

# РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

*Председатель  
Л.А. ПУЧКОВ*

*чл.-корр. РАН*

*Зам. председателя  
Л.Х. ГИТИС*

*директор  
Издательства  
«Горная книга»*

*Члены редсовета  
А.А. БАРЯХ*

*директор ГИ УрО РАН*

*А.П. ДМИТРИЕВ*

*академик РАЕН*

*Д.Р. КАПЛУНОВ*

*чл. -корр. РАН*

*Б.А. КАРТОЗИЯ*

*академик РАЕН*

*А.В. КОРЧАК*

*академик МАН ВШ*

*М.В. КУРЛЕНЯ*

*академик РАН*

*В.Н. ОПАРИН*

*чл. -корр. РАН*

*В.Л. ПЕТРОВ*

*академик МАН ВШ*

*И.Ю. РАССКАЗОВ*

*директор ИГД ДВО РАН*

*К.Н. ТРУБЕЦКОЙ*

*академик РАН*

*В.А. ЧАНТУРИЯ*

*академик РАН*

*В.Л. ШКУРАТНИК*

*зав. кафедрой МГТУ*

**В.С. КВАГИНИДЗЕ  
Г.И. КОЗОВОЙ  
Ф.А. ЧАКВЕТАДЗЕ  
Ю.А. АНТОНОВ  
В.Б. КОРЕЦКИЙ**

**АВТОМОБИЛЬНЫЙ  
ТРАНСПОРТ  
НА КАРЬЕРАХ  
конструкции  
эксплуатация  
расчет**

*Допущено Учебно-методическим объединением  
вузов Российской Федерации по образованию  
в области горного дела в качестве учебного пособия  
для студентов высших учебных заведений,  
обучающихся по специальности «Открытые горные  
работы» направления подготовки «Горное дело»  
и по специальности «Горные машины и оборудование»  
направления подготовки «Технологические машины  
и оборудование»*



**МОСКВА**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО «ГОРНАЯ КНИГА»**



**2012**

УДК 622.271:629.3.083

ББК 39.335.4:33.22

К 32

*Книга соответствует «Гигиеническим требованиям к изданиям книжным для взрослых» СанПиН 1.2.1253-03, утвержденным Главным государственным санитарным врачом России 30 марта 2003 г. (ОСТ 29.124—94). Санитарно-эпидемиологическое заключение Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека № 77.99.60.953.Д.014367.12.11*

*Экспертиза проведена Учебно-методическим объединением высших учебных заведений Российской Федерации по образованию в области горного дела (письмо № 51-92/6 от 21.10.2008)*

**Р е ц е н з е н т ы:**

- проф., д-р техн. наук *А.М. Ишков* (зам. председателя президиума Якутского научного центра Сибирского отделения РАН);
- проф., д-р техн. наук *Б.Л. Герике* (Институт угля и углехимии Сибирского отделения РАН)

**Квагинидзе В.С., Козовой Г.И., Чакветадзе Ф.А., Антонов Ю.А.,  
Корецкий В.Б.**

К 32 Автомобильный транспорт на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет: Учебное пособие. — М.: Издательство «Горная книга», 2012. — 408 с.: ил. (БИБЛИОТЕКА ГОРНОГО ИНЖЕНЕРА)

ISBN 978-5-98672-231-3 (в пер.)

Описаны условия эксплуатации большегрузных автосамосвалов на карьерах. Приведены технические характеристики подвижного состава карьерного автотранспорта.

Рассмотрены устройство, монтаж большегрузных автосамосвалов, организация работы, схемы движения и маневров автотранспорта в карьере. Уделено внимание техническому обслуживанию и ремонту самосвалов.

Приведены расчеты карьерного автотранспорта (сил, действующих на автосамосвал при движении, тяговые и эксплуатационные расчеты и др.), функционального критерия автосамосвалов и расчет деталей машин.

Изложены меры безопасности при эксплуатации самосвалов.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Открытые горные работы» направления подготовки «Горное дело» и по специальности «Горные машины и оборудование» направления подготовки «Технологические машины и оборудование».

