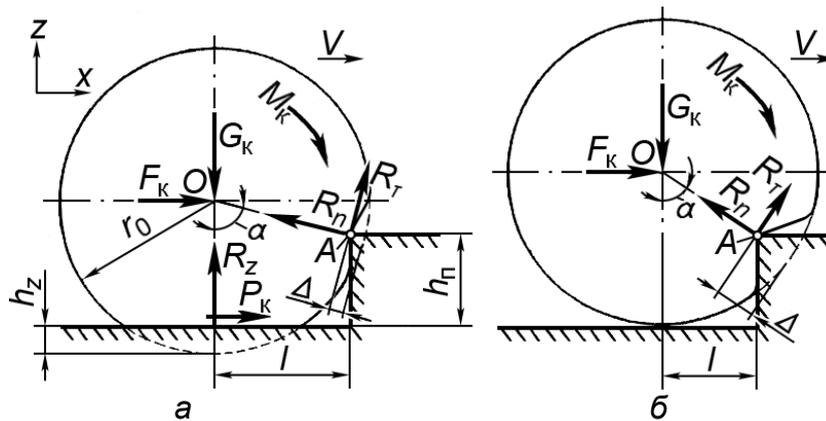


Рис. 3.24. Схема преодоления ведущим колесом порогового препятствия: а – движение по горизонтальному участку перед препятствием; б – отрыв от опорной поверхности горизонтального участка

Под действием нормальной силы  $G_k$  колесо деформируется на горизонтальном участке опорной поверхности на величину  $h_z$ , а под действием толкающей силы  $F_k$  – на ребре препятствия на величину  $\Delta$ .

На втором этапе (рис. 3.24, б) колесо под действием подведённого к нему момента  $M_k$  и толкающей силы  $F_k$  поднимается на высоту, равную нормальной деформации шины  $h_z$ , и отрывается от опорной поверхности горизонтального участка. В этом случае колесо опирается на ребро порога и преодолевает его: деформация  $\Delta$  колеса на ребре порога существенно больше, чем деформация на первом этапе. На первом этапе проекции сил, действующих на колесо, на оси  $x$  и  $z$  равны

$$\begin{aligned} P_k + F_k - R_n \sin \alpha + R_r \cos \alpha &= 0; \\ R_z - G_k + R_n \cos \alpha + R_r \sin \alpha &= 0; \\ R_n \varphi_n (r_0 - \Delta) + R_z \varphi (r_0 - h_z) - M_k &= 0. \end{aligned}$$

По условию сцепления колеса с опорной поверхностью максимальные значения реакций на колесо  $P_{k \max} = \varphi R_z$  и  $R_{r \max} = \varphi_n R_n$ , где  $\varphi$  и  $\varphi_n$  – соответственно коэффициенты сцепления шины колеса с горизонтальным участком опорной поверхности и с ребром препятствия, причем  $\varphi_n = (1,2...1,3)\varphi$ . Тогда

$$\begin{aligned} \varphi R_z + F_x - R_n \sin \alpha + \varphi_n R_n \cos \alpha &= 0; \\ R_z - G_k + R_n \cos \alpha + \varphi_n R_n \sin \alpha &= 0. \end{aligned} \tag{3.20}$$

Из уравнений (3.20) следует

$$\operatorname{tg} \ddot{\alpha} = \frac{\varphi_n G_k + F_k + (\varphi + \varphi_n) R_z}{G_k - \varphi_n F_k - (1 + \varphi \varphi_n) R_z};$$

$$R_n = (G_k - R_z) / (\cos \alpha + \varphi_n \sin \alpha).$$
(3.21)

Функции угла  $\alpha$  можно выразить через размеры колеса и порогового препятствия (рис. 3.24, а):

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= (r_0 - h_n - h_z) / (r_0 - \Delta); \\ \sin \ddot{\alpha} &= \sqrt{1 - [(r_0 - h_n - h_z) / (r_0 - \dot{r}_y)]^2}; \\ \operatorname{tg} \ddot{\alpha} &= \sqrt{[(r_0 - \dot{r}_y) / (r_0 - h_n - h_z)]^2 - 1}. \end{aligned}$$
(3.22)

Выражение толкающей силы  $F_k$ , необходимой для преодоления препятствия колесом, можно найти из уравнения (3.21):

$$F_k = \frac{(\cos \alpha - \varphi_n) - [\varphi + \varphi_n + (\varphi + \varphi_n) \operatorname{tg} \ddot{\alpha}]}{\operatorname{tg} \ddot{\alpha} + \varphi_n}.$$
(3.23)

Формула (3.23) позволяет выявить влияние на величину продольной толкающей силы величин нормальной реакции  $R_z$  и угла  $\alpha$ .

По мере подъёма колеса на препятствие нормальная реакция  $R_z$  уменьшается от  $G_k$  до нуля, а угол  $\alpha$  от значения, определяемого по формуле (3.21), до нуля. Сила  $G_k$  приобретает максимальную величину в момент отрыва колеса от опорной поверхности, когда  $h_z = 0$  и  $R_z = 0$ .

При рассмотрении взаимодействия колеса с порогом на втором этапе (рис. 3.24, б), когда  $R_z = 0$ , очевидно, что по мере наезда колеса на порог угол  $\alpha$  и плечо  $l$  силы  $G_k$  уменьшаются, в результате чего требуемая величина толкающей силы также уменьшается. Таким образом, максимальную высоту порога, преодолеваемого ведущим колесом автомобиля, следует рассчитывать при условии, когда  $R_z = 0$ . Если предположить, что нормальная нагрузка многоосного полноприводного автомобиля распределяется по осям равномерно, а коэффициенты сцепления  $\varphi$  и  $\varphi_n$  одинаковы для всех колёс автомобиля, то

$$F_x = \varphi G_k / (n - 1), \quad (3.24)$$

где  $n$  — число осей автомобиля.

Подставив выражение (3.24) в уравнение (3.23) при условии  $R_z = 0$ , находят величину тангенса угла  $\alpha$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(n-1)\varphi + \varphi_n}{1 - (n-1)\varphi \varphi_n}. \quad (3.25)$$

Совместное решение уравнений (3.22) и (3.25) позволяет получить формулу для расчёта высоты порогового препятствия, которое может преодолеть полноприводный автомобиль по условию сцепления ведущих колес с опорной поверхностью

$$h_n = r_0 \left\{ 1 - \frac{1 - \frac{r\ddot{y}}{r_0}}{\sqrt{1 + \left[ \frac{(n-1)\varphi + \varphi_n}{1 - (n-1)\varphi \varphi_n} \right]^2}} \right\}. \quad (3.26)$$

Если передние колёса ведомые, то  $\varphi_n = 0$  и

$$h_n = r_0 \left\{ 1 - \left[ \left( 1 - \frac{r\ddot{y}}{r_0} \right) / \sqrt{1 + \left( \frac{F_x}{G_k} \right)^2} \right] \right\}. \quad (3.27)$$

Расчёты по формулам (3.26) и (3.27) показывают, что грузовой двухосный автомобиль с передними ведомыми колёсами преодолевает пороговое препятствие  $h_n \leq 0,15r_0$ , двухосный полноприводный ( $n = 2$ ) —  $h_n \leq 0,5r_0$  и четырёхосный полноприводный ( $n = 4$ ) порог высотой  $h_n \leq r_0$ .

Как видно из формулы (3.26), высота порогового препятствия, преодолеваемого автомобилем, зависит от величины коэффициентов сцепления  $\varphi_x$  и  $\varphi_n$ . На опорных поверхностях с малым коэффициентом сцепления преодоление пороговых препятствий возможно только за счёт использования кинетической энергии, накопленной автомобилем при подходе к препятствию.

Кинетическая энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению, составит

$$\frac{\delta G_a V^2}{2g} = \frac{G_a V^2}{2g} \sin^2 \dot{\varphi} + G_a \left( \sum_{j=1}^{n-1} l_{kj} \right) \operatorname{tg} \dot{\varphi} + G_a h_n. \quad (3.28)$$

Здесь  $\delta G_a V^2/2g$  – кинетическая энергия автомобиля, где  $\delta$  – коэффициент учёта вращающихся масс;  $V$  – скорость;  $G_a(V \sin \alpha)^2/2g$  – энергия, затрачиваемая на въезд колёсами передней оси на препятствие, где  $\alpha$  – угол между горизонталью и вектором из центра колеса к кромке порога (рис. 3.25);  $G_a \left( \sum_{j=1}^{n-1} l_{kj} \right) \operatorname{tg} \dot{\varphi}$  – энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению при переезде препятствия колёсами последующих осей, где  $l_{kj}$  – длина контакта шин колёс  $j$ -й оси с опорной поверхностью;  $G_a h_n$  – энергия, затрачиваемая на подъём автомобиля в вертикальной плоскости, где  $h_n$  – высота препятствия. Из уравнения (3.28) можно определить скорость, которую должен иметь автомобиль, чтобы обеспечить динамическое преодоление порогового препятствия высотой  $h_n$ ,

$$V = \sqrt{2g \left[ h_n + \left( \sum_{j=1}^{n-1} l_{kj} \right) \operatorname{tg} \dot{\varphi} \right] / (\dot{\varphi} \sin^2 \dot{\varphi})}. \quad (3.29)$$

**Преодоление рвов.** Возможность преодоления рва шириной  $b_p$  зависит от размеров колёс, количества и расположения осей, а также положения центра масс по длине автомобиля.

У двухосного и трёхосного (если центр масс находится не над средней осью) автомобилей ширина преодолеваемого рва зависит только от наружного диаметра колёс (рис. 3.25, а). Преодоление рва в этом случае равнозначно преодолению порога высотой  $h_n$ . Ширина рва  $b_p$  связана с высотой  $h_n$  и наружным диаметром колеса  $D_k$  уравнением хорды

$$b_p = 2\sqrt{D_k h_n - h_n^2}.$$

Расчёты по методике, аналогичной определению высоты наибольшего преодолеваемого порога, показывают, что для двухосных или трёхосных автомобилей с несимметричным расположением осей (рис. 3.25, а) обычно  $b_p \leq (0,6 \dots 0,7) D_k$ .

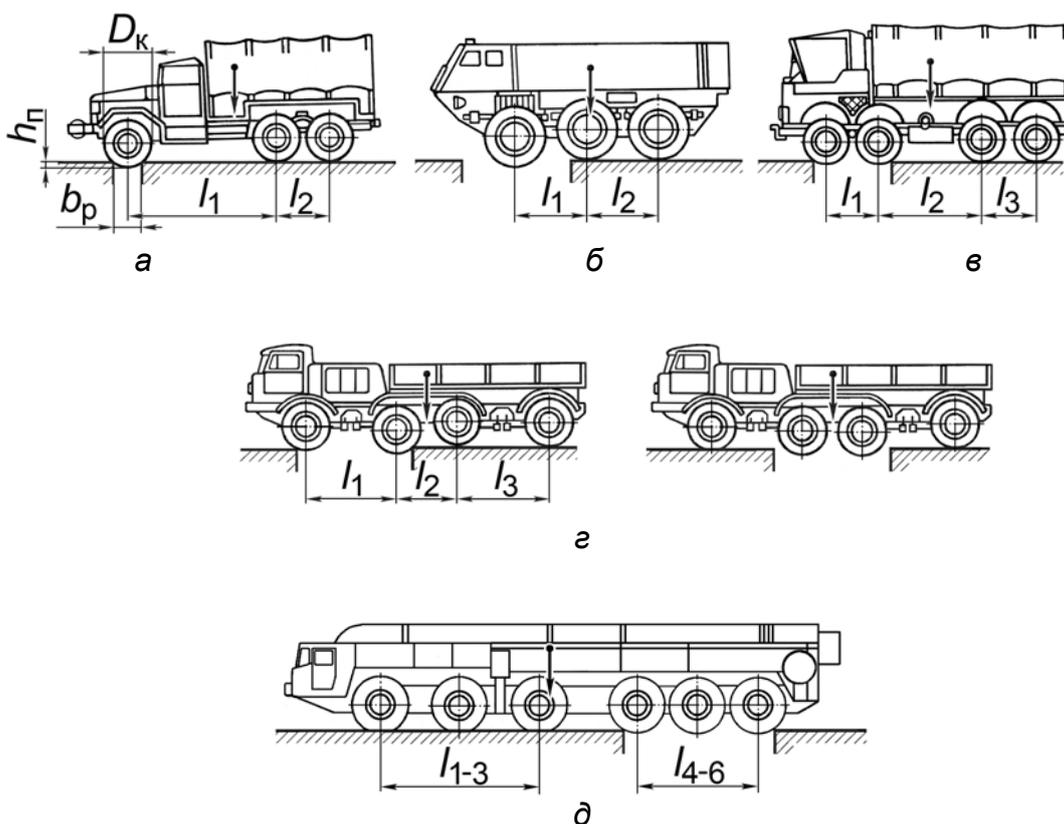


Рис. 3.25. Схема преодоления рва:

*а* – трёхосным автомобилем ( $l_1 > l_2$ ); *б* – трёхосным автомобилем ( $l_1 = l_2$ ); *в* – четырёхосным автомобилем ( $l_1 = l_3$ ;  $l_1 < l_2$ ); *г* – четырёхосным автомобилем ( $l_1 = l_3$ ;  $l_1 > l_2$ ); *д* – шестиосным автомобилем

Преодоление трёхосным автомобилем ширины рва, большей  $(0,6...0,7)D_k$ , возможно при симметричном расположении средней оси и равномерном распределении нормальной нагрузки по осям, когда центр масс находится над средней осью (рис. 3.25, б). Оптимальный угол между продольными осями автомобиля и преодолеваемого рва равен  $80...90^\circ$ , но эксперименты на моделях с неповоротными колёсами показали, что этот угол может быть и  $60...80^\circ$ .

Многоосные автомобили с количеством осей более трёх могут преодолевать ширину рва, большую диаметра колеса (рис. 3.25, в; 3.25, г и 3.25, д). С точки зрения проходимости автомобиля через ров в этом случае предпочтительны схемы со сближенными центральными осями (рис. 3.25, г). Но данная схема имеет ряд существенных недостатков, поэтому чаще всего автомобили создаются по тележечной схеме (рис. 3.25, в и 3.25, д).

Например, шестиосный автомобиль, схематично показанный на рис. 3.25, д, может преодолеть ров, ширина которого больше расстояния от первой оси до оси, расположенной непосредственно перед центром масс,  $l_{1-3}$ , или расстояния от последней оси до оси, расположенной непосредственно за центром масс,  $l_{4-6}$ .

При расчёте ширины преодолеваемого рва  $b_p$  из двух названных величин  $l_{1-3}$  и  $l_{4-6}$  следует взять меньшую. Ориентировочно ширину рва, преодолеваемого многосными автомобилями, рассчитывают по выражению

$$b_p \leq 0,2l_0(n - 1), \quad (3.30)$$

где  $l_0$  – расстояние от оси передних колес до центра масс;  $n$  – число осей автомобиля.

Изложенные соображения о ширине преодолеваемого автомобилем рва справедливы для случая его движения с постоянной скоростью. Опытные водители могут преодолевать рвы большей ширины с разгона за счёт использования накопленной автомобилем кинетической энергии при подходе ко рву.

**Преодоление выпуклых препятствий.** К числу выпуклых препятствий относят выступы гребнистого характера, складки местности, насыпи, бугры и др. Обобщённой характеристикой таких препятствий служит их радиус.

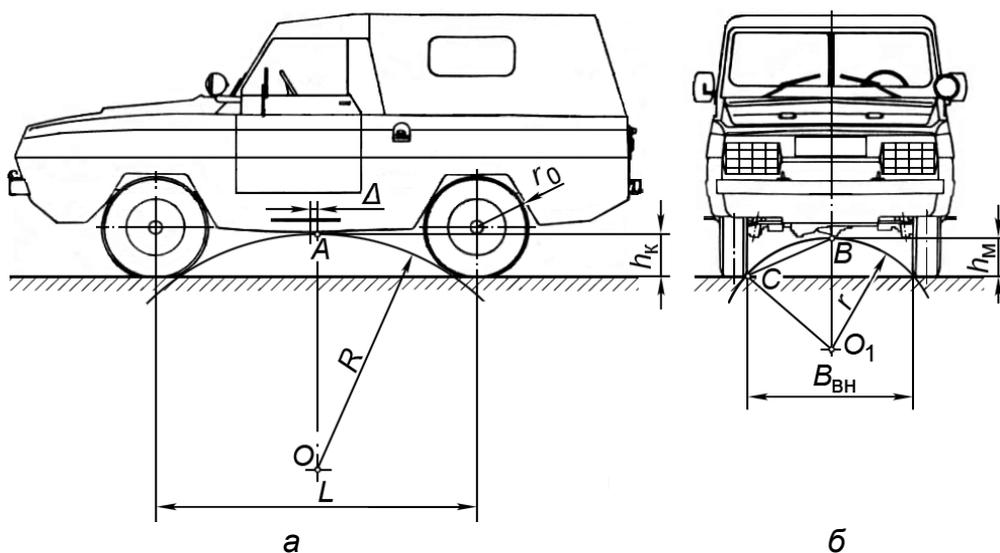


Рис. 3.26. Схема преодоления автомобилем выпуклых препятствий: а – продольного; б — поперечного

Если продольно (рис. 3.26, а) или поперечно (рис. 3.26, б) расположенное препятствие касается поверхности колёс и проходит через одну из точек  $A$  контура нижней части автомобиля, то это приводит к потере проходимости автомобиля, обусловленной его зависанием на преграде.

Радиус предельно допустимого продольного выпуклого препятствия (рис. 3.26, а) рассчитывают по формуле

$$R = 0,5E + \sqrt{0,25E^2 + H},$$

где  $E = (0,25L^2 + h_k^2 - \Delta^2 - 2r_0 h_k)/(2 h_k)$ ;  $H = \Delta^2(h_k - r_0)/(2 h_k)$ ;  $L$  – база;  $r_0$  – свободный радиус колёс;  $h_k$  – расстояние от точки  $A$  до опорной поверхности;  $\Delta$  – расстояние от точки  $A$  до середины базы автомобиля. В частном случае, когда точка  $A$  расположена в середине базы автомобиля,  $\Delta = 0$ , при этом  $H = 0$  и

$$R = E = (0,25L^2 + h_k^2 - 2r_0 h_k)/(2 h_k). \quad (3.31)$$

У большинства автомобилей радиус колеса  $r_0$  на порядок меньше базы  $L$  автомобиля, поэтому без большой погрешности третье слагаемое из формулы (3.26) исключают и радиус продольной проходимости  $R$  рассчитывают по приближённой формуле

$$R \approx (L^2 + 4 h_k^2)/(8 h_k).$$

Радиус поперечного выпуклого препятствия (рис. 3.27, б) при условии, что точка  $B$  расположена в середине колеи автомобиля, находят из треугольника  $CO_1B$ :

$$r = (B_{вн} + 4 h_m^2)/(8 h_m),$$

где  $B_{вн}$  – расстояние между внутренними поверхностями шин колёс оси;  $h_m$  – расстояние от точки  $B$  до опорной поверхности дороги.

### 3.6. Типы шин и их сравнительные характеристики

В настоящее время чаще всего применяются четыре типа шин, различающихся отношением высоты профиля к его ширине: тороидные, широкопрофильные, арочные и пневмокатики.

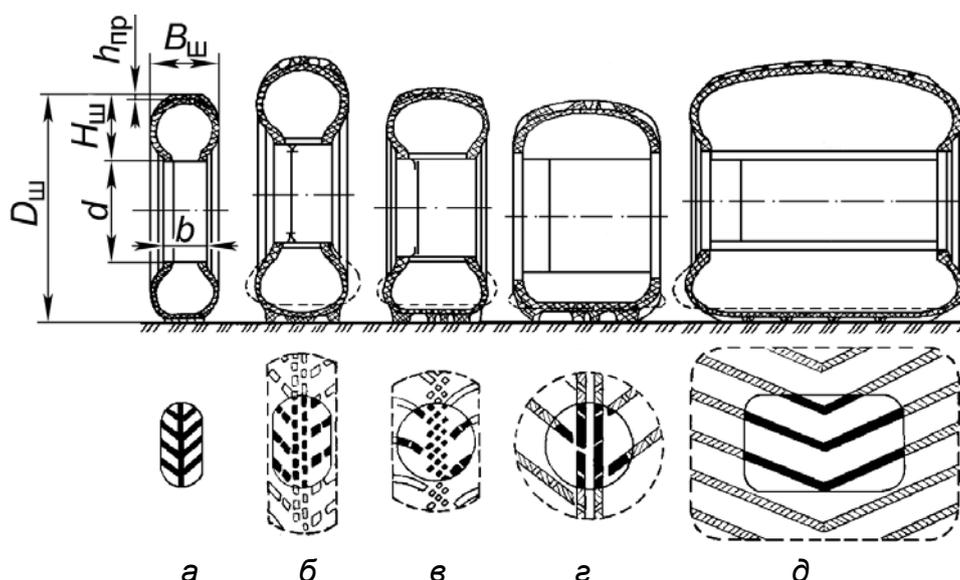


Рис. 3.27. Вездеходные шины:

а – тороидные низкого давления; б – тороидные с регулируемым давлением; в – широкопрофильные; г – арочные; д – пневмокатки

На рис. 3.27 показаны сравнительные размеры данных типов шин, а в табл. 3.2 – их основные параметры.

Форма профиля любой шины характеризуется параметром  $\Delta_{ш} = H_{ш} / B_{ш}$  и зависит от соотношения ширины обода и периметра профиля, угла наклона нитей корда, а также применения опоясывающих профиль колец. Для современных шин  $\Delta_{ш} = 1,1 \dots 0,2$ .

Наилучшие показатели проходимости получаются:

на размокшей дороге при  $\Delta_{ш} = 0,75 \dots 1,0$ ;

на песке при  $\Delta_{ш} = 0,6 \dots 0,7$ ;

на снежной целине при  $\Delta_{ш} = 0,5$ .