УДК 622.271:629.3.083

ББК 39.335.4:33.22

ISBN 978-5-98672-231-3



© В.С. Квагинидзе, Г.И. Козовой, Ф.А. Чакветадзе,  
Ю.А. Антонов, В.Б. Корецкий, 2011, 2012  
© Издательство «Горная книга», 2011, 2012  
© Дизайн книги. Издательство «Горная книга», 2011,  
2012

## **ВВЕДЕНИЕ**

Автомобильный транспорт находит все более широкое применение на карьерах. Удельный вес его по объему перевозок составляет 70–75% на добычных и 35–40% на вскрышных работах.

К достоинствам автомобильного транспорта относятся высокая маневренность, большие преодолеваемые уклоны (до 80–100‰ в грузовом и до 150‰ в порожняковом направлениях), малые радиусы поворота (15–25 м), высокая проходимость, автономность, отсутствие рельсовых путей, независимость эффективности транспортирования от физико-механических свойств перевозимых пород, быстрота окупаемости и др. Эти качества автомобильного транспорта позволяют значительно уменьшить расстояния транспортирования горной массы, снизить объемы горнокапитальных работ, ускорить строительство карьеров и оптимизировать режим горных работ в период их эксплуатации, повысить производительность экскаваторов, упростить организацию горных работ, снизить стоимость дорожных и отвальных работ.

Недостатки автотранспорта: высокая стоимость автомашин, их эксплуатации и ремонта; незначительные с точки зрения экономической эффективности расстояния транспортирования (4–5 км); жесткая зависимость эффективности работы от климатических условий и состояния автодорог; высокая себестоимость перевозок (в 5–6 раз выше, чем при железнодорожном транспорте); значительный рост стоимости перевозок с увеличением расстояния транспортирования; высокая энергоемкость; значительное пыле- и газо-выделение.

Генеральным направлением развития автомобильного транспорта на карьерах является увеличение общей грузо-

подъемности парка автосамосвалов без увеличения количества машин. Обновление парка машин на крупных и средних карьерах осуществляется посредством использования автосамосвалов с электромеханической трансмиссией грузоподъемностью 75—220 т, а в перспективе и машин грузоподъемностью 250—350 т, что существенно расширяет область применения автомобильного транспорта на открытых горных работах, повышает технико-экономические показатели его работы и производительности труда. Вместе с этим применение автосамосвалов особо большой грузоподъемности требует обеспечения высокой эффективности их использования, которая определяется экономичностью автомобиля, его производительностью, затратами на эксплуатацию и обеспечивается соответствием основных конструктивных параметров машин условиям эксплуатации.

# **ГЛАВА 1**

## **УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ НА КАРЬЕРАХ**



Условия эксплуатации автомобилей на карьерах, обуславливающие их производительность и затраты на эксплуатацию, относятся к разряду довольно тяжелых.

Исходя из причинно-следственной связи между горно-геологическими условиями месторождений, видом применяемых машин, дорожными, производственными и климатическими условиями можно выделить следующие четыре группы условий:

1. Условия, определяемые горно-техническими факторами: глубина карьера, расстояния транспортирования горной массы, протяженность наклонных участков пути на трассе, плотность перевозимой горной массы, крепость пород;

2. Условия, определяемые конструктивными параметрами транспортных средств и коммуникаций (дорожные факторы): средний и максимальный уклоны пути, коэффициент сопротивления качению (определяется типом дорожного покрытия), доля подъездных путей в общей протяженности трасс, число поворотов на трассе, средний и минимальный радиусы поворота, техническая скорость автомобиля;

3. Условия, определяемые структурой предприятия и организацией транспортного процесса: число автомобилей в автотранспортном предприятии, время пребывания автомобиля в наряде, коэффициент использования пробега, средний пробег автомобиля в парке (средний возраст парка);

4. Климатические условия, определяемые следующими показателями: максимальные плюсовые и минусовые температуры в районе карьера, максимальная скорость ветра, число дней в году с бурной ветровой деятельностью, число дней в году с отрицательными температурами, число дней в году со снежным покровом, число дней в году с туманами, количество осадков в году.

Глубина карьеров, эксплуатирующих автосамосвалы, составляет 130–150 м и более, расстояния транспортирования — 2,5–4 км при максимальном уклоне дороги 75–80‰ и в среднем пяти поворотах, протяженность участков с максимальным уклоном — 0,6–1 км, плотность транспортируемой горной массы — 1–3,8 т/м<sup>3</sup> при среднесуточном объеме перевозок до 20–35 тыс. м<sup>3</sup>. Более 55% карьерных автодорог имеют щебеночное и гравийное покрытия, менее 30% — асфальтобетонное и бетонное, остальные — без покрытий (скальный грунт). Около 15% автосамосвалов эксплуатируются в условиях нагорных карьеров.