Тороидные шины с нерегулируемым давлением (НД) устанавливают на дорожных автомобилях. При номинальной нормальной нагрузке их радиальная деформация не превышает 12...15% от высоты профиля. Площадь контакта с опорной поверхностью сравнительно небольшая, давление в контакте высокое, а это ограничивает проходимость автомобиля по бездорожью.

Современные тороидные шины с регулируемым давлением (РД) имеют размеры профиля на 25... 40% больше, чем у тороидных шин низкого давления той же грузоподъемности.

Таблица 3.2

## Основные характеристики современных шин

Характеристики шин		Типы шин			
		тороидные 	широко-профильные 	арочные 	пневмо-катки 
Отношение размеров шин	высоты профиля к его ширине ( $H_w/B_w$ )	0,9...1,0	0,65...0,85	0,4...0,6	0,1...0,4
	наружного диаметра к внутреннему ( $D_H/d$ )	1,5...3,0	1,5...3,0	1,5...2,0	2...4
	ширины профиля к наружному диаметру ( $B_w/D_H$ )	0,18...0,36	0,36...0,46	0,5...0,6	0,9...2,0
	ширины обода к ширине шины ( $b/B_w$ )	0,7...0,8	0,8...0,9	0,9...1,0	0,9...1,0
	площади отпечатка к площади под грунтозацепами, %	100	120...140	150...200	250...300
Параметры	нормальное давление в контакте с грунтом $p_{max}$ ( $p_{min}$ ), кПа	350 (80)	350 (80)	200 (80)	80 (30)
	жёсткость шины $C_w$ , кН/м	400 (НД) 500 (РД)	500	330	160
	коэффициент сопротивления качению шин $f_w$	0,013 (НД) 0,015 (РД)	0,012	0,02	0,028

Их принципиальное отличие от обычных тороидных шин заключается в возможности кратковременного движения при нормальном прогибе, достигающем до 35% от  $H_w$ . Минимальное давление шин с регулируемым давлением на опорную поверхность составляет около 0,09 МПа. Для получения ещё меньших давлений увеличивают размеры профиля. При этом наружный диаметр увеличивается, а диапазон изменения давлений при регулировании снижается.

Широкопрофильные шины с регулированием давления воздуха первоначально предназначались как специальные шины для автомобилей повышенной и высокой проходимости. Глубина профиля протектора у широкопрофильных шин составляет 25...35 мм, а коэффициент его насыщенности  $k_n = 0,35...0,46$ . Нагрузка на такие шины должна быть на 30...50% меньше по сравнению с нагрузкой на обычные тороидные шины такого же внешнего диаметра. При номинальном давлении воздуха площадь их опорной поверхности на 30...35% больше, чем у тороидных шин низкого давления такой же грузоподъёмности, а при минимальном значении внутреннего давления увеличивается более чем в два раза. Применение этих шин позволяет увеличить площадь контакта без повышения наружного диаметра, поэтому их используют прежде всего для колёс автомобилей большой грузоподъёмности.

Высокие эксплуатационные свойства широкопрофильных шин позволяют использовать их на дорожных неполноприводных грузовых и легковых автомобилях. В этом случае они работают при постоянном давлении воздуха в них, но чем шире профиль такой шины, тем сильнее её склонность к аквапланированию по водяной плёнке над твёрдым дорожным покрытием, повышенная радиальная жёсткость и необходимость в большем моменте для поворота управляемых колёс. Кроме того, широкопрофильные шины уступают тороидным шинам низкого давления по надёжности и долговечности бортов, а также трудоёмкости монтажа и демонтажа.

Арочные шины имеют профиль в виде арки и сильно развитые грунтозацепы. Давление воздуха в них 0,05...0,15 МПа, что в сочетании с большой шириной профиля обеспечивает низкое давление на опорную поверхность и высокий коэффициент сцепления. Боковины шины имеют небольшую высоту и большую изгибную жёсткость, поэтому беговая дорожка протектора прогибается внутрь подобно мембране. При движении по деформируемой опорной поверхности материал, заключённый между боковинами, уплотняется,

способствуя повышению проходимости. Однако при движении по дороге с твёрдой опорной поверхностью возникают повышенные вибрации шины, а также происходит повышенный износ грунтозацепов протектора, поэтому на твёрдых дорогах скорость движения автомобиля ограничивается. Арочные шины обычно используют как средство повышения проходимости автомобилей в весенний и осенний период, устанавливая их вместо сдвоенных колёс.

Пневмокатки представляют собой тонкую резинокордную оболочку с очень низким давлением воздуха 0,02...0,05 МПа. По сравнению с шинами других типов они имеют самый широкий профиль и очень малый посадочный диаметр. Высокая эластичность, обусловленная малым внутренним давлением, обеспечивает радиальную деформацию до 35% от высоты протектора. Это обстоятельство в сочетании с большими размерами по ширине и наружному диаметру позволяет иметь очень низкое давление в контакте с опорной поверхностью. Пневмокатки используют на автомобилях повышенной и высокой проходимости для движения по снежной целине, на песчаных и заболоченных грунтах. При движении на твёрдых дорогах они имеют такие же недостатки, как и арочные шины.

В последние годы наряду с пневмокатками получили распространение шины сверхнизкого давления, которые стали усовершенствованным вариантом шин «сверхбаллон», созданных для автомобилей ГАЗ-А. На этих шинах было достигнуто значительное (примерно в 3 раза) увеличение опорной площади шин автомобиля и снижение давления на грунт, что позволило получить резкое повышение проходимости автомобилей ГАЗ-А на сухом песке и мягких опорных поверхностях.

Однако применение таких шин помимо изменений в конструкции автомобиля привело к ухудшению устойчивости, управляемости и других эксплуатационных качеств машины при движении на твёрдой дороге. По указанным соображениям шины «сверхбаллон» в то время не нашли широкого применения.

Применяемые сейчас шины сверхнизкого давления представляют собой тонкостенную оболочку с высокоэластичным каркасом и внутренним давлением воздуха 0,01...0,05 МПа. Благодаря максимальному давлению на грунт 0,01...0,02 МПа удаётся уменьшить глубину колеи и сопротивление качению, а значит, улучшить проходимость машины и ослабить негативное воздействие двигателя на опорную поверхность. Однако грузоподъёмность транспортного средства с такими двигателями ограничивается предельными значениями ширины и наружного диаметра шин. Например, для машины с колёсной формулой 4x4 и грузоподъёмностью 0,6 т нужна шина размером 1300x600x533. Поэтому применение шин сверхнизкого давления диаметром более 1500 мм и шириной более 700 мм на внедорожных автомобилях является непростой задачей. Эластичный и тонкий материал шин сверхнизкого давления весьма уязвим для повреждения.

При движении по поверхности, имеющей регулярный рельеф, например, по снежным застругам, у вездеходов с таким двигателем развиваются вертикальные колебания, ведущие к опрокидыванию. Дальность хода машин невелика, поездки же в рыхлом глубоком снегу или в период межсезонья, по тонкому льду, крайне опасны.

В НАМИ провели комплексные сравнительные испытания разных типов шин со следующими результатами.

На твёрдом ровном покрытии (бетоне) наихудшие показатели по сопротивлению качения оказались у автомобилей с пневмокатами и чуть лучше – с арочными шинами.

При движении по булыжнику машина на пневмокатках двигалась на 59...63% быстрее, чем автомобиль с широкопрофильными шинами, и на 32%, чем автомобиль с тороидными шинами.

Движение по суглинистому размокшему грунту. Сравнительные заезды автомобилей на пневмокатках и тороидных шинах регулируемого давления проводили после длительных дождей на испытательной трассе. Она характеризовалась подъёмами крутизной до 15% при глубине размокшего грунта 12...16 см. В этих условиях

пневмокотки из-за низкого давления на грунт взаимодействовали лишь с верхним переувлажнённым слоем грунта, а тороидные шины образовывали колею, обеспечивающую более надёжное сцепление с плотным нижележащим слоем. В результате средняя скорость автомобиля на пневмокотках была на 20...25% ниже, чем у автомобиля с тороидными шинами.

При преодолении размокших подъёмов с задернённой поверхностью пневмокотки благодаря большой опорной площади позволили машине уверенно преодолевать подъёмы крутизной до 55% без разрушения дёрна, тогда как колёса автомобиля с тороидными шинами прорезали дёрн и пробуксовывали, после чего движение становилось невозможным. В результате этот автомобиль мог преодолевать подъёмы крутизной, на 10...15% меньшие, чем автомобиль с пневмокотками.

Движение по снежной целине. При глубине снега, большей полуметра, проходимость всех автомобилей ограничивалась снежными валами, интенсивно нагрбаемыми передними мостами и колёсами. Однако автомобиль на арочных шинах мог безостановочно двигаться по снегу глубиной 74 см, хотя и на пределе проходимости, тогда как автомобиль на пневмокотках размером 1200x1200 – 500 (при нагрузке на каток 20...25 кН) мог продвигаться только с отходом назад (с «пробиванием колеи»). Глубина колеи после прохода автомобиля на пневмокотках была 57 см, а после прохода автомобиля на арочных шинах – 60 см. Чтобы оценить, как влияет увеличение дорожного просвета на проходимость тягача на пневмокотках, провели его сравнительные испытания с автомобилем на тороидных шинах регулируемого давления. Первый из них потерял проходимость при глубине снега 80 см; не касаясь картерами главных передач снега, а вторая машина сохранила способность устойчивого движения. Поэтому предположение, что автомобили типа 8x8 на пневмокотках можно эффективно использовать на снежной целине глубиной от 1,0 до 1,5 м, не подтвердилось.

Движение по болотистой местности. Участок заболоченной луговины не смогли преодолеть автомобили на тороидных шинах, а автомобиль на пневмокатках двигался по нему уверенно, причем несколько раз по собственному следу. На способность автомобиля преодолевать на пневмокатках заболоченные участки влияет величина дорожного просвета – в случае прорезания дернового покрова ведущими колёсами автомобиль на пневмокатках быстро терял способность двигаться из-за нагребания мостами срезанного дёрна и травы. Однако повышенный на 260 мм просвет под картерами главных передач позволил ему передвигаться при глубине колеи до 80 см, где даже гусеничные тракторы теряли проходимость.

Движение по сухому сыпучему песку. Условия основных участков испытаний: барханный песок без плотного основания, сухой, сыпучий, не уплотняемый в колее. Обычные плететрубовозы, созданные на базе серийных трёхосных автомобилей высокой проходимости, не могли преодолеть с грузом подъёмы более 5...10% из-за недостатка силы тяги по сцеплению. На автопоездах с тягачами на пневмокатках или арочных шинах перевозили плети той же массы, что и применявшимися до данных испытаний тракторами, но со скоростью, в 2,5 раза большей, при расходе топлива, в 4...5 раз меньшем. По усреднённым данным, полученным на участке с подъёмами крутизной до 25%, средняя скорость движения автопоезда на пневмокатках была на 20% выше, чем при его движении на арочных шинах, а расход топлива – на 28% ниже.

Сравнительные испытания этих автопоездов с плететрубовозами на широкопрофильных шинах, которые имели тот же силовой агрегат, полную массу и массу груза, провели на песчаном участке с крутизной подъёмов, не превышавшей 10%. Средняя скорость автопоезда на пневмокатках составила 19,0 км/ч, что на 18% превысило скорость автопоезда на арочных шинах и на 31% – скорость плететрубовозов на широкопрофильных шинах.

Расход топлива у автопоезда на пневмокатках был на 59% ниже, чем у автопоезда с тягачом на арочных шинах и на 78% ниже,

чем у автопоезда с автомобилем на широкопрофильных шинах. Величину сопротивления движению тягачей на широкопрофильных шинах в этих условиях может характеризовать абсолютный расход топлива: он в 7,3 раза превышает контрольный расход одиночного автомобиля на тех же шинах при движении по шоссе.

Таким образом, главным преимуществом автомобилей на пневмокатках следует считать сочетание рабочих качеств, обеспечивающих проходимость по грунтам, сопоставимую с проходимостью гусеничного движителя при давлении на грунт 0,04...0,06 МПа. Другое преимущество – возможность движения по дорогам с твёрдым покрытием со скоростями обычных грузовых автомобилей без повреждения покрытий (в отличие от гусеничного движителя с металлическими траками). Но наибольшее преимущество пневмокатки по сравнению с другими типами шин высокой проходимости имеют при работе на сыпучих песчаных грунтах, чуть более ограниченным может быть их применение на переувлажнённых грунтах со связанным растительным покровом. Эффективность автомобилей на пневмокатках при движении по некоторым видам бездорожья соответствует эффективности автомобилей с шинами регулируемого давления и арочными шинами или уступает ей (снежный покров малой плотности, суглинистый размокший грунт, а также твёрдые ровные поверхности).

Итак, обычные колёсные движители, обладая высокими эксплуатационными качествами на усовершенствованных дорогах, не сохраняют их на снежной целине глубиной более 0,4 м, на грунтовых дорогах с толщиной переувлажнённого слоя более 0,25 м, на подъёмах местности более 20% и т.д.

Это обусловлено малым тяговым усилием, низкими сцепными качествами шин и в связи с этим неполным использованием сцепного веса. Проходимость автомобилей ухудшается двухскатной ошиновкой ведущих колёс, наличием межколёсных дифференциалов, допускающих раздельное буксование указанных колёс, и малым дорожным просветом.

### 3.7. Особенности конструкций протекторов шин

На эксплуатационные качества шин автомобилей высокой проходимости большое влияние оказывает и такой конструктивный элемент шины, как протектор (его рисунок и параметры). Значительное влияние на величину коэффициента сцепления могут оказать конструкция и материал шины. Изменением конструктивных параметров шины (угла наклона нити корда, кривизны профиля, рисунка протектора, кривизны беговой дорожки и т.д.) можно в широких пределах изменить соотношение между удельными касательными и нормальными нагрузками, т.е. можно изменить напряженность, а, следовательно, и сцепляемость элементов протектора с дорогой.

Существуют различные варианты шин, отличающиеся формой, углом наклона, длиной и высотой грунтозацепов, шагом, зоной перекрытия и другими параметрами. До настоящего времени нет единой методики и надёжных практических рекомендаций выбора параметров шин для различных их типов, а также условий их работы.

С уменьшением давления в шине увеличивается площадь контакта (рис. 3.28), и большее количество грунтозацепов вступает в работу. При движении по связным грунтам коэффициент сцепления в значительной степени зависит от давления воздуха в шине, размеров и формы грунтозацепов. Форма грунтозацепов оказывает влияние на сцепление, самоочищаемость и эластичность шины. Улучшение конструкции грунтозацепов – наиболее эффективный метод повышения опорно-сцепных качеств шин.

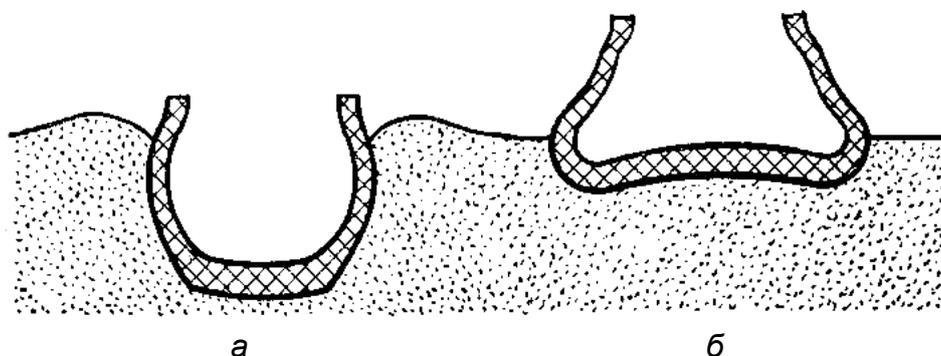


Рис. 3.28. Характер деформации грунта (сухой песок) колесом автомобиля: а – с накачанной шиной; б – с шиной, имеющей минимальное давление воздуха

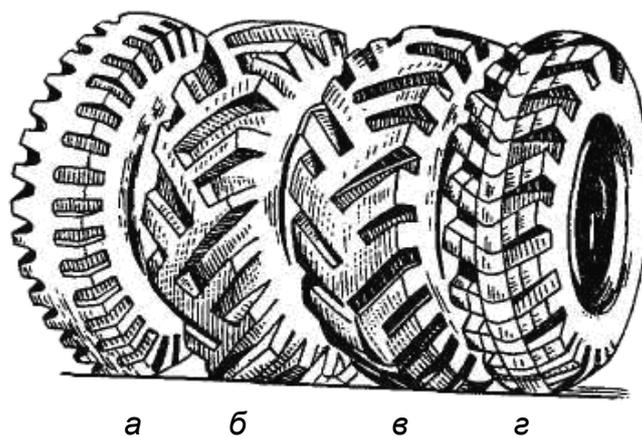


Рис. 3.29. Рисунки протектора типичных шин для автомобилей повышенной и высокой проходимости:  
*а* — прямая ёлка; *б, в* — косая; *г* — расчленённая

С точки зрения реализации тягово-сцепных свойств колёс, взаимодействующих с грунтом, наиболее благоприятен профиль протектора шины, обеспечивающий геометрическое замыкание грунтозацепов на почву.

На рис. 3.29 показаны наиболее распространенные формы протектора шин автомобилей, эксплуатируемых на мягких грунтах. Параметры протекторов зависят от назначения автомобиля и подразделяются на три основных типа, отличающихся рисунком, насыщенностью и другими свойствами (табл. 3.3). При качении шины с сильно расчленённым протектором по твёрдой дороге возникают вибрации колеса при ударах грунтозацепов о поверхность дороги.

Таблица 3.3

Характеристики основных типов протекторов автомобильных шин

Параметры	Протекторы		
	дорожный	универсальный	вездеходный
Коэффициент насыщенности рисунка протектора	0,6...0,8	0,5...0,7	0,3...0,6
Высота грунтозацепов, мм	8...15	10...20	15...25
Отношение:			
ширины грунтозацепа к высоте	1,2...3	1,5...3	1,5...3
ширины впадины к высоте грунтозацепа	0,5...0,8	0,3...3	0,5...4
ширины грунтозацепа к ширине впадины	2...5	2...5	2...4
Угол наклона стенок грунтозацепа	0,5...6	0,5...20	5...20

Для устранения этого явления применяются шины с универсальным протектором, у которых безударное качение обеспечивается за счёт применения сплошного пояса в средней части беговой дорожки.

Важный критерий для вездеходных шин – эффект самоочищаемости протектора. Эта способность шины в сильной степени влияет на тяговые свойства и зависит от формы профиля, а также направления движения.

Не менее важные параметры протектора – длина и ширина грунтозацепа, угол его расположения на беговой дорожке (по отношению к продольной оси дорожки). При грунтозацепах с наклонной упорной поверхностью повышается уплотнение грунта между ними, вследствие чего возрастает сопротивление грунта срезу.

Тяговая способность колеса существенно увеличивается (для большинства углов установки грунтозацепов) с увеличением их длины до 250...300 мм, после чего интенсивность роста сопротивления грунта снижается.

Относительное (на единицу проекции длины грунтозацепа на поперечную плоскость) сопротивление грунта перемещению грунтозацепа возрастает почти линейно с увеличением проекции длины грунтозацепа. Эта величина обычно больше при малых углах установки грунтозацепа. Наибольший эффект увеличения тяговой способности колеса достигается при 30...50°. За пределами указанных значений влияние изменения угла установки на тяговые качества колеса несущественно. Лучше всего располагать грунтозацепы на шине под наименьшим углом, поскольку это даёт большую длину грунтозацепа. Наименьший угол установки ограничивается зависимостью

$$i_{Ж}^{r_{min}} = \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{2a}{B_{пр}}}, \quad (3.32)$$

где  $2a$  — длина площадки контакта;  $B_{пр}$  — ширина беговой дорожки.

Сужение грунтозацепа к вершине, а также расположение грунтозацепов под углом  $45^\circ$  к продольной оси шины способствуют самоочищаемости протектора и обеспечивают хорошее сцепление её с грунтом во всех направлениях.

Традиционным направлением рисунка протектора повышенной проходимости «косая ёлка» является направление вершиной «ёлки» вперёд по ходу движения. Но при движении по твёрдым дорогам обратное направление рисунка для шин управляемых ведомых колёс обеспечивает существенное уменьшение их износа.

На сухих почвах изменение направления профиля практически не оказывает влияния на эксплуатационные качества шины, при этом коэффициент использования сцепного веса даже выше.

На переувлажнённых и вязких почвах обратное направление грунтозацепов при качении шины ведёт лишь к ухудшению результатов: при 20%-ном буксовании коэффициент использования сцепного веса ниже на 5...6%, а КПД – на 2%.

Ширина грунтозацепа, начиная с 45 мм, существенно сказывается на увеличении сопротивления грунта перемещению. После такой ширины между указанными показателями существует почти прямо пропорциональная зависимость.

Основные факторы, от которых зависит разница в тяговых усилиях, передаваемых грунтозацепами разной ширины, это угол трения между грунтом и резиной, а также адгезия между ними.

Влияние скорости перемещения (от которой зависит касательная сила тяги) погруженных грунтозацепов мало сказывается на сопротивлении грунта их перемещению при любых описанных здесь сочетаниях длины и угла установки. Но на твёрдых покрытиях при больших скоростях движения автомобиля износ протектора существенно влияет на коэффициент  $\varphi_k$  (рис. 3. 30).

На рис. 3.31 показано, какое влияние на тяговую способность колеса оказывает влажность почвы при различных параметрах протектора.