По климатическим условиям, при эксплуатации автомобилей в карьерах, на территории нашей страны выделяют три зоны: северную (холодную с зимними температурами до  $-40 \div -70$  °С и продолжительностью зимы 180–300 дней), среднюю (умеренную) и южную (жаркую с летней температурой, достигающей  $+40 \div +50$  °С).

Более 60% автосамосвалов эксплуатируются в северных суровых климатических условиях. Сложность работы в холодной зоне обусловлена ограниченной видимостью в условиях полярной ночи, частых туманов, снегопадов, обледенением дорог и резким снеготаянием, необходимостью задалживания автосамосвалов на вывоз снега из карьера, трудностью запуска холодных двигателей, увеличением поломок (из-за сильного охлаждения смазок и технических жидкостей, хладноломкости металла, хрупкости резины и т. д.). При эксплуатации автосамосвалов в таких условиях требуется увеличение ширины автодорог и принятия специальных мер по борьбе с их обледенением в весенне-осенний период (посыпка дорог фрикционными материалами в смеси с поваренной солью, хлористым кальцием, хлористым магнием, использование различных химикатов, варианты применения тепловых методов и т. д.).

Приспособление конструкций машин к суровым климатическим условиям (северное исполнение) требует изготовления автомобилей из хладостойкого металла, употребления хладостойких резин, масел и жидкостей, различных

средств для облегчения пуска двигателя, подогрева топлива, герметизации и утепления кабин для снижения теплоотдачи в окружающую среду. В условиях плохой видимости находят применение противотуманные фары, специальное освещение дорог, контрастная (желто-черная) окраска машин. При видимости менее 20 м работа автомобильного транспорта прекращается.

Имеет свои особенности и эксплуатация автомобилей в условиях жаркого климата. При движении автомобиля в направлении ветра, при работе с повышенными нагрузками, на больших подъемах и т. д. двигатель перегревается, мощность уменьшается, расход топлива увеличивается. В этих условиях требуются специальные меры, повышающие интенсивность охлаждения двигателей, в том числе и специальная светлая окраска. В районах с жарким климатом в воздухе содержится большое количество пыли, особенно на внутрикарьерных автодорогах, не имеющих твердого покрытия. При интенсивном движении выделение пыли на песчаных грунтовых дорогах достигает 600—900 мг/м<sup>3</sup>. Усиленное пылеобразование ускоряет износ трущихся деталей автомобилей и особенно двигателей, что требует применения специальных фильтров, специальной обработки дорог.

Работа автосамосвалов на карьерах характеризуется значительными ударными нагрузками, возникающими при падении с высоты горной массы с включением крупных кусков (при загрузке автосамосвалов мощными экскаваторами) на основные несущие конструкции (кузов, раму, рессоры, шины и др.); движением машин в грузовом направлении в подъем; сильной засоренностью воздуха абразивными частицами; резкими колебаниями температуры и др.

Большое значение при эксплуатации большегрузных машин имеет качество дорог. Низкое качество дорог не только уменьшает срок службы машин, но и не позволяет достигать высоких скоростей движения, снижая производительность автосамосвалов. Особо следует отметить и такие параметры, как ширина дороги и радиус поворота,

резко снижающие безопасность и скорость движения машин при несоответствии расчетным значениям. Таким образом, качество строительства и содержания, а также параметры карьерных дорог в большой степени определяют технико-экономические показатели эксплуатации автотранспорта.

Опыт эксплуатации большегрузных автосамосвалов, в различных климатических зонах показывает, что коэффициент технической готовности машин не превышает 0,7. Это объясняется как недостаточной надежностью самих машин, так и несоответствием условий эксплуатации.

## **ГЛАВА 2**

# **ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА**



На открытых горных работах для перевозки горной массы в основном применяют большегрузные карьерные автосамосвалы из-за их высокой маневренности, устойчивости, проходимости, способности преодолевать большие затяжные подъемы и разгружаться в короткие промежутки времени. Применяют также автопоезда, состоящие из тягача с полуприцепами или с прицепами.