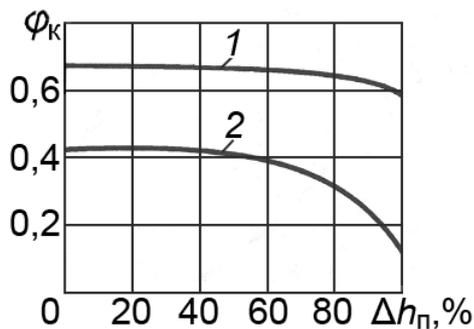


Рис. 3.30. Зависимость коэффициента сцепления колеса  $\varphi_k$  от степени износа протектора  $\Delta h_p$  при скоростях движения, равных 30 км/ч (1) и 90 км/ч (2)

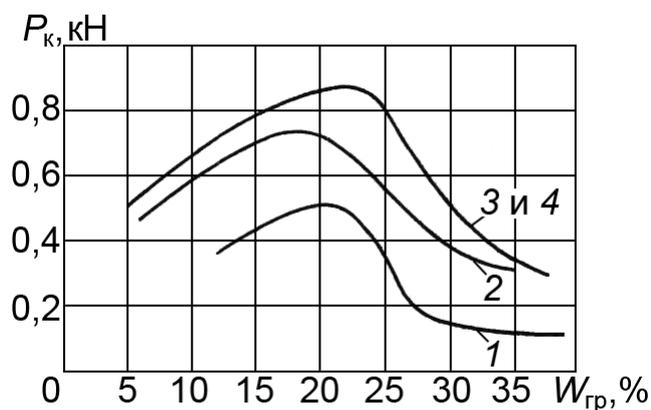


Рис. 3.31. Зависимость сдвиговой реакции грунта от угла  $\theta_r$  установки грунтозацепов колеса и влажности грунта  $W_{гр}$ :  
1 – колесо без грунтозацепов; 2 –  $\theta_r = 90^\circ$ ;  
3 –  $\theta_r = 50^\circ$ ; 4 –  $\theta_r = 30^\circ$

Влажность почвы будет существенно влиять на рациональные значения параметров протектора, а при определенных значениях их влияние на тяговые качества шины может отсутствовать.

Для проектирования рисунков протектора и создания конструкции необходимо установить влияние рассмотренных здесь параметров протектора на тягу для различных типов почв и их состояний.

В дальнейшем эти результаты должны быть проанализированы с использованием методов оптимизации для различных почвенно-климатических зон или временных периодов работы машины. Увеличение коэффициента насыщенности протектора  $k_n$  (рис. 3.32, а) приводит к снижению давлений на дорогу и уменьшению износа протектора. Однако при этом ухудшается сцепление колеса с дорогой, когда она мокрая и грязная. Практикой установлены для автомобильных дорог оптимальные значения  $k_n = 0,6 \dots 0,8$ .

При увеличении высоты грунтозацепов  $\Delta_{пр}$  (рис. 3.32, б) повышается долговечность протектора, улучшается сцепление на грязных дорогах. Однако при этом увеличиваются потери на качение, возрастают масса и момент инерции шины.

На мягком грунте протектор должен прежде всего обеспечивать как можно большую силу сцепления в продольном направлении при минимальном буксовании.

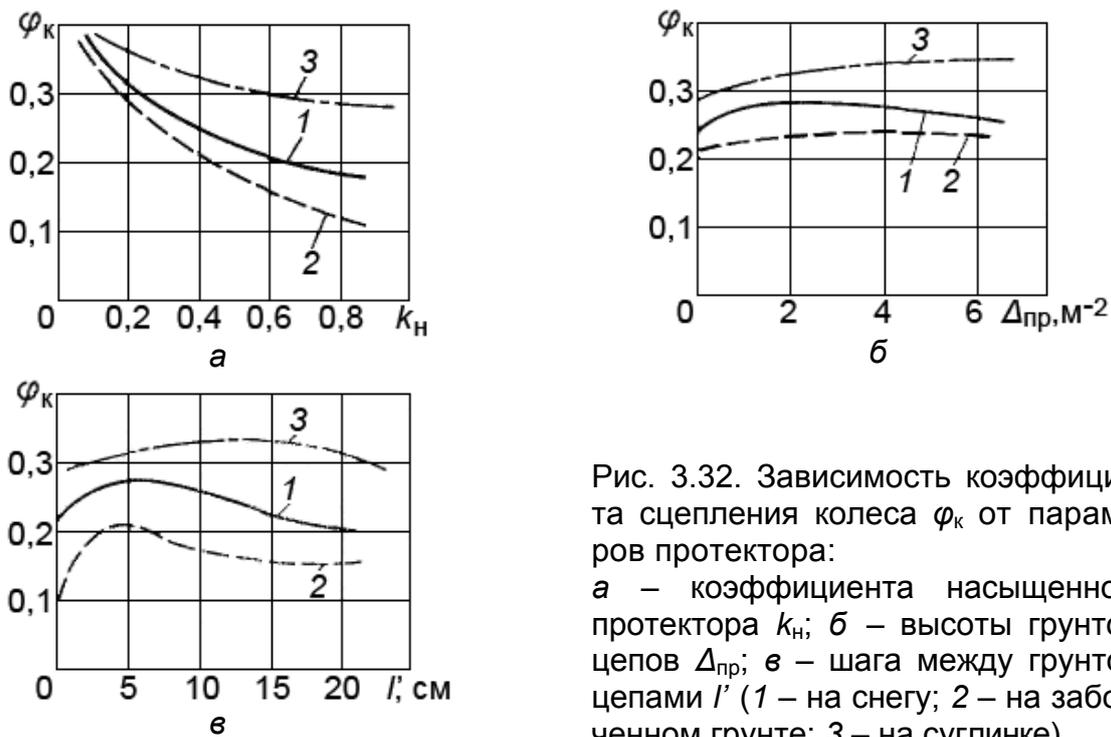


Рис. 3.32. Зависимость коэффициента сцепления колеса  $\varphi_k$  от параметров протектора: а – коэффициента насыщенности протектора  $k_n$ ; б – высоты грунтозацепов  $\Delta_{пр}$ ; в – шага между грунтозацепами  $l'$  (1 – на снегу; 2 – на заболоченном грунте; 3 – на суглинке)

На песчаных грунтах большая высота грунтозацепов вредна, так как в этом случае сцепление, обусловленное трением резины по песку, больше, чем за счёт сдвига грунта.

На связных грунтах без близлежащего твёрдого слоя высота грунтозацепов в основном влияет на самоочищаемость протектора и площадь бокового среза грунта. С увеличением высоты грунтозацепов несколько увеличивается площадь среза грунта и соответственно сцепление. Очень большое влияние на сцепление оказывает высота грунтозацепов на грунтах с близлежащим твёрдым основанием и неоднородных грунтах, с увеличивающейся по мере заглубления плотностью.

На деформирующемся связном грунте при малых значениях буксования сила сцепления больше для небольших расстояний между грунтозацепами ( $l'$ ) (рис. 3.32, в), а при больших значениях буксования сила сцепления повышается по мере увеличения значений  $l'$  до определенного предела (без учёта влияния самоочищаемости протектора). Чем больше  $l'$ , тем лучше самоочищаемость.

В тех случаях, когда грунтозацепы не полностью погружаются в грунт (малые давления, плотный грунт, высокие грунтозацепы),

сопротивление грунта срезу обусловлено лишь силами внутреннего сцепления. При этом увеличение расстояния между грунтозацепами приводит к уменьшению сил сцепления.

С началом буксования колеса происходит сдвиг песка. Это приводит к увеличению глубины колеи. В этом случае наличие грунтозацепов обуславливает разрыхление верхнего слоя грунта и увеличение глубины колеи. Поэтому наилучшей проходимостью по песку обладают машины, оборудованные пневмокатками с малым давлением воздуха в них и грунтозацепами малой высоты. При преодолении участков сыпучих песков из-за опасности их разрыхления не рекомендуется переключать передачи, маневрировать и останавливаться. Трогание автомобиля с места должно осуществляться плавно, без пробуксовывания колёс.

Сыпучий снег характеризуется очень малым коэффициентом внутреннего трения. В связи с этим преодоление участков глубокого сыпучего снега возможно только при специальных конструкциях колёсных движителей, обеспечивающих давление на грунт не более 0,01 МПа. При движении по уплотняющемуся снегу проходимость автомобиля обеспечивается теми же способами, что и при движении по уплотняющимся грунтам.

Обычно преодоление заболоченных участков возможно, если грунтозацепы колёс автомобиля не прорезают верхний слой, связанный корнями растений. При проезде таких участков давление от ходовой части на грунт должно быть минимальным, а окружное усилие на ведущих колёсах – постоянным или плавно изменяющимся.

На примере определения роли отдельных параметров протектора видно, что наиболее существенным фактором, определяющим возможность реализации тяги колеса с пневматической шиной, является почва, а точнее, её физико-механические свойства.

Известно, что шины, имеющие меньшую напряженность элементов протектора в плоскости контакта, обладают лучшими сцепными свойствами, поэтому их обычно целесообразно применять при движении по грязным и скользким дорогам.

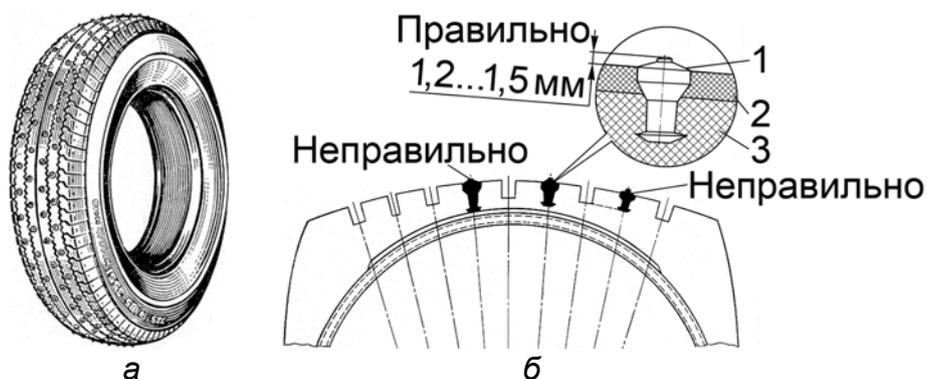


Рис. 3.33. Шина с шипами противоскольжения и их установка в протекторе:  
 а – общий вид шины; б – установка шипа в шине:  
 1 – шип; 2 – мягкий и стойкий к износу кремнийсодержащий слой резины; 3 – основной слой протектора из плотной жёсткой резины

Для этого их снабжают чётко выраженным шашечным рельефом протектора, очень широкими и глубокими канавками и большим количеством мелких прорезей.

Для повышения сцепления со скользкой дорогой в протектор завулканизовывают металлические шипы (рис. 3.33) или спиральную стальную проволоку. Количество шипов (в среднем 100...250 на шину) пропорционально массе автомобиля и мощности двигателя. Большую часть шипов (около 60%) размещают по краям протектора.

Для гонок на льду придумана специальная, так называемая солёная шина. Толща её протектора пронизана множеством мелких капиллярных каналов, заполненных поваренной солью. Сделанный из очень мягкой резины протектор, стираясь, выбрасывает соль в пятно контакта, и под шиной образуется резино-солевая каша. Под действием соли на льду появляется огромное количество мельчайших очагов подтаивания; поверхность льда покрывается микронеуровностями. Процесс протекает мгновенно, но, что удивительно, считанных микросекунд вполне хватает, чтобы шина «схватилась» со льдом. По сцепным качествам солёные шины почти не уступают шинам с шипами, но ездить на них можно только по льду, так как при езде по любому другому покрытию мягкий протектор изнашивается очень быстро, а капилляры моментально забиваются грязью (кстати, и на льду эти шины долго не служат – гонщики меняют их после каждого заезда).

### 3.8. Средства повышения проходимости колёс

Для повышения опорно-сцепной проходимости иногда применяется установка сдвоенных колёс на всех осях транспортного средства. Например, с целью снижения уплотнения почвы и одновременного увеличения проходимости (рис. 3.34) таким образом поступают в ряде случаев с движителями колёсных тракторов. Эффективность данного способа повышается при уменьшении давления в сдвоенных шинах на 10%.

Максимальное давление  $q_{n \max}$ , оказываемое на опорную поверхность (при давлении от одиночного колеса  $q_{1 \max}$  и зазоре между  $n$  смежными колёсами не более  $0,4 B_{ш}$ ), будет равно

$$q_{n \max} = q_{1 \max} / \sqrt{n}. \quad (3.33)$$

Данный приём использовался и для повышения проходимости полноприводных автомобилей. Например, у автомобилей ЗиС-151 (рис. 3.35) за кабиной имелось сразу два запасных колеса, которые на слабонесущих грунтах могли закрепляться на переднюю ось.

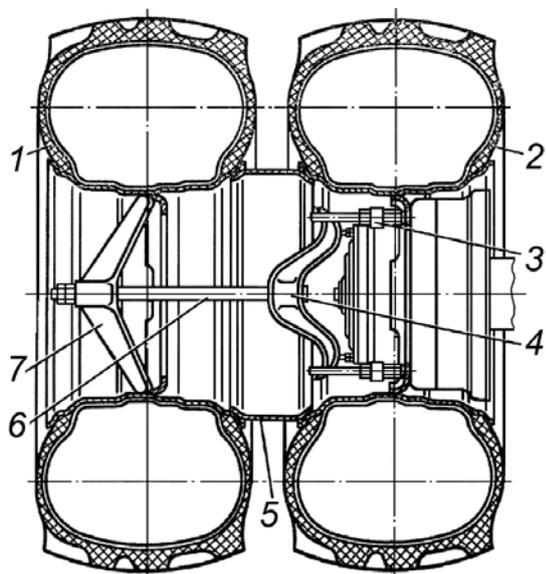


Рис. 3.34. Сдвоенные колёса трактора Т-150К:

1 – наружное колесо; 2 – внутреннее колесо; 3 – кронштейн; 4 – захват; 5 – проставочное кольцо; 6 – стяжной болт; 7 – прижим

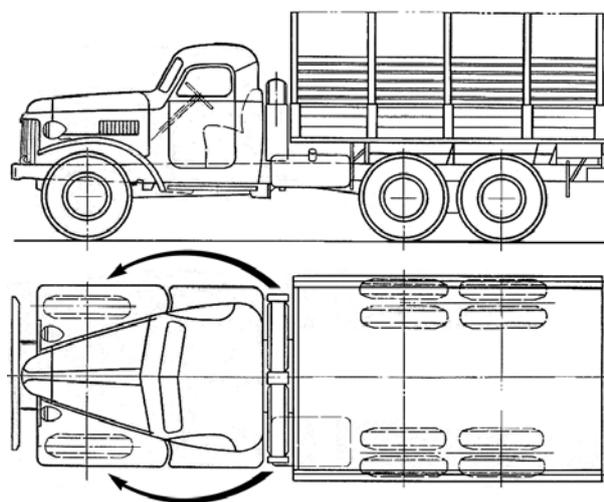


Рис. 3.35. Автомобиль ЗиС-151

Сдвоенные колёса имеют ряд существенных недостатков, ограничивших данный способ повышения проходимости колёсных машин:

неравномерность распределения нагрузки между внешними и внутренними шинами, которая часто ведёт к перегрузке внутренних скатов и преждевременному износу колёс;

низкую проходимость сдвоенных колёс на грунтах с незначительной несущей способностью вследствие образования грунтового валика между двумя колёсами, а у шин автомобилей дорожной категории ещё и из-за высокого удельного давления на грунт;

трудоёмкость монтажа и демонтажа двускатного колеса, которая почти вдвое выше, чем у односкатного;

двойной комплект ободов, камер, покрышек, ведущий к утяжелению сдвоенных колёс по сравнению, например, со снабжёнными широкопрофильными шинами той же грузоподъёмности;

затруднённый доступ к вентилям внутренних скатов, часто приводящий к эксплуатации шин с давлением воздуха со значительным отклонением от норм;

повышенные нагрузки на ступицы управляемой оси, а также повышенный износ шин из-за их проскальзывания при повороте.

Поэтому все одновременно сдвоенные колёса могут быть рекомендованы лишь для кратковременного повышения проходимости.

В качестве одного из средств повышения проходимости у автомобилей, эксплуатирующихся в условиях бездорожья, в ряде случаев применяются устанавливаемые на ведущих колёсах самовытаскиватели (рис. 3.36).

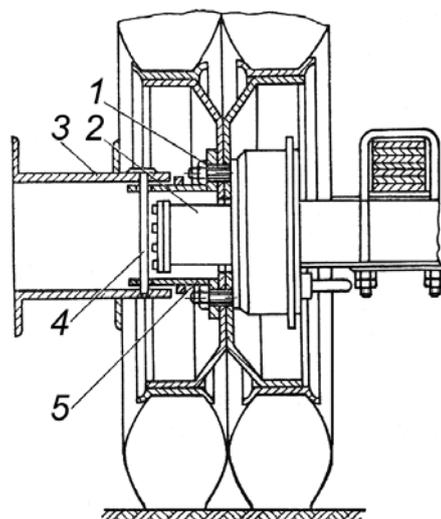


Рис. 3.36. Конструкция самовытаскивателя и его крепления к ступице ведущего колеса:

1 – гайки крепления колеса; 2 – ступица колеса; 3 – барабан; 4 – штырь; 5 – фланец

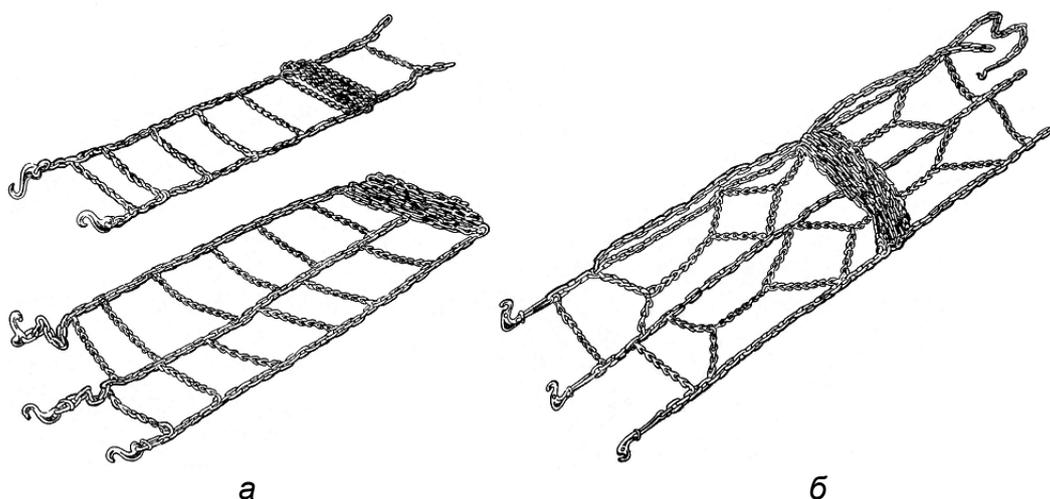


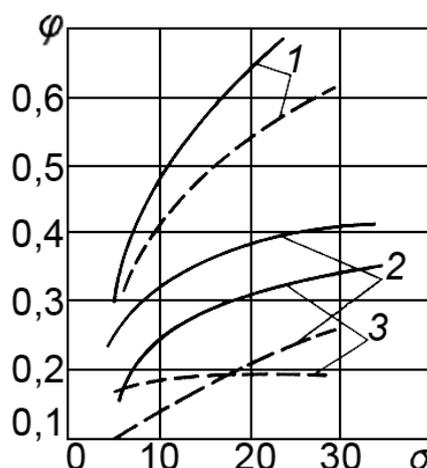
Рис. 3.37. Конструкция мелкозвенчатых цепей:

а – лестничного типа; б – сетевого типа

На колёса современных джипов иногда устанавливают беды – специальные устройства из двух колец, соединённых болтами. Они предотвращают разбортовывание колеса даже при полном отсутствии давления воздуха в шине. Для передвижения по грязи предназначены надевающиеся на колёса грипเปอร์ы – резиновые полосы с протекторами и шипами, а для сугробов и льда – известные всем цепи. На практике получили применение мелко- и крупнозвенчатые цепи противоскольжения, а также другие приспособления, повышающие сцепление колёс с поверхностью качения.

В отличие от крупнозвенчатых мелкозвенчатые цепи (рис. 3.37) на скользких дорогах обеспечивают автомобилю хорошую тягу и управляемость. Лёгкость конструкции мелкозвенчатых цепей позволяет устанавливать их не только на ведущие, но и на управляемые колёса автомобиля. Сетевые цепи с косым расположением поперечин (рис. 3.37, б) эффективнее конструкций лестничного типа (рис. 3.37, а), однако они сложнее и массивнее. За рубежом применяются также панцирные цепи (с очень маленькими ячейками), но масса у них ещё больше. Экспериментальные результаты применения съёмных мелкозвенчатых цепей показаны на рис. 3.38. Сравнительно большое увеличение сцепления (до 36...38%) получается в результате применения мелкозвенчатых цепей на снежной целине, на укатанной снежной дороге (в пределах 31..66%), а также грунтовой дороге после дождя – 25...45%.

Рис. 3.38. Зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  от буксования  $\sigma$ : 1 – на лесном сухом грунте; 2 – на заснеженной дороге; 3 – на обледенелой дороге (— — без цепей противоскольжения; — — с мелкозвенчатыми цепями противоскольжения)



Наиболее эффективны мелкозвенчатые цепи при высоте 25...30 мм и работе на твердых основаниях, покрытых небольшим слоем грязи или снега. Но мелкозвенчатые цепи не обеспечивают необходимого эффекта при работе автомобиля в условиях бездорожья.

Если же толщина грунтового слоя с низкой несущей способностью более значительна, то наиболее эффективными являются траковые цепи (рис. 3.39). Они также используются при движении автомобиля по размокшим и разбитым грунтовым, обледенелым или накатанным снежным дорогам, заболоченным лугам и заснеженным участкам (с глубиной снежного покрова до 200...250 мм).

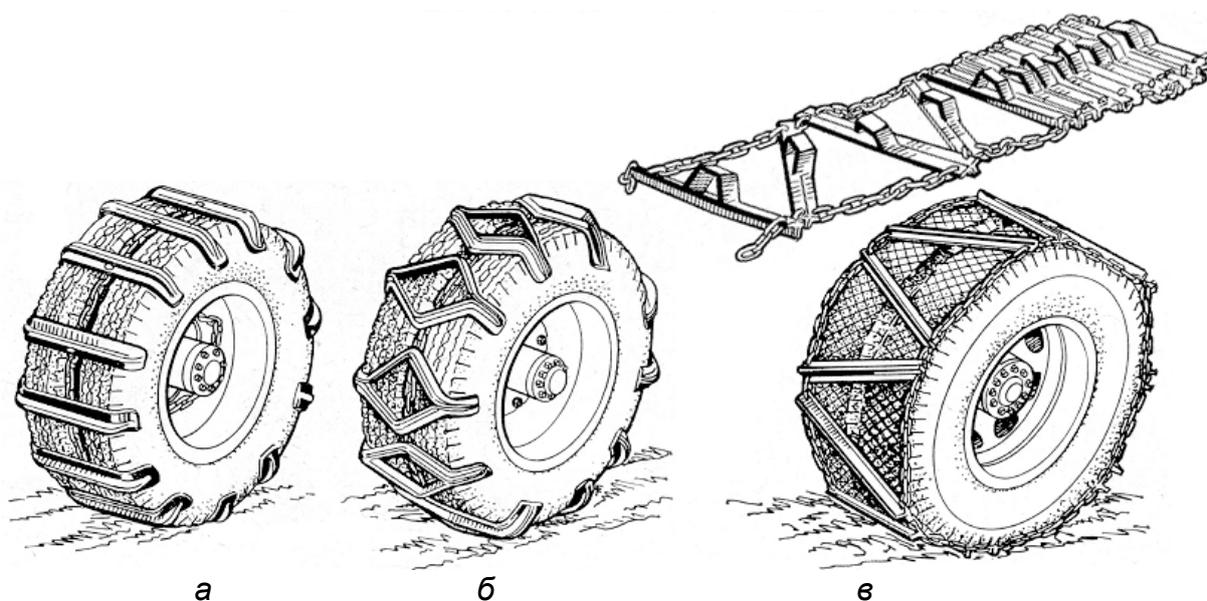


Рис. 3.39. Траковые цепи: а – с поперечными траками; б – с ромбовидными траками; в – с косыми траками

Траковые цепи применяются только для двускатных колёс и имеют высоту грунтозацепов до 40 мм. Наиболее совершенными из них являются ромбовидные траки, но они и самые сложные в изготовлении. Существенный эффект повышения проходимости имел место в тех случаях, когда под снежной или грунтовой поверхностью с малой несущей способностью находился достаточно твёрдый подслей.

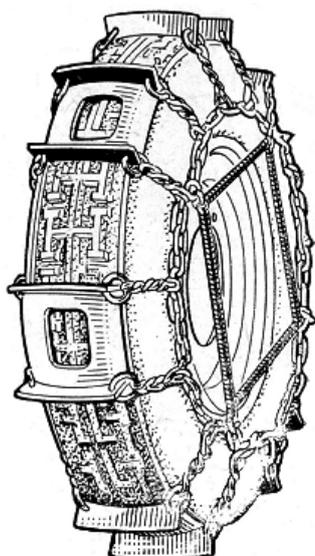


Рис. 3.40. Плицевая цепь

Для увеличения площади контакта со слабонесущими грунтами (сыпучий песок, заболоченные грунты) применяют плцевые цепи (рис. 3.40). Они состоят из штампованных пластин (плиц) с развитой опорной поверхностью, которые соединяются между собой цепями или другими аналогичными связями.

При движении автомобиля по твёрдой дороге с колёсами, оснащёнными траковыми или плцевыми цепями, происходило быстрое разрушение шин. Кроме того, сами траки (или плцы) и соединительные цепи тоже быстро разрушались. Автомобили, оборудованные данными цепями, при работе в условиях бездорожья имели повышенное сопротивление движению, что приводило к постоянному использованию низших передач. В результате происходил интенсивный износ деталей трансмиссии. Работа двигателя при большой частоте вращения с полной нагрузкой приводила к интенсивному износу его деталей, особенно в летнее время. При движении автомобилей с цепями по твёрдым дорогам возникали повышенные вибрации, что вело к ослаблению крепления различных узлов и агрегатов, повышению износа сопряжённых деталей.

Применение цепей противоскольжения может быть затруднено малыми зазорами между ними и другими элементами автомобиля (крыльями, подвеской и т.п.), поэтому рекомендуется предусматривать данные зазоры величиной не менее 42...44 мм.

В нашей стране цепи не нашли широкого распространения, главным образом из-за малой долговечности и отрицательного влияния на шины, трансмиссию и ходовую часть автомобиля, не говоря уже о том, что при использовании цепей обеспечиваемая автомобилю проходимость была весьма далека от желаемой. Кроме того, цепи всех конструкций рассчитаны на кратковременное использование на труднопроходимых участках дорог и местности и при выходе автомобиля на дорогу с твёрдым покрытием должны демонтироваться, что усложняло процесс передвижения.

Помимо цепей, охватывающих шину по периметру, применяются также более простые и менее массивные средства: браслеты из звенчатой цепи, противобуксовочные колодки и эластичные манжеты (рис. 3.41). Если цепи противоскольжения необходимо надевать на колёса до начала движения по труднопроходимому участку, то браслеты и колодки можно надеть на колёса уже застрявшего автомобиля. Однако подобные приспособления оказались ещё менее эффективными, чем обычные цепи. В данных конструкциях редко расположенные манжеты или колодки не обеспечивают непрерывности движения автомобиля, что особенно опасно при торможении.

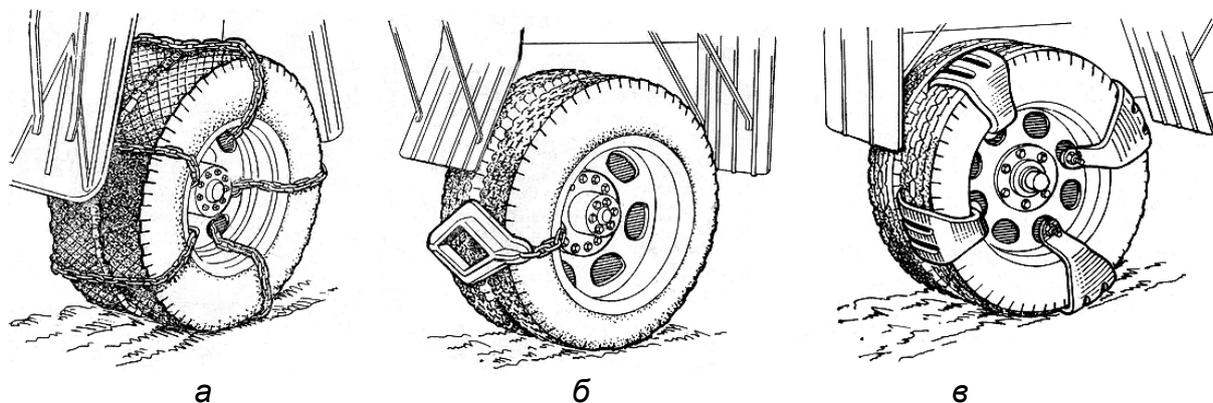


Рис. 3.41. Средства повышения проходимости колёс дискретного действия: а – браслет из мелкозвенчатой цепи; б – ромбовидная противобуксовочная колодка; в – эластичная манжета (из старой покрышки)

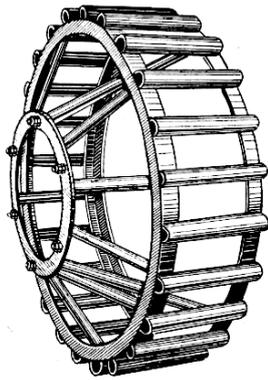


Рис. 3.42. Решётчатый уширитель для колеса

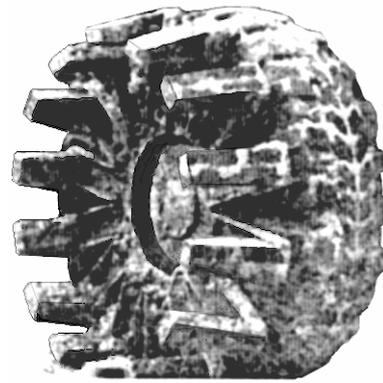


Рис. 3.43. Дискретный эластичный уширитель колеса

Для улучшения опорной проходимости на некоторых транспортных средствах применяются уширители колёс. Они представляют собой сплошные или решётчатые барабаны (рис. 3.42) с диаметром, несколько меньшим, чем у основного колеса. Уширители прикрепляются к ступицам колёс с помощью штатных шпилек. Благодаря уширителям давление на грунт снижается почти в 2...3 раза, а сила тяги возрастает. Недостатки уширителей во многом совпадают с характерными недостатками сдвоенных колёс. Несколько уменьшить их влияние позволяют дискретные эластичные уширители (рис. 3.43).

### 3.9. Основные типы машин с колёсными движителями

Прежде всего необходимо выяснить, в каком варианте эффективность применения транспортного средства выше: в виде мономашины или автопоезда. Для перевозки тяжёлых неделимых крупногабаритных грузов часто применяется последний вариант. Использование сравнительно простого по конструкции тягача даёт возможность значительно снизить стоимость разработки и производства широкого спектра транспортных средств, обладающих разнообразными функциональными возможностями. Технологическая и транспортная делимость автопоезда на составные части облегчает их эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт.

Но автопоезд всё же имеет ряд недостатков. К наиболее существенным из них относятся: неудовлетворительные управляемость и маневренность, низкая устойчивость, потеря проходимости

при движении по грунтовым дорогам и т.д. Любые устраняющие их конструктивные решения лишают автопоезд многих его преимуществ. Поэтому в нашей стране большое внимание уделялось многоосным колёсным шасси. У таких машин количество осей постепенно увеличивалось от двух...трёх до восьми и более. Это происходило по причине постоянно растущих массы и габаритов транспортируемых по бездорожью грузов при одновременном ограничении допустимых нагрузок на ось.

Но, например, при переезде пятиосной машины через единичное пороговое препятствие нагрузка на мост может многократно превзойти статическую нагрузку, характерную для плоских горизонтальных участков дороги. Поэтому разработчикам таких многоосных машин приходится выполнять элементы движителя, узлы подвески и трансмиссии с повышенным запасом прочности.

Что же касается маневренности многоосных машин, то если при сравнительно небольшом количестве осей управляемыми обычно делаются только передние оси, то, например, у восьмиосного шасси МЗКТ-79221 – три передние и три задние оси. Это ведёт не только к значительному усложнению конструкции шасси, но и особым приёмам управления. Одним из путей решения данной проблемы является создание шарнирно-сочленённых машин, которые отличаются не только хорошей управляемостью, но и лучшей проходимостью по сравнению с традиционными схемами.

Сравнительный анализ вариантов различных принципиальных схем ходовой части автомобиля, предназначенного для бездорожья, позволил принять как основной схему шасси с шарнирно-сочленённой рамой. Такая схема позволяет унифицировать агрегаты трансмиссии и ходовой части автомобилей на пневмокатках или шинах с низким внутренним давлением с агрегатами серийных автомобилей. Например, сочленённая конструкция шасси позволяет устанавливать неуправляемые ведущие мосты и характерную для таких мостов подвеску стандартного типа. Поворот автомобиля осуществляется за счёт относительного складывания в горизон-

тальной плоскости (с помощью достаточно мощного гидроусилителя рулевого управления) передней и задней секций рамы.

Впервые итальянская фирма Павези выпустила автомобили 4x4 с шарнирно-сочленённой схемой в 30-х годах XX века. Машины данного типа стали, по сути, очередной более высокой ступенью в истории развития автопоездов с полуприцепами и, в частности, поездов с одноосными тягачами (рис. 3.44).

В процессе эксплуатации таких комплексов выяснилось, что одноосный тягач весь срок службы, как правило, состыкован с одним и тем же модулем (например, скрепером). Поэтому разработчики стали создавать машины, в которых оба звена составляют единое целое под названием «шарнирно-сочленённые автомобили».

В дальнейшем количество осей у таких машин постепенно увеличивалось – вплоть до двенадцати, как у шасси МЗКТ-7907 (рис. 3.45). Для уменьшения радиуса поворота МЗКТ-7907 помимо шарнира в раме (между шестой и седьмой осями) сделаны управляемыми по четыре первых и последних оси соответственно у первой и второй тележек.

При входе в поворот шарнирно-сочленённой машины возникает неблагоприятное явление перемены направления боковой силы на колёсах задней секции, приводящее к нарушению устойчивости движения и ухудшению управляемости.

Степень ухудшения зависит от положения шарнира, соединяющего обе секции, и снижается до нуля при расположении шарнира посередине оси передней тележки (см. рис. 3.44).

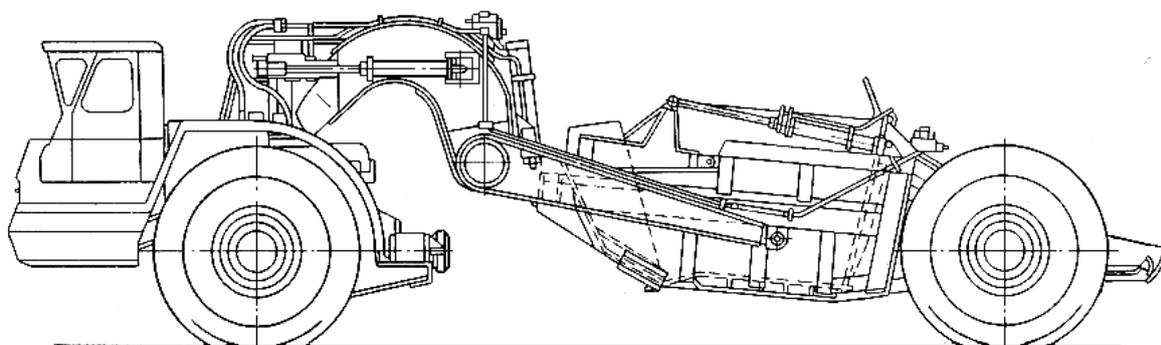


Рис. 3.44. Одноосный тягач БелАЗ-531 (в составе скрепера ДЗ-13)

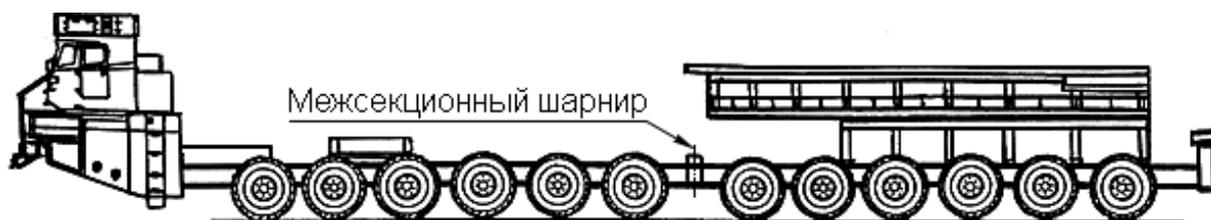


Рис. 3.45. Схема шасси МЗКТ-7907

Но, с другой стороны, для уменьшения поворотной ширины наиболее целесообразна симметричная схема машины, при которой равны расстояния от межсекционного шарнира до центра осей (для двухосной машины) или середины колёсных баз каждой из тележек (см. рис. 3.45). Так как при этом возникают проблемы с устойчивостью движения и управляемостью, то для шарнирно-сочленённых машин скорость обычно ограничивается в пределах 60 км/ч.

Одним из эффективных способов повышения проходимости и тягово-сцепных качеств автомобилей высокой проходимости является установка на них шин с низким внутренним давлением – аэрошных и пневмокотков. Однако они практически не агрегируются со стандартными управляемыми ведущими мостами серийно выпускаемых автомобилей из-за образующегося недопустимо большого расстояния (плеча) между осью поворотного шкворня и продольной плоскостью колеса, ограничения угла поворота колес вокруг шкворней, большой габаритной ширины транспортного средства. Т.е. устанавливать такие шины можно лишь при существенном усложнении ходовой части, что повышает стоимость и не позволяет унифицировать её элементы с агрегатами автомобилей серийного производства.

При создании автомобилей на пневмокотках необходимо обратить внимание на конструкцию привода движителей. В одном из первых образцов Теракакрузер (фирмы FWD – США) передача крутящего момента к каждому катку производилась шестью обрешиненными роликами, прижатыми к верхней части катка. Испытания показали низкий КПД такого привода, снижавшего скорость машины до 40 км/ч и тяговые возможности её движителя, особенно вследствие проскальзывания роликов при преодолении глинистой распутицы.

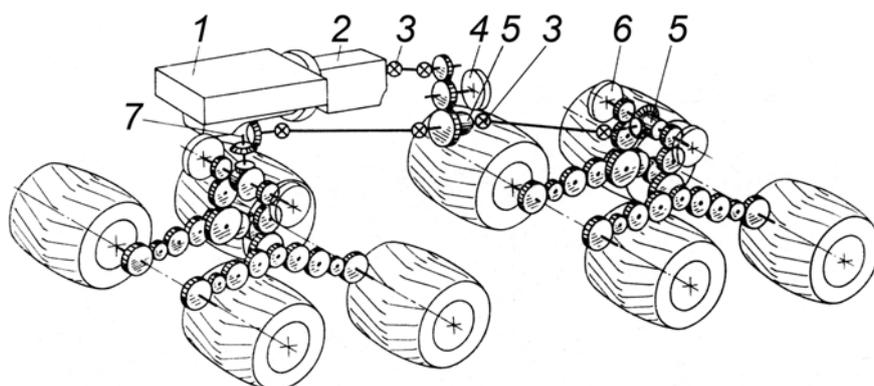


Рис. 3.46. Кинематическая схема транспортёра Теракрузер XM-401:  
 1 – двигатель; 2 – коробка передач; 3 – карданный шарнир; 4 – ручной тормоз; 5 – дифференциал; 6 – тормоз; 7 – ось поворота передней тележки

Следующая модель Теракрузера имела привод к пневмокаткам уже через их ступицы. Мощность двигателя снизилась с 340 до 125 л.с., но благодаря более грамотной, хотя и усложнённой схеме привода (рис. 3.46), скорость машины увеличилась до 64 км/ч. Но при этом оказалось, что при новой схеме трансмиссии у пневмокатков происходит повышенный износ боковин, передающих крутящий момент.

Для перевозки сверхтяжёлых неделимых грузов широко используются многоопорные автомобили, например, фирм Scheuerle, Cometto и др. Выпускаются также полуприцепы и прицепы с аналогичной по конструкции ходовой частью. Общая грузоподъёмность комплекса из нескольких таких агрегатов достигает 10 000 т.

Гидростатическая (как впрочем, и электрическая) трансмиссия позволяет легко подвести мощность к любому агрегату многоопорного автомобиля. Таким образом, обеспечивается привод и торможение колёс, управление поворотом машины, а также горизонтирование платформы за счёт регулирования высоты опор (рис. 3.47).

Размещение колёсных опор многоопорных автомобилей по базе делают или по тележечной, или по равномерной схеме. Значит, движители данного типа могут рассчитываться по обычным методикам расчёта многоосных автомобилей.

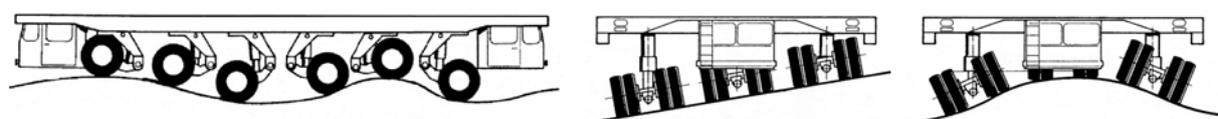


Рис. 3.47. Схема преодоления неровностей многоопорным автомобилем

В ведущем колёсном модуле таких машин на отдельных поворотных опорах группируется по несколько колёс с приводом и компьютерным дифференцированным управлением поворотом.

Опора (рис. 3.48) представляет собой эс-образный шарнирный рычаг, который своей верхней частью 1 через поворотный круг 2 крепится к раме платформы. Его нижняя подвижная часть 3 может перемещаться по вертикали с помощью гидроцилиндра 4 и соединяется с картером 5 оси колёс 6, к которым в свою очередь подводится крутящий момент от гидромотора 7. Одновременно гидроцилиндр подъёмника служит гидропневматическим упругим элементом подвески.

Автоматика привода рулевого управления позволяет поворачивать каждую колёсную опору по собственной программе. В результате машина (в том числе жёстко состыкованная с прицепом) может двигаться прямолинейно (как вдоль, так и поперёк дороги, а также под углом к её оси). Поворот многоопорных транспортных средств может осуществляться с заданным радиусом поворота, вплоть до поворота вокруг их геометрического центра (карусельный режим). В колёсах прицепных звеньев, а также средних (по базе) осей тягачей силового привода нет.

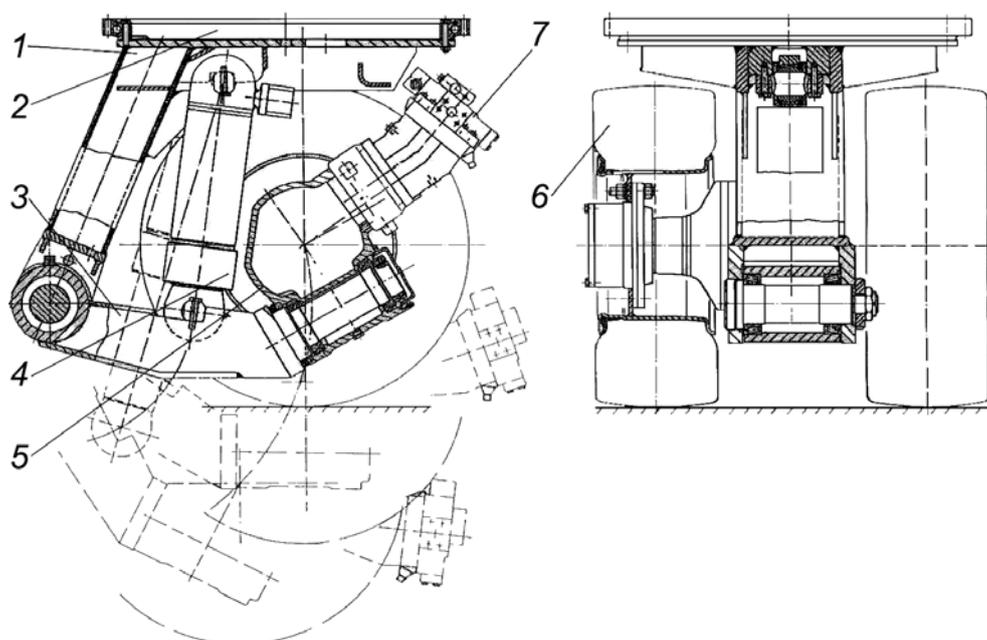


Рис. 3.48. Конструкция опоры многоопорного автомобиля

Однако многоопорные транспортные средства имеют серьёзный недостаток. Большие нагрузки на колёсные опоры и высокие давления самих колёс на дорогу ограничивают область использования данных транспортных средств. В отличие от машин с шинами большого диаметра и регулируемым давлением воздуха, у большинства многоопорных автомобилей исключается возможность передвижения по дорогам и местности с малой несущей способностью.