На карьерах России используют автосамосвалы отечественного (БелАЗ-540А, БелАЗ-7540, БелАЗ-7526, БелАЗ-548А, БелАЗ-7548, БелАЗ-7527, БелАЗ-7509, БелАЗ-7591, БелАЗ-7519, БелАЗ-7515/145, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199, БелАЗ-7512, БелАЗ-75131, БелАЗ-7521, БелАЗ-75213/14/15/16, БелАЗ-75202, БелАЗ-75304, БелАЗ-75306 и др.) и зарубежного (Юнит-Риг М120, Юнит-Риг М200, Комацу НД-1200, Юклид R170, Катерпиллар Cat 789, Дрессер 830Е и др.) производства с вместимостью платформы 15—110 м<sup>3</sup> грузоподъемностью 27—240 т.

Автомобили грузоподъемностью до 25 т, выпускают Минский (МАЗ-5549), Кременчугский (КрАЗ-6505) и Могилевский (МоАЗ-7505) автомобильные заводы. Семейства карьерных автосамосвалов грузоподъемностью более 27 т выпускает Белорусский автомобильный завод.

**Автосамосвалом** называют автомобиль, имеющий мощную раму и расположенный на ней кузов, который разгружается опрокидыванием назад (или набок).

**Автопоезд** представляет собой тягач с одним или несколькими полуприцепами или прицепами, разгружающимися через дно, опрокидыванием назад или набок.

Современные карьерные самосвалы оборудуют дизельными двигателями и механической, гидромеханической или электромеханической трансмиссией.

В соответствии с отечественным и зарубежным опытом автомобилестроения автосамосвалы с механической

передачей эффективны по тягово-динамическим свойствам при грузоподъемности до 15–20 т. При грузоподъемности 20–60 т целесообразна гидромеханическая передача, а при грузоподъемности 60 т и более — электромеханическая. В настоящее время граница применения гидромеханической трансмиссии несколько сдвинулась в направлении повышения грузоподъемности.

Основными параметрами карьерных автомобилей являются грузоподъемность, собственная масса машины, мощность двигателя, колесная формула, объем кузова, габариты и др.

**Грузоподъемность** — наибольшая допустимая к перевозке автомобилем масса груза, т.

**Масса тары**, т — собственная масса машины.

**Коэффициент тары** (технический) — представляет собой отношение массы тары к грузоподъемности; для автосамосвалов грузоподъемностью до 25 т составляет 0,9–0,95; 27–42 т — 0,70–0,78; 75 т — 0,90; 105–110 т — 0,77–0,80; 170–180 т — 0,80–0,93.

**Мощность двигателя**, кВт, определяет тягово-эксплуатационные свойства автомобиля и должна быть согласована с его грузоподъемностью, конструктивной скоростью и типом трансмиссии.

В рабочем режиме мощность двигателя реализуется в полной мере, как правило, только на одном участке — при движении груженого автомобиля на подъем. На остальных участках скорость определяется практически только дорожными условиями и безопасностью движения. Рациональная величина мощности карьерных автомобилей устанавливается путем технико-экономического сравнения, так как увеличение мощности обуславливает повышение скорости движения, а следовательно, и производительности, но увеличивает стоимость автомобиля и расход топлива.

**Удельная мощность** (мощность, отнесенная к массе груженого автомобиля) для машин грузоподъемностью 27–40 т составляет 5,5–6,2 кВт/т, а 75–180 т — 4,8–5,1 кВт/т.

**Колесная формула** — представляет собой цифровое обозначение общего числа колес автомобиля (первая цифра) и число ведущих колес (вторая цифра).

Для карьерных автосамосвалов характерны колесные формулы —  $4 \times 2$ ,  $4 \times 4$ ,  $6 \times 4$ , для автопоездов с прицепами —  $6 \times 4$  и  $6 \times 2$ .

Колесная формула определяет сцепную массу автомобиля, то есть массу, приходящуюся на ведущие колеса. Величина коэффициента сцепной массы для автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$ ,  $4 \times 4$ ,  $6 \times 2$ ,  $6 \times 4$  составляет соответственно 0,65; 1,0; 0,4; 0,7.

**Вместимость кузова автомобиля**,  $\text{м}^3$ , должна быть подобрана таким образом, чтобы при нормальной загрузке его грузоподъемность была полностью использована

$$q = V_{\phi} \gamma_p,$$

где  $V_{\phi}$  — фактический объем транспортируемой горной массы в кузове,  $\text{м}^3$ ;  $\gamma_p$  — насыпная плотность транспортируемой горной массы,  $\text{т}/\text{м}^3$ .