Одним из путей повышения проходимости явились транспортные средства с гигантскими колёсами. Гигантские колёса достигали 16...19 м в диаметре. Машина на таких колёсах способна легко преодолеть валуны или ямы шириной до 3 м, а благодаря большой опорной поверхности колёс оказываемое машиной давление на грунт меньше, чем у легкового автомобиля.

Например, автопоезд Ле Турно LCC-1 (Logistical Cargo Carrier) длиной 174 м (рис. 3.49) управлялся экипажем из 6 человек. Автопоезд состоял из двух тягачей (в каждом из них по два газотурбинных двигателя по 640 кВт каждый для привода генераторов), одного топливного и восьми грузовых прицепов. В каждом из 54 колёс с покрышками из отдельных сегментов диаметром более 3 м размещался вращавший его электромотор. Но у таких уникальных машин стоимость изготовления, а особенно эксплуатации соответствует размерам их колёс.

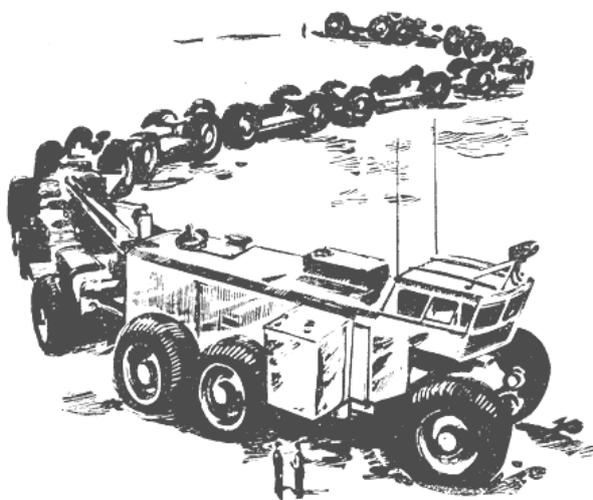


Рис. 3.49. Автопоезд Ле Турно LCC-1

Эксплуатировать данные машины можно лишь в местностях без габаритных ограничений, но это влечёт за собой новые проблемы. Так, в канадской тайге был брошен супервездеход «Мамонт» только потому, что не сумели отремонтировать его 17-метровое (т.е. размером с пятиэтажный дом) колесо.

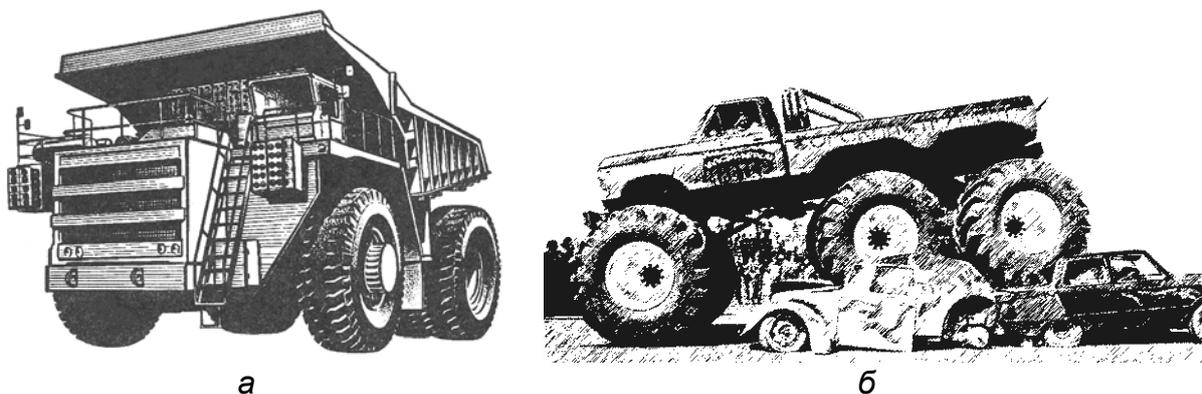


Рис. 3.50. Современные конструкции автомобилей с колёсами увеличенного диаметра:

а – карьерный самосвал БелАЗ-75214 грузоподъёмностью 180 т; б – автомобиль типа «бифут» на полосе препятствий

Поэтому в настоящее время колёса большого диаметра чаще всего применяются в карьерных самосвалах (рис. 3.50, а), а относительно небольшие – на спортивных внедорожниках типа «бифут» (рис. 3.50, б). Максимальный диаметр шин, целесообразный с практической точки зрения, составляет примерно 200" (чуть более 5 м).

Для обеспечения поперечной геометрической проходимости машин применяются системы динамической стабилизации положения корпуса. Датчиком системы может служить гироскоп или маятник (рис. 3.51), связанный с золотниками силовых гидроцилиндров, которые в свою очередь предназначены для дифференцированного перемещения по высоте колёс каждого из бортов.

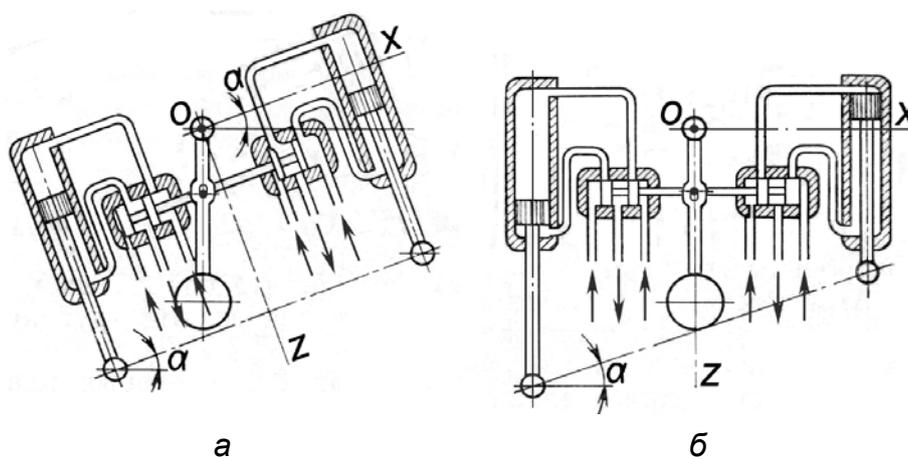


Рис. 3.51. Схема системы стабилизации остова колёсного трактора с маятниковым датчиком крена:

а – крен корпуса машины на косогоре; б – корпус после горизонтирования

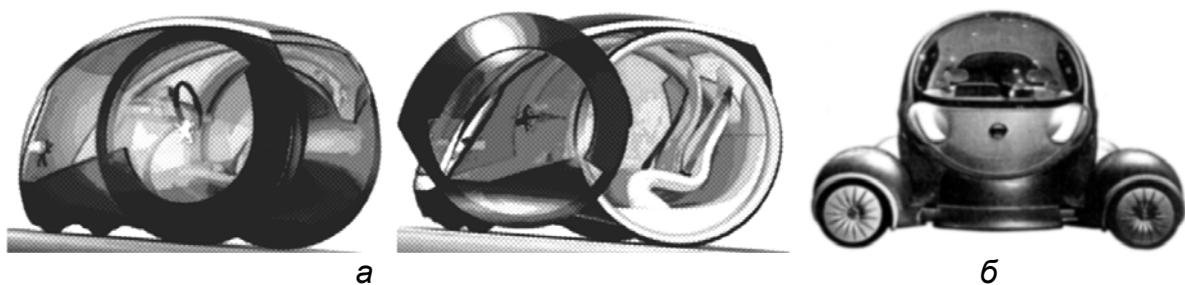


Рис. 3.52. Компактные городские электромобили:

а – Moovíe португальского дизайнера Андре Коста (с дверями, встроенными в задние ведущие колёса, и с передними поддерживающими колёсами рояльного типа); б – Toyota Pivo 2 (с полноповоротным в плане корпусом и всеми управляемыми мотор-колёсами)

Улучшить проходимость автомобилей можно и в городских условиях. Для этого чаще всего применяется уменьшение габаритов транспортного средства (рис. 3.52). Но в компании Saunders Systems для общественного транспорта предложено нетривиальное решение, получившее название City Shuttle и представляющее собой симбиоз городского автобуса с порталным автомобилем (рис. 3.53). Такой четырёхколёсный «Городской челнок» будет ездить в основном по своеобразным бетонным рельсам-желобам: 61 см в высоту, 46 см в ширину и 10 см в толщину. Парковка транспорта на маршрутах движения такого необычного автобуса исключается. Колёя должна дать проезд под ним автомобилей и сделать «челнок» подобно трамваю предсказуемым для автоводителей. Поэтому пришлось предусмотреть в данном проекте и высокие остановки.

Добиться снижения сопротивления качению автомобилей (также как у велосипедов или мотоциклов) можно за счёт уменьшения количества колёс. В 1913 году русский изобретатель П.П. Шилловский изготовил в Лондоне двухколёсный автомобиль – гирокар.

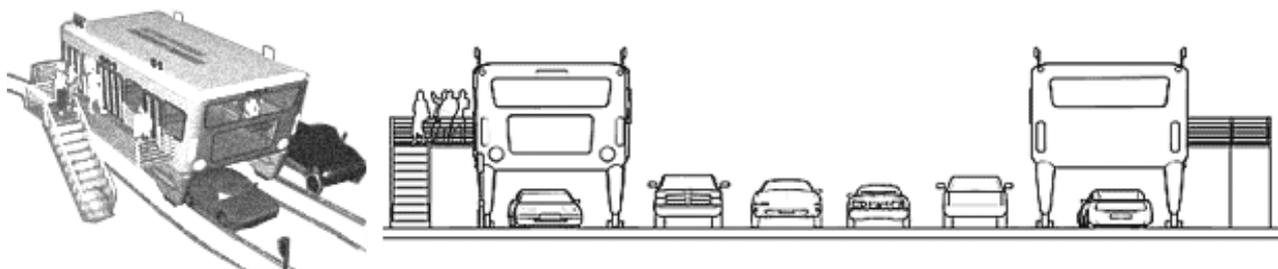


Рис. 3.53. Проект городского автобуса нового типа

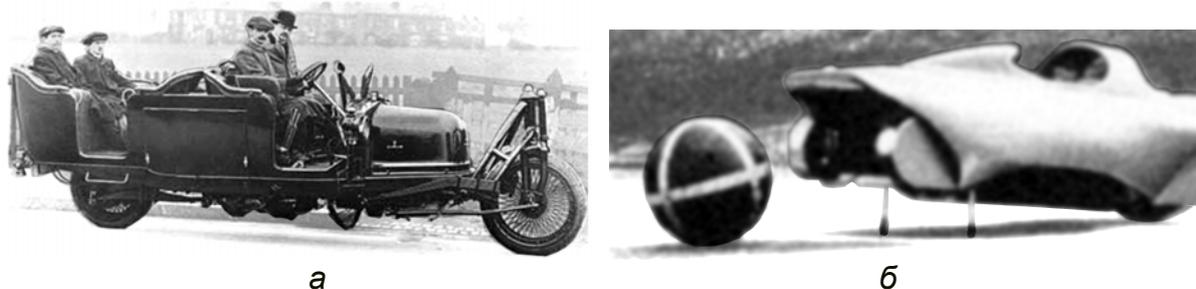


Рис. 3.54. Гироавтомобили:  
 а – автомобиль П.П. Шиловского; б – Тойота на сферах

Он представлял собой четырёхместный экипаж на двух колёсах (рис. 3.54, а), стабилизируемый с помощью гироскопа от паде- ний набор (на стоянке опускались два вспомогательных колёсика).

Для всех гироавтомобилей характерен общий недостаток: прежде чем сдвинуться с места, необходимо в течение нескольких минут раскручивать гироскоп. Вероятно, по той же причине не смог доказать своё преимущество над общепринятыми образцами и соз- данный в начале 90-х годов XX века скоростной автомобиль Тойота (рис. 3.54, б) на двух сферах вместо колёс. Помимо всего, и с курсо- вой устойчивостью у этой машины могут быть серьёзные проблемы.

Ещё в 1904 году итальянцем Гарвальи был впервые показан моноцикл (рис. 3.55, а) с механическим приводом. Большинство по- следующих образцов создавались по сходной схеме. Внутри кольце- вой рамы крепились двигатель с приводом к колесу и сиденье с орга- нами управления. Поворот происходил за счёт наклона колеса води- телем, а от кульбитов через голову при экстренном торможении за- щищало небольшое переднее дополнительное колесо. От боковых падений на стоянке спасали маленькие колёсики. Однако, хотя на последних образцах моноциклов достигнута скорость свыше 100 км/ч, большого распространения моноциклы не получили.

Джеком Льяллом создан моноцикл RIOT Wheel (рис. 3.54, б), в котором водитель сидит не внутри колеса, а перед ним. Это за- щищает водителя от падающих с колеса брызг, комьев грязи и т.п. Сохранить равновесие такому моноциклу помогает система из спе- циального противовеса и двигателя машины.

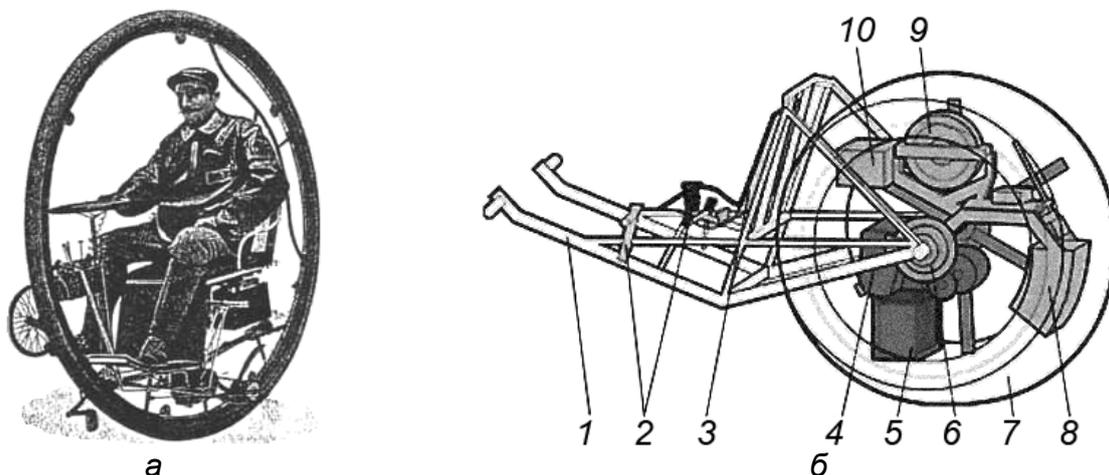


Рис. 3.55. Основные виды моноциклов:

*a* – первый в мире моноцикл; *б* – устройство моноцикла RIOT Wheel: 1 – рама; 2 – рукоятки управления двигателем, гироскопом и механизмом балансирования; 3 – сиденье; 4 – двигатель; 5 – аккумулятор; 6 – тормоз; 7 – колесо; 8 – главный противовес; 9 – гироскоп; 10 – бензобак

Основной противовес 8 занимает такое положение, чтобы уравновесить сидящего водителя (независимо от того – стоит колесо 7 на месте или едет). ДВС 4 самостоятельно отклоняется вперёд (при разгоне) или назад (при торможении), пропорционально развиваемому крутящему (тормозному) моменту. В качестве "руля" служит гироскоп 9 (массой 30 кг), вращающийся в вертикальной плоскости, но способный отклоняться по горизонтальной оси, отзываясь на поворот рукояток управления 2. Также управлению машиной способствует сиденье 3 водителя, отклоняемое в стороны на угол до 15°.

Более популярным транспортным средством стал электрифицированный самокат Сегвей (Segway).

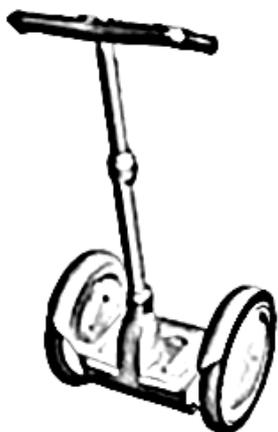


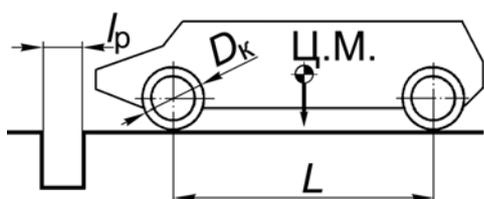
Рис. 3.56. Самокат Сегвей

Сегвей (рис. 3.56) представляет собой двухколёсный электромобиль, предназначенный для передвижения со скоростью не выше 20 км/ч. Упасть с него практически невозможно – система оснащена самобалансирующимися устройствами, а специальные сенсоры 100 раз в секунду оценивают расположение центра тяжести водителя.

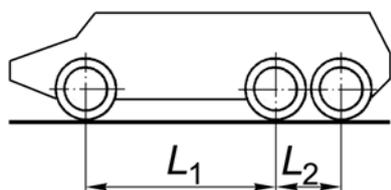
Чтобы ехать, стоящий на платформе должен слегка наклониться вперёд, а чтобы затормозить – отклониться назад. Поскольку для поворота нужно наклониться в соответствующую сторону, то руль нужен лишь для того, чтобы держаться, а также, чтобы разместить в нём элементы управления и противоугонной защиты.

### 3.9. Основные схемы расположения осей

Взаимное расположение колёс по длине, т.е. схема ходовой части машины, оказывает влияние на проходимость транспортного средства, устойчивость прямолинейного движения, управляемость, плавность хода, надёжность основных элементов шасси: несущей системы, трансмиссии и движителя. Рассмотрим наиболее часто используемые схемы расположения осей колёсных машин.



У двухосных машин (выполненных по схеме «1 – 1») оси колёс диаметром  $D_k$  обычно разнесены по базе на величину  $L$ . В результате большинство из них не способны преодолеть ров шириной  $l_p$ , большей  $(0,6...0,7)D_k$ . Поэтому иногда у тихоходных двухосных машин оси сближают по базе на предельно минимальную величину, допустимую по устойчивости к опрокидыванию (в продольном направлении), а колёса с шинами сверхнизкого давления делают максимально большими по диаметру. Фактически колёсная схема «1 – 1» вырождается в таком случае в вариант «– 2 –».

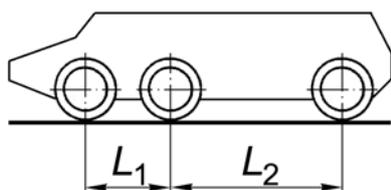


Среди трёхосных машин наибольшее распространение получила схема «1 – 2» со смещёнными назад двумя задними осями – обычно в виде балансирной тележки. В этом случае при балансирной подвеске неразрезных задних мостов и правильной кинематике подвески достигается равномерная загрузка колёс даже в условиях сильно пересечённой местности.

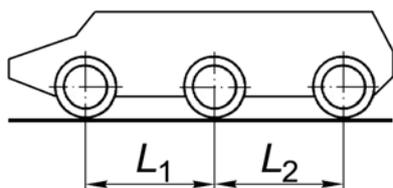
Машины, созданные по этой схеме, могут преодолевать рвы размером  $l_p \leq (0,6...0,7)D_k$ , т.е. такой же ширины, как и двухосные

машины. Этот вариант получил самое широкое распространение, так как по сравнению с другими имеет ряд преимуществ: меньшую нагруженность ходовой части и рамы, простоту конструкции подвески задней тележки, возможность унификации агрегатов трансмиссии, подвески и несущей системы полноприводных и неполноприводных автомобилей, лучшую плавность хода, управляемые колёса только на передней оси. Иногда для уменьшения сопротивления движению при неполной загрузке или холостом пробеге одну из осей автомобиля делают подъёмной, и тогда, например, машина из схемы «1 – 2» трансформируется в схему «1 – 1».

В результате, например, при поднятой задней оси МАЗ-516Б тратит на 100 км на 3,5 л меньше такого же по габаритам трёхосного МАЗ-514, а минимальный радиус поворота приблизительно такой же, как у двухосного автомобиля МАЗ-500А.



В последнее время стала применяться схема «2 – 1» с двумя передними управляемыми осями, которая удобна в случаях установки тяжёлого технологического оборудования, например, автомобильных кранов или бетономешалок. Обычно такое оборудование располагается посередине между второй и третьей осями. Данная схема близка по проходимости через канавы и рвы к двум первым схемам транспортных средств. Но если центр тяжести машины (вместе с оборудованием) располагается над средней осью или на небольшом расстоянии за ней, то автомобиль становится способен преодолевать рвы шириной, сравнимой с расстоянием  $L_1$ .



Наилучшей проходимостью по канavam, ямам и т.п. среди трёхосных автомобилей (при условии, что центр тяжести располагается над средней осью) обладают машины, выполненные по схеме «1 – 1 – 1». Автомобили с такой компоновкой ходовой части обычно имеют равномерное распределение масс и объёмов по длине машины, а значит, из них легко соз-

дать плавающие модификации или разместить в них специальное оборудование. Однако данная схема имеет ряд существенных недостатков. К ним относятся:

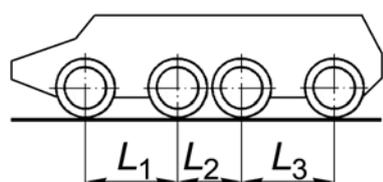
склонность машины к продольно-угловым колебаниям (особенно при мягкой подвеске колёс крайних осей);

конструкция неприемлема для седельных тягачей;

необходимость применения специальной трансмиссии, например, с бортовой схемой;

сложность системы рулевого управления из-за необходимости привода не только к первому, но и к одному из двух других мостов;

если поворачиваются колёса первого и последнего мостов, то из-за нестабильности прямолинейного движения требуется специальное устройство для блокировки управления задним мостом.



Практически такими же преимуществами и недостатками, что и схема «1 – 1 – 1» обладает схема «1 – 2 – 1». Так, при повороте машина образует только четыре колеи, а не восемь, как у других машин с колёсной формулой 8x8. Однако при переезде через длинную неровность возможен отрыв средних или крайних колёс от поверхности движения (рис. 3.57, а), что ведёт к удвоенной нагрузке на оставшиеся в контакте с грунтом мосты.

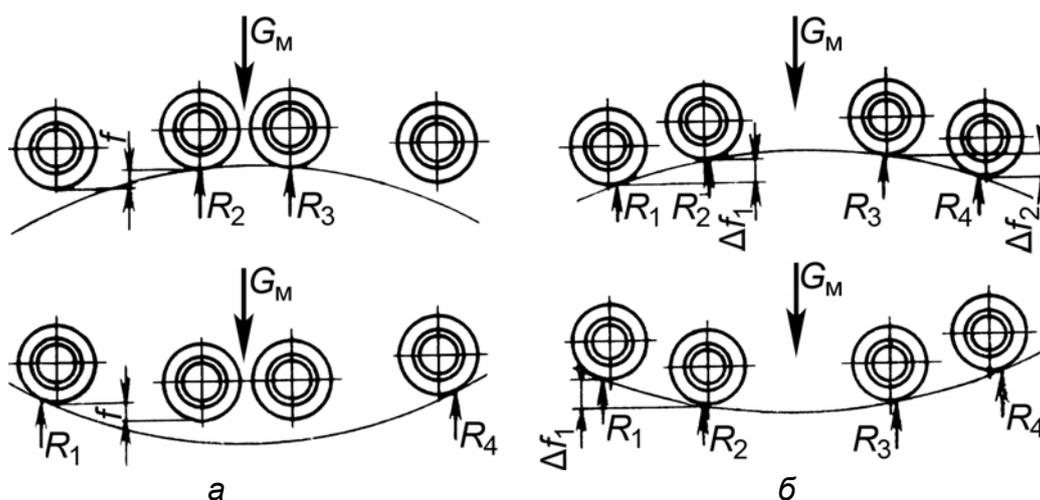
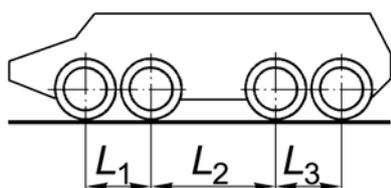


Рис. 3.57. Преодоление длинных неровностей четырёхосными автомобилями: а – схема 1 – 2 – 1 ( $f$  – полный ход подвески); б – схема 2 – 2 ( $\Delta f_1$  и  $\Delta f_2$  – прогибы подвески)

Последствиями данного явления являются значительные знакопеременные изгибающие моменты на раму автомобиля, а также перегрузка трансмиссии. В случае отрыва от грунта поворачивающихся крайних колёс машина попросту может потерять управляемость. Амортизаторы у машин двух последних схем (рис. 3.57, а) эффективны на колёсах крайних осей. Если средние мосты выполнены без подвески (как на некоторых автомобилях ЗИЛ), то машины, сделанные по схемам «1 – 1 – 1» и «1 – 2 – 1», склонны даже на ровной дороге к галопированию при скоростях около 60 км/ч (вплоть до опрокидывания).



В этом смысле наилучшая устойчивость прямолинейного движения у машин, выполненных по схеме «2 – 2». В автомобилях данной схемы центр тяжести располагается в середине базы (рис. 3.57, б), а управляемыми являются обычно две передние оси. Схема в виде двух одинаковых тележек (передней и задней) доказала своё преимущество и при дальнейшем увеличении количества осей в каждой из таких тележек.

Например, для шестиосных автомобилей наиболее эффективной явилась подобная тележечная схема «3 – 3» (с тремя передними управляемыми осями). Особенно удобна колёсная схема «2 – 2» для длиннобазных машин, так как сдвоенные оси позволяют снизить продольно-угловые колебания, особенно по сравнению со схемой «1 – 2 – 1».

Для повышения маневренности в данном случае необходимо сделать управляемыми колёса обеих тележек или сделать машину шарнирно сочленённой. В последнем варианте это позволяет ещё больше повысить проходимость машины, оснастив тележки съёмными гусеницами.

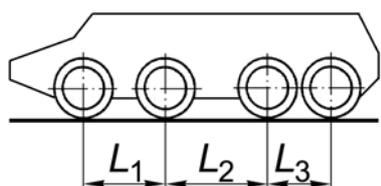
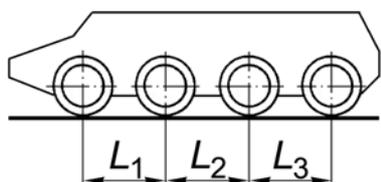
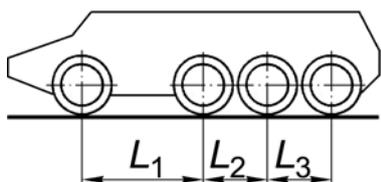


Схема «1 – 1 – 2» отличается от предыдущей тем, что база передней тележки больше базы задней. Чаще всего такая схема

ходовой части обуславливается особенностями общей компоновки и распределения нагрузки по осям. Обычно задняя тележка при такой схеме машины имеет балансирную подвеску, но иногда на балансирах большей длины устанавливают также два передних моста (так сделано, например, у американского вездехода ХМ-409).



Машины с равномерным расположением осей (схема «1 – 1 – 1 – 1») получили широкое распространение в случаях, когда нужно улучшить проходимость по плохим дорогам или на пересечённой местности. Управляемыми могут быть колёса как первых двух осей, так и крайних осей, а у некоторых конструкций – всех колёс автомобиля. Для снижения сопротивления качению при движении по хорошим дорогам колёса средних осей иногда делают подъёмными.



Менее всего распространены машины со схемой «1 – 3». Это связано с недостаточной управляемостью таких автомобилей из-за высокого сопротивления повороту от трёх задних мостов и сравнительно недостаточного поворачивающего момента от переднего моста. Чаще всего применяют дополнительный опускаемый мост на автомобилях многоцелевого назначения для равномерного распределения нагрузки на дорогу. Иногда для улучшения управляемости подъёмный мост машины размещается в ограниченном пространстве внутри базы обычного трёхосного грузовика. А у некоторых моделей, например, у самосвалов Вольво подъёмными выполнены уже два дополнительных моста внутри основной базы. Таким образом, здесь фактически применяется схема «1 – 4».

Более оригинально решена проблема маневренности и управляемости у большегрузного голландского автомобиля Terberg FM2000T с колёсной схемой 1 – 3. Помимо того, что у данной машины второй мост является ведущим и управляемым, с помощью силовых гидроцилиндров сделана поворотная балка четвёртого веду-

щего моста. У автомобилей с поворотной задней осью те же проблемы с избыточной управляемостью, что и у схемы «1 – 2 – 1».

Если при увеличении количества осей до восьми конструкция машины подчиняется практически тем же закономерностям, что и для четырёхосных автомобилей, то дальнейший рост количества осей требует новых конструктивных решений. Это связано как с продольной проходимостью, так и с маневренностью машины.

### 3.11. Конструкции безопасных шин

Безопасные шины нужны как для гражданских автомобилей, так и для машин военного назначения. Проблема безопасности обычно заключается в способности автомобиля сохранить управляемость в случае повреждения автопокрышки.

При этом обычная шина утрачивает форму (рис. 3.58), а транспортное средство, продолжая движение на ободке, повреждает диск и разрушает шину. Как следствие, машина становится неуправляемой, результатом чего может стать автокатастрофа.

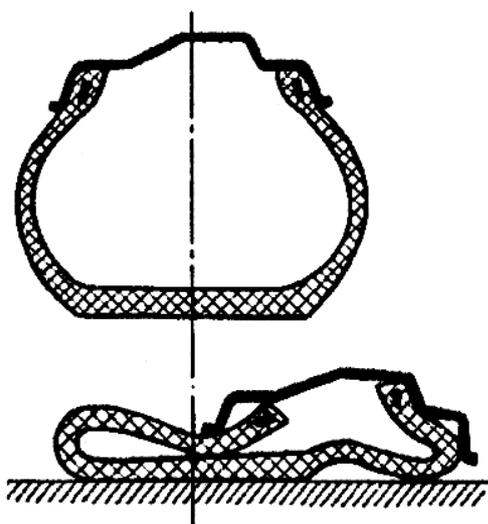


Рис. 3.58. Деформация повреждённой шины

Обычно воздух выходит из шины постепенно. Если у движущегося автомобиля одна из боковин спущенной шины соскальзывает в монтажный ручей, то противоположная слетает с обода и практически мгновенно колесо лишается шины.

Основные пути повышения безопасности шин можно условно разделить на две группы:

обеспечение возможности кратковременного движения автомобиля на повреждённой шине;

обеспечение длительного движения автомобиля на повреждённой шине.

К первой группе относятся:

бескамерные шины, снабжённые различными герметизирующими композициями;

шины со специальными губчатыми слоями на внутренней полости;

многополостные шины;

шины с эластичным наполнителем внутренней полости;

шины с резинометаллическими вставками и др.

Ко второй, более перспективной группе конструкций безопасных шин можно отнести шины со специальными вставками – ободами из магниевых или алюминиевых сплавов.

В нашей стране приоритетными направлениями являются:

создание бескамерной шины с утолщённым каркасом боковин, обеспечивающим движение транспортного средства в аварийной ситуации;

использование дополнительных (относительно жёстких и упругих) опор;

создание безопасных систем «шина-колесо», обеспечивающих движение транспортного средства в течение ограниченного времени с использованием дополнительных опор;

разработка специальной конструкции обода колеса, обеспечивающего длительное движение транспортного средства при использовании в системе «шина-колесо» сверхнизкопрофильной шины.

Кроме того, повышение защищённости шин от пуль и осколков у боевых машин может достигаться за счёт применения бронедисков, крепящихся к ступице колеса.

Проще всего проблема из-за проколотых шин решается у тихоходных транспортных средств. Так, у ряда сельскохозяйственных машин шины выполнены с настолько толстыми стенками, что они не нуждаются в какой-либо накачке воздухом.

Шины атмосферного давления применяются без рёбер жёсткости и с рёбрами (рис. 3.59). Высота рёбер обычно составляет 15...20% от высоты профиля шины.

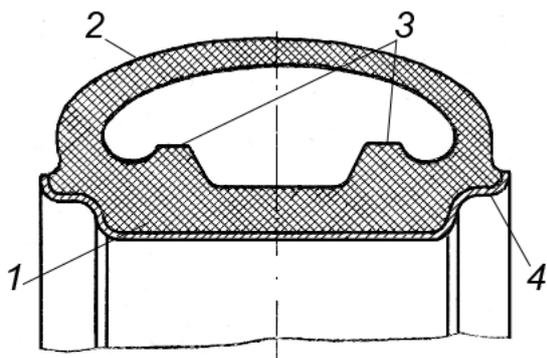


Рис. 3.59. Шина атмосферного давления:  
1 и 2 – соответственно бандажная и беговая части шины; 3 – рёбра жёсткости; 4 – обод

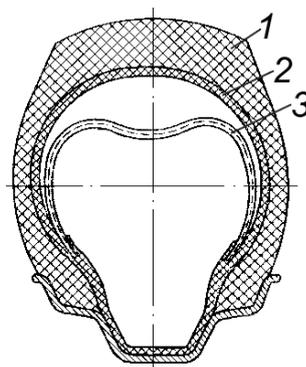


Рис. 3.60. Двуполостная шина:  
1 – бескамерная шина; 2 – герметизирующий слой; 3 – дополнительная оболочка

Шины с рёбрами применяются для опорных и приводных колёс, а безрёберные – для прикатывающих колёс сельскохозяйственных машин и орудий. Для некоторых типов погрузчиков шины вообще выполняются из сплошного резинового массива. Для того чтобы шина плотно прилегала к ободу, её изготавливают с натягом по бандажной части. На ободе и шине также соответственно выполняются поперечные выступы и канавки. На шинах атмосферного давления обычно не делают рисунок у протектора, и лишь иногда наносят слабо выраженный рисунок повышенной проходимости.

Одними из первых были созданы многополостные безопасные шины (рис. 3.60), которые, однако, широкого распространения не получили из-за сложности конструкции и монтажа, а кроме того они не защищали от глубоких повреждений или сквозных отверстий.

В середине 70-х годов фирмой Пирелли (Pirelli) рекламировались треугольные шины DIP (рис. 3.61), как не нуждавшиеся в корде и бортовых кольцах, а потому приспособленные к автоматизации производства. Даже при полной потере давления воздуха ступица колеса опиралась бы на боковины повреждённой шины, сохраняя тем самым способность транспортного средства к передвижению. Но дальше опытных образцов данный проект не разрабатывался из-за пониженной боковой жёсткости треугольных шин и недостаточной управляемости на высоких скоростях автомобиля с такими шинами.

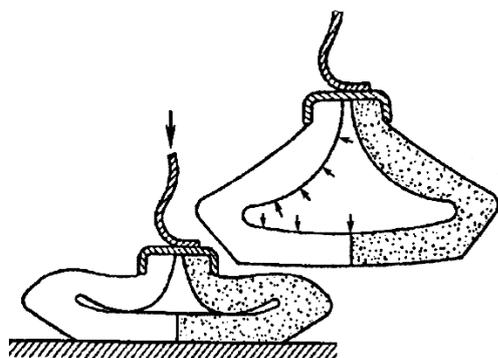


Рис. 3.61. Треугольные шины DIP

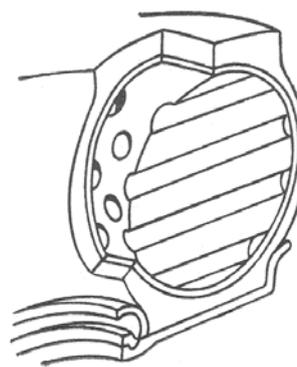


Рис. 3.62. Шина с губчатым наполнителем

Ещё до второй мировой войны шины типа ГК колёс артиллерийских систем заполнялись специальным губчатым каучуком – густматиком (рис. 3.62). Наполнитель был не очень чувствителен к пулевым и осколочным пробоинам и обеспечивал достаточное смягчение ударов и толчков при езде по бездорожью, хотя и без возможности регулирования давления на грунт. Однако при движении объекта со скоростями 50...60 км/ч густматик разогревался до такой степени, что шины взрывались от внутренних температурных напряжений.

Для решения проблемы скоростных боестойких шин в НИИШП в 80-х годах XX века сначала создали бескамерные шины (рис. 3.63, а) с самозаклеивающимся герметиком и резинокордным распорным кольцом (рис. 3.63, в), а в дальнейшем улучшили их боестойкость, применив дифференцированную толщину стенок каркаса (рис. 3.63, б).

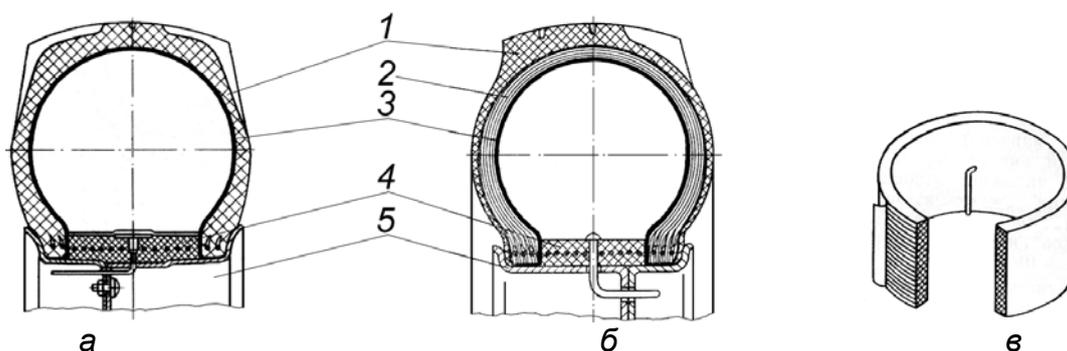


Рис. 3.63. Пулестойкие колёса с бескамерными шинами: а – с распорным резинокордным кольцом; б – с распорным резинокордным кольцом и дифференцированной толщиной стенок каркаса; в – распорное резинокордное кольцо; 1 – покрышка; 2 – дифференцированный слой каркаса; 3 – слой герметика; 4 – распорное резинокордное кольцо; 5 – обод

Такие шины с утолщёнными боковинами даже без подкачки воздухом могли проехать сотни километров с десятками сквозных пробоин от пуль калибром 7,62 и 12,7 мм. Однако из-за высокой жёсткости боковин многие эксплуатационные показатели таких шин (в том числе по проходимости) ниже, чем у обычных бескамерных.

Коэффициент сопротивления качению повреждённой шины при заданной допустимой скорости движения автомобиля можно найти по следующему выражению:

$$f_{\text{ш}} = \frac{\alpha_{\text{T}} F_{\text{ш}} (t_{\text{доп}} - t_{\text{н}})}{2,34 G_{\text{к}} V_{\text{доп}}}, \quad (3.34)$$

где  $G_{\text{к}}$  – нагрузка на колесо;  $F_{\text{ш}}$  – площадь поверхности охлаждения шины;  $t_{\text{н}}$  – температура наружного воздуха;  $t_{\text{доп}}$  – допустимая температура нагрева шины;  $V_{\text{доп}}$  – допустимая скорость машины, км/ч;  $\alpha_{\text{T}}$  – коэффициент теплопередачи.

Появившиеся в дальнейшем зарубежные аналоги (рис. 3.64) получили обозначение RunOnFlat (доехать на «дырках»), которое позже трансформировалось в RunFlat (доехать домой). Помимо утолщённых боковин со специальными вставками под протектором имеется спиралевидный нейлоновый слой, защищающий от перегрева шину автомобиля, движущегося со скоростью вплоть до 80 км/ч.

В конструкциях RunFlat не требуется установки специальных ободов, однако, более высокая нормальная жёсткость шин требует усиления подвески автомобиля и постоянного контроля над величиной давления воздуха в шинах, поскольку по поведению автомобиля водитель не чувствует разрыв покрышки.

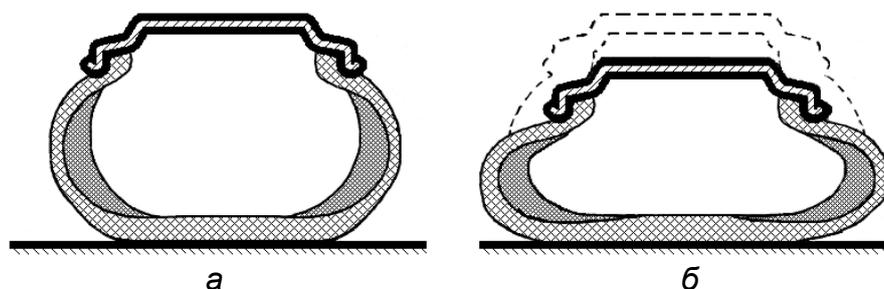


Рис. 3.64. Поведение шины с утолщёнными боковинами: а – шина, заполненная воздухом; б – шина в спущенном состоянии

Для уменьшения жёсткости шин предложены конструкции, в которых при нормальном давлении воздуха безопасная шина ведёт себя так же, как обычная. Это достигается установкой внутри шины дополнительных опор. Такие опоры могут выполняться как жёсткими (рис. 3.65, а), так и эластичными (рис. 3.65, б), а также в виде металлического кольца на гибкой опоре (рис. 3.65, в). Контроль над давлением воздуха нужен для большинства видов безопасных шин.

В шине Michelin PAX, сделанной по схеме с эластичной опорой, достигнута рекордная долговечность повреждённого колеса (по данным фирмы, до 200 км при скорости 80 км/ч). Покрышка имеет низкий профиль с бортами разной высоты (внутренний меньше внешнего) и устанавливается на специальные диски, поэтому переворачивать шину нельзя, а для монтажа нужен особый инструмент.

В отличие от Michelin PAX система CSR (рис. 3.65, в) не нуждается в специальных дисках и практически не влияет на динамические свойства колеса, в то же время внутреннее металлическое кольцо предохраняет обод от повреждений при наезде на препятствие. Однако неподрессоренная масса колеса увеличивается, а для его монтажа необходимо специальное оборудование.

Развитием шины с эластичной опорой можно считать пневмогубчатую шину (рис. 3.65, г). Она представляет собой бескамерную шину со сжатым воздухом, удерживающим прилегающую к ободу оболочку с губчатым эластичным материалом.