Фактический объем горной массы в кузове определяется его геометрической вместимостью и коэффициентом наполнения:

$$V_{\phi} = V_{\Gamma} k_n,$$

где  $V_{\Gamma}$  — геометрическая вместимость кузова,  $\text{м}^3$ ;  $k_n$  — коэффициент наполнения кузова.

Коэффициент наполнения зависит от формы кузова и составляет для карьерных самосвалов не более 1,2—1,3;

$$V_{\Gamma} = q k_p / (\gamma_p k_n).$$

**Габаритами автомобиля**, мм, являются следующие размеры: полная длина, ширина, высота по козырьку кузова, высота с поднятым кузовом, погрузочная высота и база автомобиля.

Технические характеристики большегрузных карьерных автосамосвалов и автопоездов приведены в табл. 2.1—2.9.

Таблица 2.1

**Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с гидромеханической передачей грузоподъемностью 30 т**

Основные параметры	Марка автосамосвала					
	75404	7540А	7540В	75406	7540Д	7540Е
Грузоподъемность, т	30					
Двигатель	ТМЗ-8424.10-07	ЯМЗ-240ПМ2	ЯМЗ-240М2-1	ЯМЗ-240ПМ2	DEUNZ BF 8M 1015	ЯМЗ-240М2
Мощность, кВт	312,5	309	265	309	290	265
Трансмиссия	ГМП (5+2)					
Шины	18.00-25					
Максимальная скорость, км/ч	50					
Радиус поворота, м	8,7					
Масса, т	22,5					
Габариты, мм	7110×4460×3390					
Вместимость кузова геометрическая (с шпкой), м <sup>3</sup>	15 (18,5)					
	15 (19)					7160×4620×3900 24,5 (28)

Таблица 2.2

**Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с гидромеханической передачей грузоподъемностью 42 и 45 т**

Основные параметры	Марка автосамосвала							
	75481	75483	7548А	7548Д	7547	75471	75473	7547D
Грузоподъемность, т	42							
Двигатель	ЯМЗ-8401.10-06	КТА-19С	ЯМЗ-240НМ2	DEUNZ BF 8M 1015C	ЯМЗ-240НМ2	ЯМЗ-8401.10-06	КТА-19С	DEUNZ BF 8M 1015C
Мощность, кВт	405	448	368	400	368	405	448	400
Трансмиссия	ГМП (5+2)							
Шины	21.00-33							
Максимальная скорость, км/ч	50							
Радиус поворота, м	10,2							
Масса, т	30							
Габариты, мм	8090×4400×4280							
Вместимость кузова геометрическая (с шанкой), м <sup>3</sup>	21 (26)							
	8090×4620×4390							
	19 (26)							
	21.0035							
	32,3							

Таблица 2.3

**Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с гидромеханической передачей грузоподъемностью 55 т**

Основные параметры	Марка автосамосвала	
	7555А	7555В
Грузоподъемность, т	55	
Двигатель	ЯМЗ-845.10	КАТ-19С
Мощность, кВт	537	515
Трансмиссия	ГМП (6+1)	
Шины	24.00—35	
Максимальная скорость, км/ч	55	
Радиус поворота, м	9	
Масса, т	40,5	40,2
Габариты, мм	8890 × 5240 × 4610	
Вместимость кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	25 (34,2)	
Вместимость углевозного кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	49 (56)	

Таблица 2.4

**Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с электромеханической передачей грузоподъемностью 75 и 80 т**

Основные параметры	Марка автосамосвала		
	7509	75091	75491
Грузоподъемность, т	75		
Двигатель	6ДМ-21А	8РАЧ-185	КТА-38С
Мощность, кВт	772	809	750
Мощность генератора, кВт	630		
Мощность эл. двигателя, кВт	360		
Шины	27.00-49		
Максимальная скорость, км/ч	50		
Радиус поворота, м	10,5		
Масса, т	67,48	67,68	72,5
Габариты, мм	10250×5360×4790		
Вместимость кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	35 (46)		
Вместимость углевозного кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	—	—	59,7 (74)

Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с электромеханической передачей грузоподъемностью 105—120 т