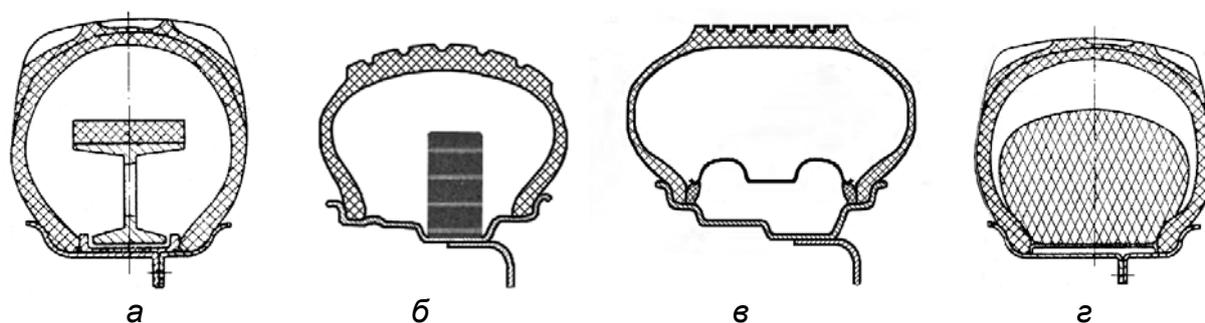


Рис. 3.65. Конструкции безопасных шин со вставками:  
 а – с жёсткой вставкой; б – с эластичной опорой; в – с металлическим кольцом на гибкой опоре; г – пневмогубчатая шина

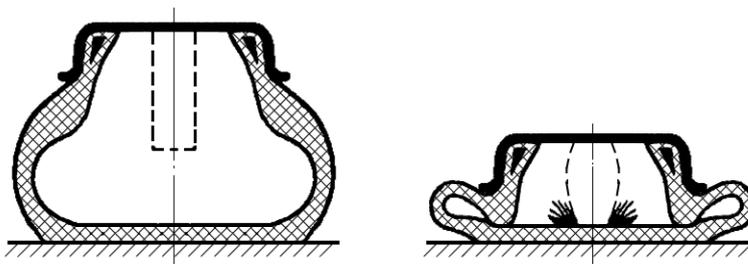


Рис. 3.66. Конструкция безопасной шины RunOnFlat TM

Неповреждённая шина ведёт себя как обычная, правда, несколько более массивная. В случае выхода воздуха из оболочки вся внутренняя полость заполняется губчатой массой, и шина работает как обычная типа ГК.

В спущенной шине типа RunOnFlat TM (рис. 3.66) опора осуществляется на утолщения боковин, а в средней части обода закрепляется тонкостенное кольцо, заполненное клеящей массой. У спущенной шины это кольцо разрушается, и вытекающий клей затягивает отверстие в протекторе. Кроме того, клеящий состав испаряется от нагретой шины и частично компенсирует потерю давления воздуха, но автоматическая заклейка практически бесполезна при порезе боковины. Недостатком большинства конструкций со вставками внутри шин заключается в необходимости специального оборудования для монтажа и специальных дисков, а также системы контроля давления воздуха в шинах. Общим недостатком всех вышерассмотренных безопасных шин является увеличенная (в некоторых конструкциях на 10%) неподрессоренная масса.

Несколько иной подход к проблеме вставок предложен создателями вставок АРМТАЙР (рис. 3.67). В рассматриваемой конструкции вставка сделана в виде металлического бандаж.

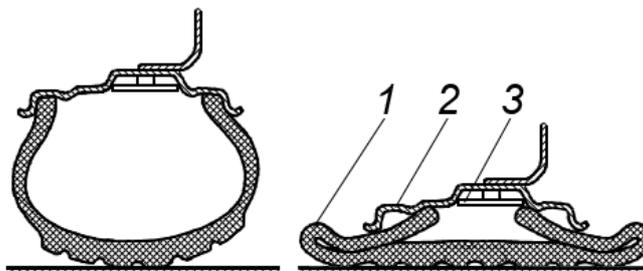


Рис. 3.67. Шина со вставками безопасности АРМТАЙР:  
1 – шина; 2 – обод; 3 – разрезное металлическое кольцо

При монтаже покрышки бандаж полностью перекрывает канавку на ободе, который становится совершенно ровным, поэтому при потере давления воздуха закраины шины могут, не снимаясь свободно перемещаться по цилиндру. В этом случае биения шины устраняются, так как она образует подушку из резины между колесом и дорогой, препятствуя контакту обода с дорожной поверхностью и ограничивая проскальзывание. Поскольку масса кольца АРМТАЙР составляет менее 1 кг (по сравнению с 6...8 кг для эластичных вставок), то не требуется дополнительной балансировки после установки устройства на уже эксплуатировавшемся колесе. Другими преимуществами является то, что не происходит повышенного износа деталей подвески и рулевого управления из-за ударов вставок о шину, а также не снижается комфортабельность езды.

Для уменьшения неподрессоренных масс у колёс с разъемным ободом и ровной цилиндрической поверхностью предложены конструкции низкопрофильных шин с высоким ободом, в которых, по сути, применяется тот же принцип исключения опасного перекоса закраин шины в монтажном ручье, как и в схеме АРМТАЙР.

Инженеры американского подразделения фирмы Мишлен, создав новую шину Tweel (Tyre – шина и Wheel – колесо), попытались решить проблему совмещения хорошей плавности хода с великолепной управляемостью машины. Американская компания Amerityre также представила экспериментальную непневматическую полиуретановую шину, по сути, аналогичную Tweel.

Вместо резинового рукава с воздухом обычных шин в новой конструкции используются резиновые спицы специального сечения (рис. 3.68). Эти спицы сплавлены в неразборную конструкцию не только с собственно протектором, бегущим по дороге, но и со ступицей. Tweel обладает энергопоглощающими свойствами, превосходящими уровень обычных пневматических шин. По сравнению же с обычной шиной жёсткость Tweel в поперечном направлении выше в пять раз, что при прохождении поворотов обеспечит машине идеальную управляемость.

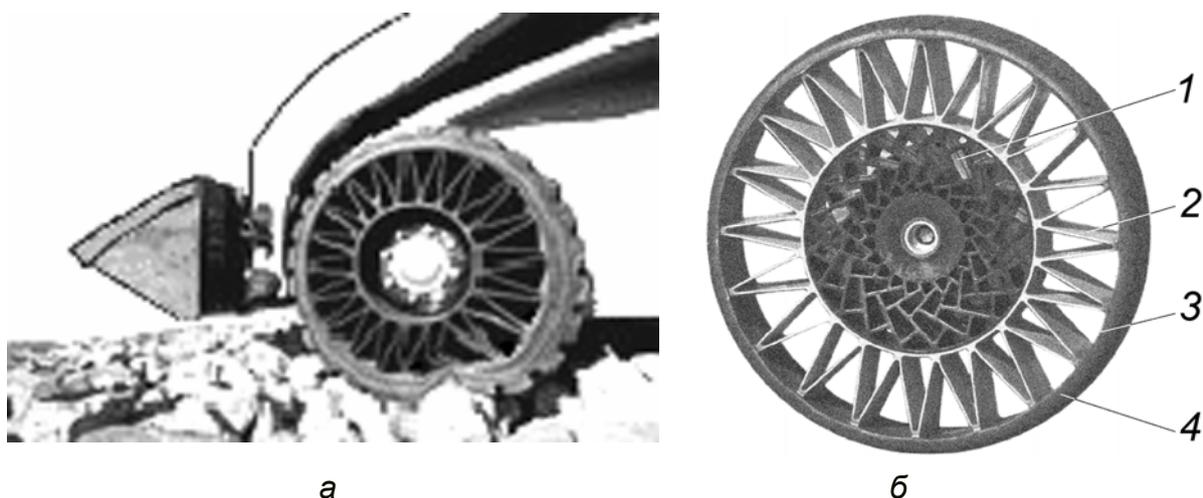


Рис. 3. 68. Шина Tweel:

а – испытания на булыжнике; б – конструкция шины:

1 – деформируемый диск; 2 – гибкие спицы; 3 – обод; 4 – протектор

Опытный образец Tweel примерно на 20% легче обычной шины и имеет на 20% меньшее сопротивление качению. Можно также отметить очевидную невозможность прокола данных шин. Но из рис. 3. 68, а видно, что «слабым» местом шин Tweel является узел крепления эластичных спиц к ободу с протектором, подвергающийся нагрузкам на излом, опасным для большинства материалов.

Помимо схемы Tweel фирма Мишлен предложила также шину Airless, у которой упругие элементы расположены параллельно торцам колеса. Однако не совсем ясно, как быть с грязью, засохшей между сделанными из плоских спиц боковинами, – по крайней мере, дисбаланс шине в таком случае гарантирован.

Совершенствование колёсных движителей не ограничивается созданием безопасных шин. Не прекращаются попытки создания принципиально новых видов колёсных движителей.

### 3.11. Колёсные движители планетоходов

Для планетоходов чаще всего применяют колёсные движители, поскольку они имеют самую простую, а значит, и самую надёжную конструкцию. Как известно, колеса с резинокордными пневматическими шинами по ряду причин не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к движителям планетоходов. Поэтому во

ВНИИТрансмаше совместно с МГТУ им. Н.Э. Баумана проводились многочисленные исследования по созданию металлоупругих колёс. Сначала создатели колёсного движителя для работы на Луне, по сути, симитировали обычную автомобильную шину, заменив металлическими упругие элементы боковин и протектора резиновой покрышки (рис. 3.69, а). Каждый упругий элемент 2 представлял собой две скобы, соединённые между собой жёсткими пластинами. По внешнему периметру упругие элементы были связаны гибкой беговой дорожкой 1 из стальных лент по её кромкам и металлической сетки. При такой конструкции беговая дорожка имела максимальную ширину в пределах габарита колеса и необходимую гибкость в продольной плоскости при равномерной деформации грунта в поперечном сечении.

Десятилетия спустя конструктивную схему, показанную на рис. 3.68, б, использовала фирма Мишлен при создании шины Airless, главной особенностью которой являются отдельные радиальные пластины из эластичных неметаллических материалов. Однако на Земле проблемы у Airless (особенно из-за засохшего внутри колеса грунта) ещё более значительны, чем у металлоупругих колёс для нашего лунохода.

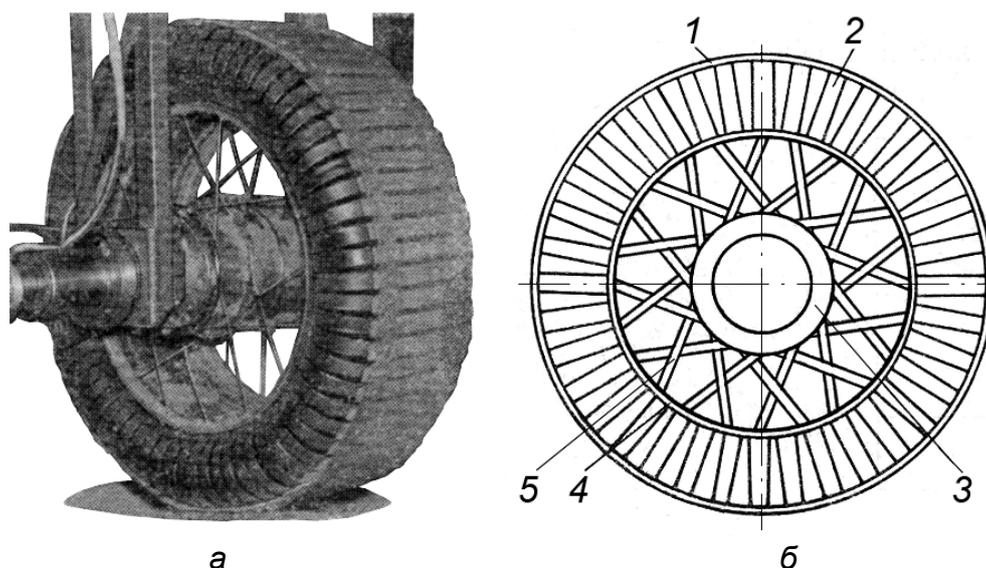


Рис. 3.69. Макет металлоупругого колеса (а) и его конструктивная схема (б): 1 – гибкая беговая дорожка; 2 – упругий элемент; 3 – ступица; 4 – жёсткий внутренний обод; 5 – спицы

Под руководством А.Л. Кемурджиана во ВНИИТрансмаше был создан аналог лунного грунта. Для него использовался сухой мелкодисперсный песок с 5%-ной добавкой минерального масла. Аналог позволил получить характерную для лунного грунта рыхлую высокопористую мелкодисперсную структуру с адгезионными свойствами, способную уплотняться, комковаться и держать вертикальную стенку. По результатам испытаний оказалось: при оптимальной жёсткости упругих элементов получается значительная длина поверхности контакта и относительно малая её кривизна, что позволило получить близкие к предельным тягово-сцепные характеристики колёс. Некоторое улучшение этих характеристик может быть достигнуто при установке относительно невысоких грунтозацепов. Дальнейшее увеличение их высоты ведёт лишь к небольшому увеличению тяговых возможностей при одновременном существенном росте потерь энергии на качение. Такая конструкция колеса имела высокое сопротивление при бортовой схеме поворота, применявшейся на наших луноходах, так как грунт попадал внутрь обода, поэтому схема движителя была изменена (рис. 3.70). Обод 2 колеса «Лунохода» образован тремя титановыми кольцами, соединенными между собой титановыми грунтозацепами 3. Крайние облучи имеют несколько меньший диаметр, чем средний.

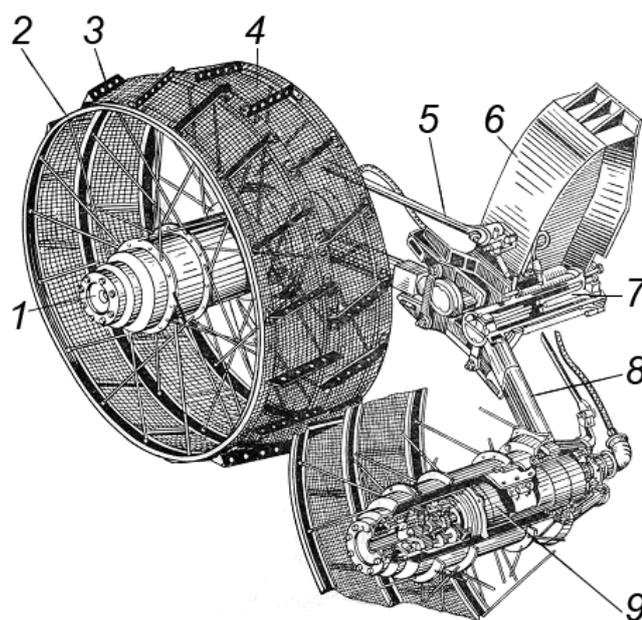


Рис. 3.70. Устройство мотор-колёс «Лунохода»:

1 – ступица колеса; 2 – обод; 3 – грунтозацепы; 4 – сетка; 5 – реактивный рычаг; 6 – кронштейн; 7 – торсион; 8 – балансирующий рычаг; 9 – силовой привод

Таким образом, на твёрдой поверхности обод колеса имеет практически точечный контакт, однако на мягких грунтах в формировании колеи участвуют и периферийные части обода – благодаря деформации грунта под средним обручем. Каждый обод соединен стальными спицами с алюминиевой ступицей 1. Наружная поверхность обручей обшита стальной сеткой 4. Данная конструктивная схема соответствует требованиям, предъявляемым к движителю, как при прямолинейном движении, так и бортовом повороте, когда колёса проскальзывают в поперечном направлении.

Свободное пространство во внутренней полости колеса способствует быстрому очищению его от грунта при повороте или увеличении глубины колеи при буксовании. Не создают больших сопротивлений в поперечном направлении и тонкие грунтозацепы, закреплённые на обручах под углом менее чем  $20^\circ$  к средней плоскости колеса. Однако для поглощения энергии удара при большой скорости движения энергоёмкость колёс недостаточна. Возможными вариантами решения задачи по поглощению энергии удара являются либо применение упругой шины (рис. 3.71), выполненной, например, из металлической сетки, либо использование систем внутреннего подрессоривания жёсткого обода (рис. 3.72).

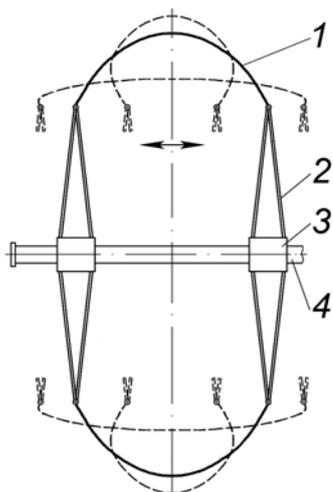


Рис. 3.71. Схема металлоупругого колеса с изменяемой геометрией: 1 – упругая оболочка; 2 – спицы; 3 – ступица; 4 – ось колеса

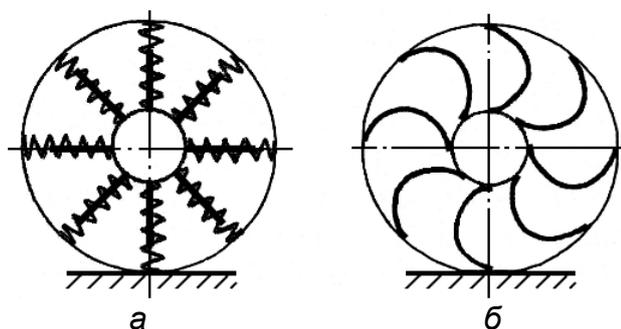


Рис. 3.72. Металлоупругие колёса с внутренним подрессориванием: а – с радиальной деформацией упругих элементов; б – с радиальной и тангенциальной податливостью упругих элементов

При передвижении по поверхности других планет оказалось необходимым изменять давление от движителя на грунт. Для этого предлагается обод колеса 1 (см. рис. 3.71) выполнить в виде упругой оболочки переплетённых между собой под углом чуть менее  $15^\circ$  к её меридиану проволок из пружинной стали. Концы проволок оболочки закручены в кольца и через переходные стальные вставки шарнирно закреплены на ободах.

Для увеличения фактической, опорной поверхности контакта на упругую несущую оболочку одета внешняя оболочка с более тонкой сеткой из нержавеющей стали и мелкой ячейкой, которая жёстко крепится к ободам. Оси проволок внешней оболочки параллельны осям проволок упругой оболочки.

Для обеспечения оптимальных тягово-сцепных характеристик при движении планетохода, например, по твёрдой поверхности боковины колеса сдвигаются к его диаметральной плоскости, а на грунте с низкой несущей способностью раздвигаются на максимальную ширину.

Но данная конструкция оболочки подобно «лысой» покрышке мало приспособлена для создания значительных тяговых усилий. Более удачными для луноходов с этой точки зрения выглядят колеса с внутренним подрессориванием. Например, перспективный китайский луноход (рис. 3.73, а) будет оснащён колёсами по схеме, отработанной в нашей стране (см. рис. 3.72, б).

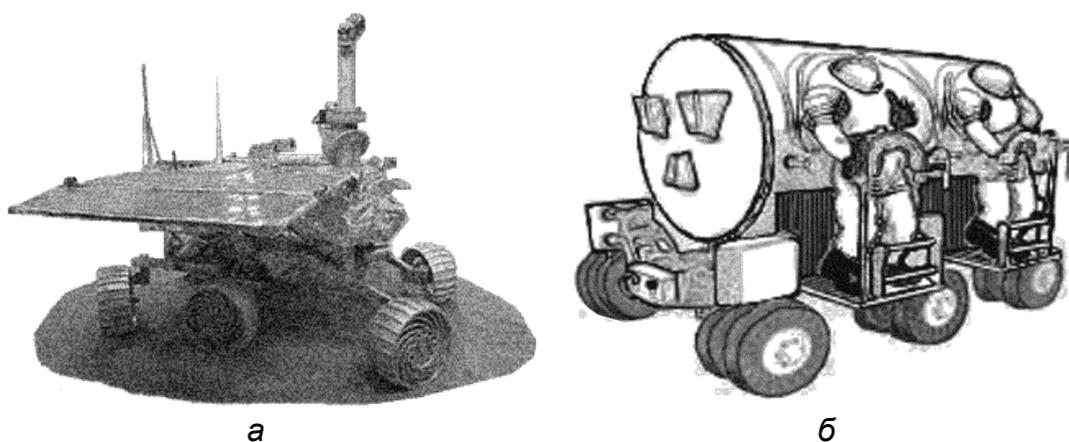


Рис. 3.73. Ходовые макеты зарубежных луноходов:  
а – китайского; б – американского

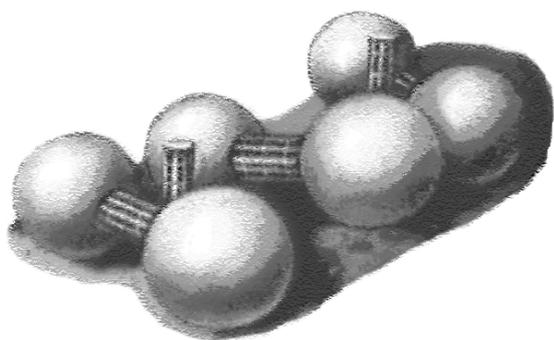


Рис. 3.74. Луноход на сферах

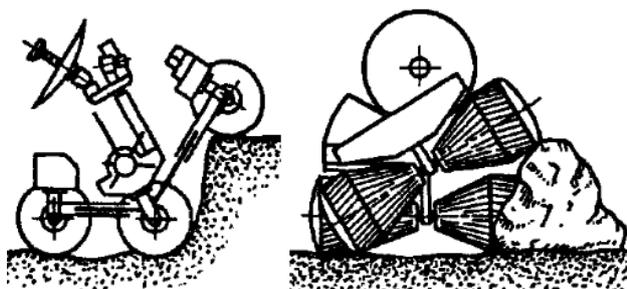


Рис. 3.75. Марсоход ВНИИТрансмаша

Обращает на себя внимание закрепление скафандров американского лунохода снаружи корпуса аппарата (рис. 3.73, б). По мнению разработчиков, при таком их креплении астронавты смогут забраться внутрь скафандров (через люки, сделанные в спинах) и отстыковаться от корпуса лунохода всего за 10 минут.

В США предпринимались попытки создать луноходы на сферах вместо колёс и с подвижной связью между секциями (рис. 3.74), но их проходимость улучшилась незначительно, поэтому данная схема не вышла из стадии проекта. В рамках советской марсианской программы во ВНИИТрансмаше также сделали аппарат с шарнирно-сочленёнными звеньями, однако вместо сфер в нём использовались колёса конической формы с грунтозацепами. Данный образец показал очень высокую проходимость (рис. 3.75) и был по достоинству оценён в научном мире. Поэтому в честь создателя большинства наших планетоходов А.Л. Кемурджиана в 1997 году назвали малую планету.

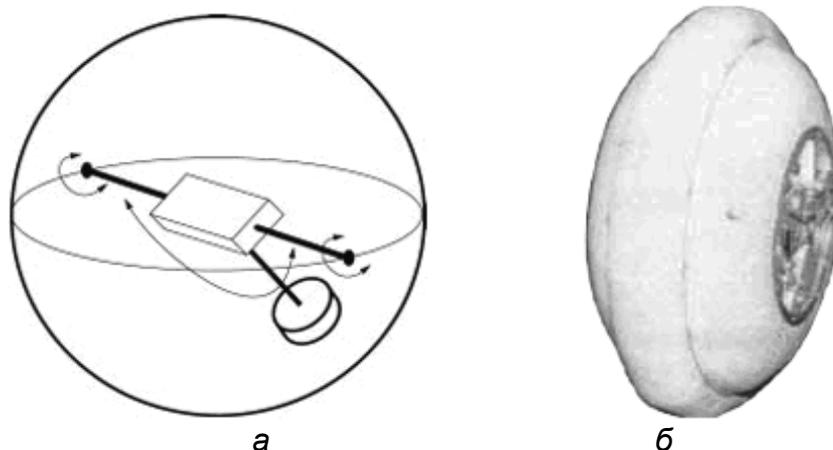


Рис. 3.76. Самоходные моноколёсные движители:  
 а – устройство самоходного шара фирмы Rotundus; б – робот-колесо Gyrover

Для самоходного шара (рис. 3.76, а) шведской фирмы Rotundus применяется один из двух главных принципов движения, с помощью которых можно заставить такой мяч самостоятельно катиться, а именно за счёт перемещения центра тяжести.

Шар приводится в движение маятником, установленным внутри сферического кожуха на горизонтальном валу. Когда электродвигатель раскачивает маятник вперёд, то подобное смещение маятника толкает робота в том же направлении. Аналогичные процессы происходят при качании вправо-влево. Скорость «мяча» может достигать 25...30 км/ч. Однако такие роботы не годятся для использования на сильно пересечённой местности или в здании (например, для подъёма вверх по лестнице).

Робот-колесо, реализующий второй из возможных принципов привода самодвижущегося колеса (рис. 3.76, б), появился в 1999 году и получил название «Гировер» (Gyrover). Он представляет собой колесо с пневматической шиной, приводящееся в движение от электродвигателя маховиком (который заодно является стабилизирующим гироскопом) и вращающимся со скоростью 12 тысяч оборотов в минуту. Гироскоп размещён в вакуумной камере.

Первый «Гировер» имел хорошую стабильность, развивал скорость более 10 км/ч, в том числе по относительно грубым поверхностям, и мог въехать на горку крутизной в 45°. А пришедший ему на смену «Гировер II» неплохо показал себя также на воде.

К недостаткам конструкции можно отнести проблемы с управляемостью, чрезмерное энергопотребление, неадекватный вращающий момент и т.д. Тем не менее авторы «Гировера» пытались заинтересовать в своём проекте японцев и создать совместно с ними лунный робот (в виде 9-метрового надувного колеса).

### **3.12. Поисковые конструкции колёсных движителей**

Идею движителя в виде шара реализуют не только для будущих планетоходов, но и для развлечений. По схеме, применённой фирмой Rotundus для своего робота (шар передвигается, изме-

няя положение центра тяжести относительно точки опоры), в конце XX века в Новой Зеландии сделан зорб (рис. 3.77). По сути это две вставленные одна в другую сферы из ПВХ. Объём зорба составляет  $13 \text{ м}^3$ , диаметр внешней сферы 3,2 м, а внутренней – 1,8 м. Экстремал забирается во внутреннюю сферу через шлюз и привязывается к внутренней сфере ленточками.

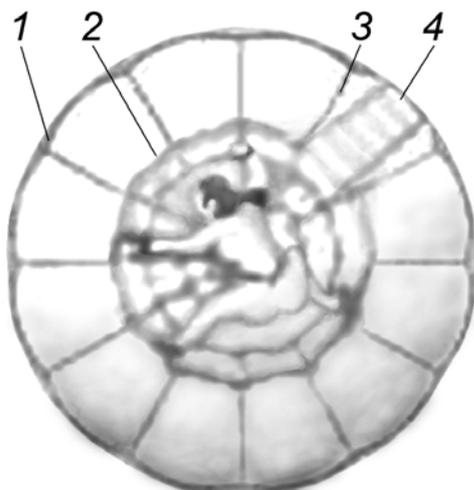


Рис. 3.77. Устройство зорба:  
1 – внешняя оболочка; 2 – внутренняя сфера; 3 – перемычка; 4 – шлюз

После этого зорб сталкивают с горы, и искатель острых ощущений может развить скорость в конце крутого спуска свыше 110 км/ч. От ссадин и ушибов его защищает 60...70-сантиметровая прослойка между сферами. При водном путешествии входной шлюз герметизируется, и зорб передвигается по воде за счёт усилий шагающего внутри него человека.

Известны колёса, эффективный радиус которых может быть увеличен за счёт деформации упругого обода посредством механизмов различного рода.

На рис. 3.78 показано колесо, состоящее из упругого металлического обода и жёсткой ступицы, которые связаны между собой двойными спицами (выполненными из гидроцилиндров).

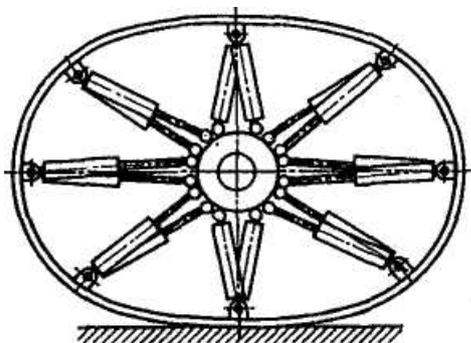


Рис. 3.78. Колесо с изменяемым эффективным радиусом

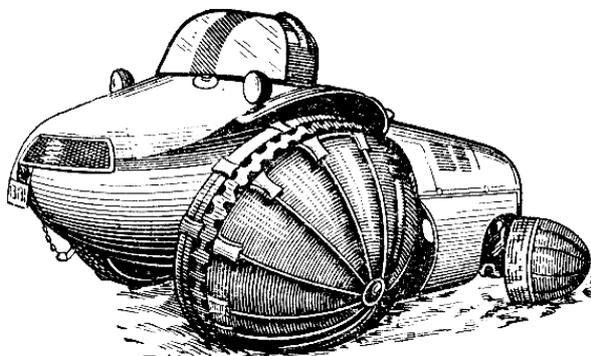


Рис. 3.79. Автомобиль «Рейно»

В зависимости от условий движения это позволяет увеличивать или уменьшать величину опорной поверхности, а также эффективный радиус колеса. К недостаткам такой конструкции можно отнести её сложность и недостаточную надёжность в тяжёлых условиях эксплуатации.

На американских разведывательных машинах «Рейно» (Норсорог) применялась достаточно оригинальная конструкция специальных колёсных движителей. Ведущее колесо (рис. 3.79) может стать коническим или полусферическим в зависимости от жёсткости рессоры и деформации. Оно имеет цилиндрический борт обода и изогнутую алюминиевую оболочку. Характерная черта конструкции состоит в том, что ось колеса может быть наклонена вниз так, что пригнутый обод касается поверхности без истирания. Угол наклона оси колеса зависит от геометрии вездехода. Несмотря на большую сложность и стоимость «Рейно», проходимость автомобиля оказалась сравнимой с обычными внедорожниками. По этой причине дальнейшие работы над данным проектом были прекращены.

Некруглые колёса (рис. 3.80) в 1959 г. впервые предложил американский инженер Альберт Сфредда.

Наиболее эффективными такие колёса оказались на болоте и в глубоком снегу, где они показали значительное увеличение тягового усилия с соизмеримыми круглыми колёсами. Чтобы сделать колесо некруглым, в опытных образцах ЗИЛа внутрь арочной шины устанавливались 4...5 синусоидальных профилей.

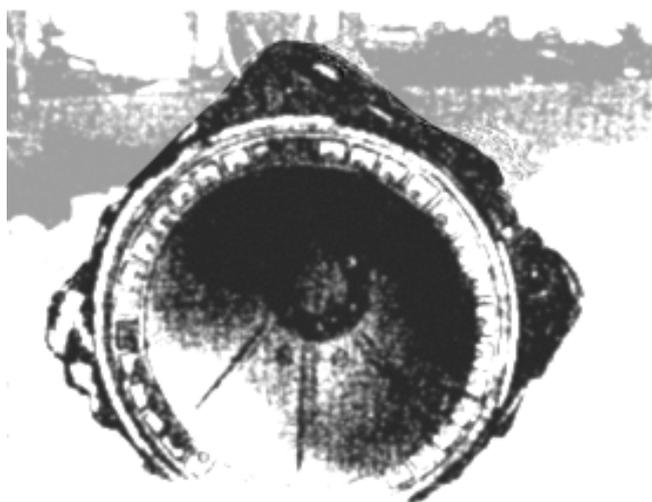


Рис. 3.80. Арочная шина в форме квадрата (после вакуумирования)

Как только возможности движения на шинах с обычным давлением были исчерпаны, из шин принудительно откачивался воздух, они сжимались, облекая установленные внутри колеса профили. Получалось многогранное колесо.

Если по борту машины установлены несколько таких колёс со сдвигом профилей по фазе, то поочерёдное воздействие «граней» каждого колеса на одну и ту же спрофилированную колесом неровность грунта вызывало эффект волнового движения массы грунта под колесом. Если же синусоиду заменить эвольвентой, то можно устранить скольжение поверхности колеса по поверхности грунта.

Разновидностью данной конструкции можно считать вариант в виде тонкостенной шины низкого давления, часть внутреннего объёма которой помимо воздуха занимает многолучевая звёздочка, а также жидкость. Выступы звёздочки служат зацепами за камни и другие неровности, а жидкость позволяет увеличить пятно контакта шины с грунтом и снизить положение центра тяжести машины.

К сожалению, помимо образования колеи многогранное колесо создаёт ещё и высокую концентрацию нормальных давлений при перекатывании колеса через ребро многогранника.

В последнее время в качестве одного из типов колёсных движителей для бездорожья испытывается тороид (рис. 3.81). Он представляет собой высокоэластичную пневмооболочку в форме тора под небольшим избыточным давлением. Расширение под воздействием давления воздуха оболочки тороида 1 ограничено системой подвергающихся только растягивающим усилиям гибких, нерастяжимых нитей 2, закреплённых на ступице 3, вращающейся вокруг оси тора.

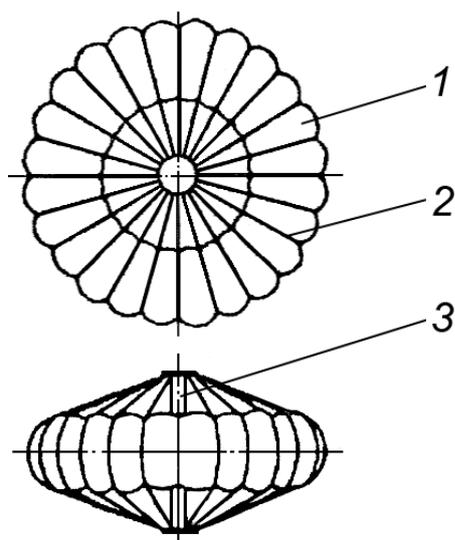


Рис. 3.81. Конструкция тороида: 1 – оболочка; 2 – нерастяжимые нити; 3 – ступица

Кинематически тороид принципиально отличается от колеса тем, что силы и моменты, прилагаемые к его оси, передаются грунту через верхнюю арку, а от неё через сжатый воздух, заполняющий тороид, – на поверхность контакта, форма и размеры которой будут определяться реакцией грунта. Другими словами, у тороида имеется важное свойство: он в отличие от всех применяемых движителей вообще не способен передавать нагрузки, превышающие несущую способность опорной поверхности.

Проведённые экспериментальные исследования физической модели тележки на тороидных движителях (по стандартным методикам и в соответствии с ГОСТами) дали обнадеживающие результаты. Кроме того, у созданного на тороидах вездехода «Тундра» на протяжении почти 2000 км пробеговых испытаний в условиях Севера по всем типам опорных оснований не было отмечено ни одного случая потери проходимости, хотя разработчиками машины такая цель ставилась. На большинстве грунтов коэффициент сцепления тороидного движителя превышал единицу, что позволило буксировать прицепы-волокуши. Случаев выхода из строя самих тороидов, проколов или обрывов спиц отмечено не было.

В настоящее время фирмой «Эйртрэкс» (Airtrax) создан ряд транспортно-перегрузочных средств, которые обладают хорошей управляемостью. Машина (рис. 3.82) имеет четыре ведущих колеса, которые не поворачиваются в плане. Подвеска у колёс отсутствует, а каждое из них вращается от собственного электромотора, расположенного внутри корпуса машины.

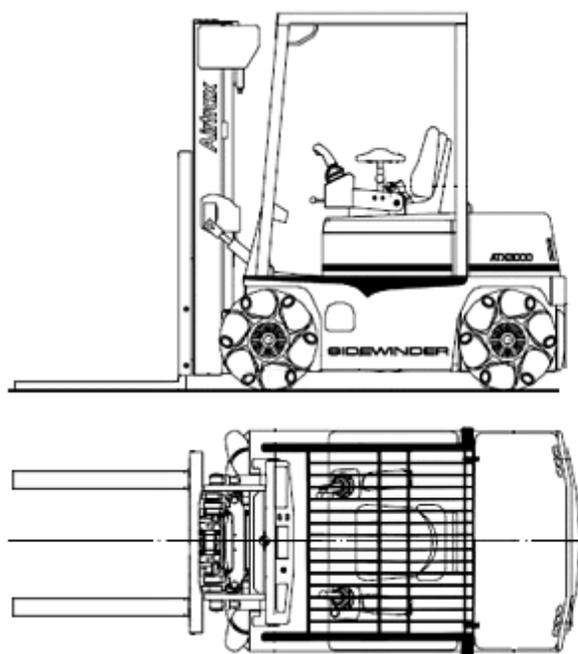


Рис. 3.82. Погрузчик Airtrax Sidewinder

Каждое колесо оснащено 12 роликами, покрытыми резиной или полиуретаном. Ролики сгруппированы попарно в шесть округлых "бочонков" и совершенно свободно вращаются на своих осях, которые наклонены как к оси колеса, так и к его плоскости. Оси роликов жёстко закреплены в похжей на звёздочку ступице колеса. Кривизна бочонков и углы наклона их осей рассчитаны таким образом, что огибающая ролики поверхность представляет собой окружность. Наклон осей роликов симметричен относительно продольной оси машины. Если все четыре колеса вращать в одну сторону – машина в ту сторону и поедет. Если бы ролики были соосны самому колесу – они просто проворачивались бы, и машина стояла на месте. Но они наклонены, причём справа и слева – симметрично. Так возникает своего рода упор. Если колёса разных бортов вращать в разные стороны, машина будет разворачиваться на месте по бортовой схеме поворота. Если переднее колесо (на рис. 3.82 оно слева) вращается против часовой, а заднее – по часовой стрелке, то силы от данных колёс, направленные вдоль машины, будут взаимно скомпенсированы. Но при этом проворачиваются ролики, находящиеся в контакте с опорной поверхностью. Поскольку они повернуты немного в стороны, то получающиеся в зоне контакта силы трения будут толкать погрузчик точно вбок, в рассматриваемом случае удаляя машину от наблюдателя. Вращая каждое из четырёх колёс с различной скоростью и в разной комбинации, можно заставить эту машину совершать абсолютно любое движение на плоскости. Какое-то из колёс при этом может и вовсе остаться неподвижным и просто скользить на своих свободно вращающихся роликах, если это нужно для разворота в нужную сторону.

Активное колесо Мишлен (Michelin Active Wheel) – это принципиально новая концепция целого узла автомобиля. Модуль Мишлен (рис. 3.83) представляет собой колесо, внутри обода которого установлены активная электрическая подвеска с электронным управлением, дисковые тормозные механизмы и электромотор, который может служить в качестве дополнительного тормоза.

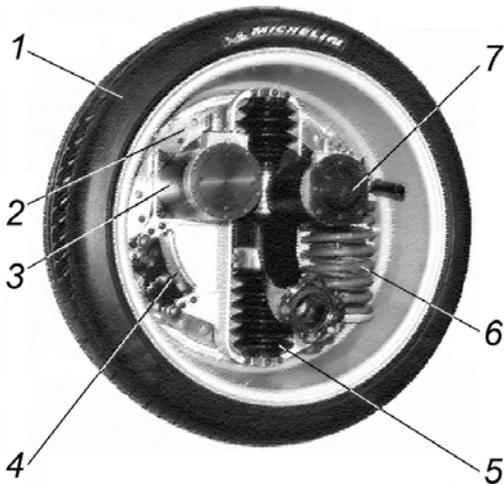


Рис. 3.83. Активное колесо Мишлен: 1 – шина с ободом; 2 – тормозной диск; 3 – силовой электродвигатель (30 кВт); 4 – суппорт дискового тормоза; 5 – активная электроподвеска; 6 – пружинная подвеска; 7 – двигатель электроподвески



Рис. 3.84. Дом-колесо перекачивается на новую стоянку

Использование активного колеса значительно облегчает машину, так как практически можно ликвидировать всю трансмиссию и обычную подвеску, в том числе включая стабилизаторы поперечной устойчивости.

И, наконец, о довольно необычном способе применения колёсных движителей. На рис. 3.84 показано перекачиваемое его хозяйкой мобильное жильё Snail Shell. Оно сделано в виде колеса (барабана) из твёрдого полиэтилена и может служить не только мобильным домом, но и плавсредством. Диаметр и высота сооружения примерно равны росту среднего человека. Оно имеет на крыше входной люк, пластиковое окно и ручной водяной насос, на полу толстый слой пенопласта, а наружные кромки цилиндра – обрешинены.

### Вопросы для самоконтроля

1. Какое физическое явление может произойти на поверхности шины при движении автомобиля с высокой скоростью; в чём его первопричина и опасность?
2. Какие колёса лучше других приспособлены для работы на рисовых и хлопковых полях?

3. В чём особенности конструкции протектора шины, предназначенной для движения по пескам?
4. Что произойдёт, если на твёрдом покрытии шину повышенной проходимости развернуть вершиной косой «ёлки» наоборот?
5. Для каких целей в шины заливают жидкость?
6. В чём преимущества и недостатки многоосных шасси?
7. Почему ограничивается предельно допустимая скорость движения шарнирно-сочленённых колёсных машин?
8. В чём опасность машин с осевыми схемами «1 – 1 – 1» и «1 – 2 – 1»?
9. Как заставить шар самостоятельно катиться?
10. Какое наиболее важное преимущество тороидов по сравнению с другими известными типами движителей?

### **Заключение**

В данном пособии рассмотрено применение колёсных движителей для наиболее известных специальных транспортных средств: вездеходов, сельхозмашин или транспортных средств с увеличенной защитой от внешних воздействий, а также перечислены меры по повышению эффективности машин в зависимости от условий их использования.

Ограниченный объём не позволил отразить всё многообразие возможных типов специальных транспортных средств. Например, в некоторых аттракционах, детских игрушках или самоходных роботах иногда применяются специфичные для данных конструкций колёсные движители. Колесо может также входить как неотъемлемая часть других типов движителей, например, в виде опорных катков – в гусеничных или как составляющий элемент более сложной структуры – в комбинированных движителях. Гусеничные и комбинированные движители, а также аппараты на воздушной подушке, шнекороторные, прыгающие, шагающие и другие типы ходовых систем специальных наземных транспортных средств будут рассмотрены во второй части данного учебного пособия.

## Литература

1. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей: монография / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Автоматические станции для изучения поверхностного покрова Луны / А.Л. Кемурджиан [и др.] – М.: Машиностроение, 1976. – 200 с.
3. Бабков, В.Ф. Основы грунтоведения и механики грунтов: учебник для вузов / В.Ф. Бабков, В.М. Безрук – М.: Высшая школа, 1976. – 328 с.
4. Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность – машина / М.Г. Беккер – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
5. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1976. – 284 с.
6. Кнороз, В.И. Шины и колёса / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
7. Куляшов, А.П. Экологичность двигателей транспортно-технологических машин / А.П. Куляшов, В.Е. Колотилин – М.: Машиностроение, 1993. – 288 с.
8. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: учебник для вузов / Г.М. Кутьков – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
9. Машиностроение: энциклопедия, том IV-15. Колёсные и гусеничные машины / под ред. В.Ф. Платонова, – М.: Машиностроение, 1997. – 688 с.
10. Пирковский, Ю.В. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси): учеб. пособие для вузов / Ю.В. Пирковский, С.Б. Шухман – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2001; Элит-2000, 2001. – 230 с.
11. Скотников, В.А. Проходимость машин / В.А. Скотников, А.В. Пономарев, А.В. Климанов – Минск: Наука и техника. 1982. – 328 с.
12. Тракторы, часть II. Теория: учеб. пособие для вузов / В.В. Гуськов – Минск: Высшэйшая школа, 1988. – 384 с.
13. Транспортные средства на высокоэластичных двигателях / Н.Ф. Бочаров [и др.] – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.

**Сергей Владимирович КОТОВИЧ**

**ДВИЖИТЕЛИ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ  
СРЕДСТВ  
Часть I**

Учебное пособие

Редактор Н.П. Лапина

Технический редактор Н.П. Лапина

Тем. план 2007, п. 30

---

Подписано к печати	01.10.2008г.	Формат 60x84/16
Печать офсетная	Усл. печ. л. 10,1	Уч.-изд. л. 8
Тираж 300 экз.	Заказ 362	Цена 80 руб.

---

Ротап rint МАДИ (ГТУ). 125319, Москва, Ленинградский проспект, 64