Основные параметры	Марка автосамосвала						
	7519	75191	75199	7512	7514	75141	75145
Грузоподъемность, т	110		105		120		
Двигатель	8ДМ-21А		8РАЧ-185	8ДМ-21АМ		8РАЧ-185М2	КТА-38С
Мощность, кВт	956		809	956		882	
Мощность генератора, кВт		630			800		
Мощность эл. двигателя, кВт				360			
Шины				33.00—51		33.00—51	
Максимальная скорость, км/ч				45			
Радиус поворота, м						13	
Масса, т	85	85,5	90			95	
Габариты, мм	1125×6100×5130		11700×6980×5700	1125×6100×5280	11380×6140×5580		
Вместимость кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	41 (56)		—	47 (62)		47 (61)	
Вместимость углевозного кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	—	—	82	—		90 (110)	

Таблица 2.6

**Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с электромеханической передачей грузоподъемностью 130 т**

Основные параметры	Марка автосамосвала	
	75131	75132
Грузоподъемность, т	130	
Двигатель	КТА-50	8ДМ-21 АМС
Мощность, кВт	1176	1103
Мощность генератора, кВт	800	
Мощность эл. двигателя, кВт	420	
Шины	33.00-R51	
Максимальная скорость, км/ч	45	
Радиус поворота, м	13	
Масса, т	105	
Габариты, мм	11500×6900×5720	
Вместимость кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	51 (74)	

Таблица 2.7

**Технические характеристики автосамосвалов «БелАЗ» с электромеханической передачей грузоподъемностью 180—200 т**

Основные параметры	Марка автосамосвала							
	7521	75213	75214	75215	75216	75202	75303	
Грузоподъемность, т	12ДМ-21А	180	12ЧН1А26/26	190	200			
Двигатель				16V-149T1B	12ДМ-21АМ			
Мощность, кВт		1691		1641	1756			
Мощность генератора, кВт			1400					
Мощность эл. двигателя, кВт		560		590	560			
Шины			40,00—57					
Максимальная скорость, км/ч			40					
Радиус поворота, м		16				15	15	
Масса, т	145	157	163	162	143	152,7		
Габариты, мм	1358×7640×6100	14575×7700×6375	14580×7780×6460	13280×7780×6580	13400×7780×6520			
Вместимость кузова геометрическая (с шапкой), м <sup>3</sup>	80(108)	84(110)	85(115)	80(114)				

Таблица 2.8

## Технические характеристики автосамосвалов зарубежного производства

Основные параметры	Марка автосамосвала					
	Юнит-Риг M120	Комаци HD1200	Юклид R170	Катерпиллар Cat798	Юнит-Риг M200	Дрессер 830E
Грузоподъемность, т	108	120	154	154	180	218
Мощность двигателя, кВт	883	883	1194	1340	1820	1641
Шины	30.00-51	33.00-51	36.00-51	36.00-51	40.00-57	40.00-57
Радиус поворота, м	9,45	9,5	12,5	12,5	16,4	14,2
Масса, т	63	85	101	134	144	149
Габариты, мм	9980×52 30×5310	10980×65 50×5510	11900×66 50×5690	12100×6930×5610	14630×7800×6450	13500×7300×6900
Вместимость кузова геометрическая, м <sup>3</sup>	42	46	54	55	84	92,5

Таблица 2.9

## Технические характеристики автопоездов

Основные параметры	Марка автосамосвала	
	БелАЗ-7425-9490	БелАЗ-7420-2190
Грузоподъемность, т	65	120
Мощность двигателя, кВт	367	955
Шины	21.00-33	27.00-49
Радиус поворота, м	10	15
Масса, т	42,8	106
Габариты, мм	12465×3770×4400	20130×5360×4450
Вместимость кузова геометрическая, м <sup>3</sup>	59	112,5
Максимальная скорость, км/ч		50

## **ГЛАВА 3**

# **УСТРОЙСТВО БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ**



## ДВИГАТЕЛЬ

Источником механической энергии, приводящим автомобиль в движение является **двигатель**. На карьерных автосамосвалах, как правило, применяются дизельные двигатели внутреннего сгорания, работающие на тяжелом жидком (дизельном) топливе.

В *дизельных двигателях внутреннего сгорания* воспламенение смеси воздуха и топлива происходит вследствие повышения температуры при ее сжатии. Степень сжатия рабочей смеси в дизельных двигателях принимают от 16 до 20. На отечественных автосамосвалах применяют четырехтактные 6-, 8- и 12-цилиндровые двигатели с V-образным расположением рабочих цилиндров и с частотой вращения коленчатого вала 1500—2000 мин<sup>-1</sup>. Рабочий ход одновременно совершается в одном, двух или трех цилиндрах, в то время как в остальных выполняются другие такты цикла.

Работа, совершаемая двигателем внутреннего сгорания, зависит от размеров цилиндра, их числа и от количества одновременно впрыскиваемого топлива и засасываемого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива. Для повышения мощности дизеля при тех же размерах и числе цилиндров используют наддув, т. е. подачу воздуха в цилиндры под давлением, создаваемым центробежным компрессором. При этом мощность дизеля возрастает на 40—50%, а удельный расход топлива снижается на 10÷20%. Мощность дизеля зависит также от температуры воздуха и атмосферного давления, т.к. они влияют на температуру охлаждающей жидкости, вязкость топлива и смазочных масел.

Мощность, развиваемая дизелем, уменьшается с повышением температуры (из-за повышения температуры охлаждающей жидкости) и с понижением давления (из-за

недостаточной зарядки цилиндров воздухом и ухудшения охлаждения).

Так, при повышении температуры от  $-15^{\circ}$  до  $+45^{\circ}$  C мощность снижается на 7–9%, а при эксплуатации самосвала в горных местностях снижение мощности на 6% происходит при разности отметок 1000 м.

Дизельные двигатели достаточно экономичны и работают на дешевом топливе, поэтому несмотря на относительную сложность являются предпочтительными для карьерных автосамосвалов.

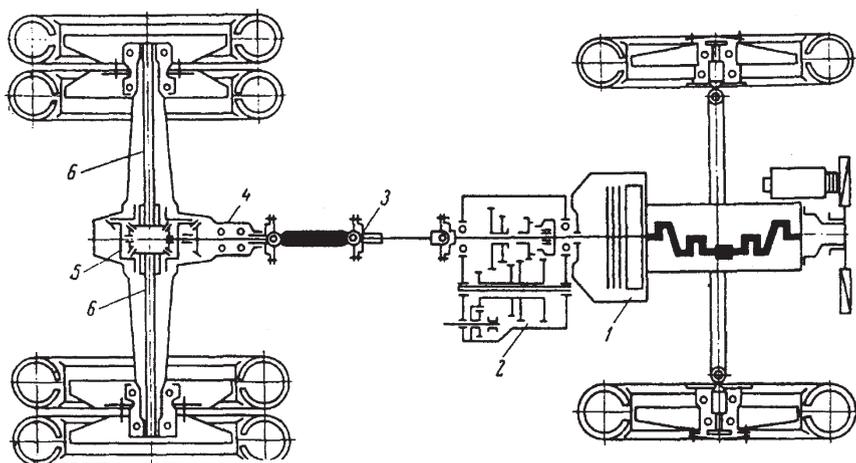
Для машин большой грузоподъемности потребуются мощные дизели при незначительном увеличении их массы. С этой целью необходимо повышение частоты вращения коленчатого вала и давления турбонаддува.

Ведутся работы по созданию газотурбинных двигателей (ГТД) для самосвалов особо большой грузоподъемности. ГТД обладают высокой надежностью, в четыре раза большим ресурсом, меньшими размерами и массой, чем соответствующие дизельные двигатели, способны работать на любом виде топлива, имеют хорошие пусковые качества при низких температурах (до  $-50^{\circ}$  C). Вместе с тем они дороги (затраты на ГТД в 1,5 раза больше, чем на дизельный двигатель) и имеют низкий коэффициент полезного действия (0,25).

## ТРАНСМИССИЯ

Система механизмов автосамосвала, служащая для передачи вращающего момента от коленчатого вала дизеля к ведущим колесам, называется **трансмиссией**. Различают механические, гидромеханические и электромеханические трансмиссии.

**Механическая трансмиссия** наиболее эффективна при грузоподъемностях не превышающих 15–20 т. Основной недостаток механической трансмиссии — необходимость ручного переключения передач. Такая трансмиссия предусмотрена на автосамосвалах МАЗ-5549 и КрАЗ-6505.



**Рис. 3.1. Кинематическая схема механической трансмиссии автосамосвала**

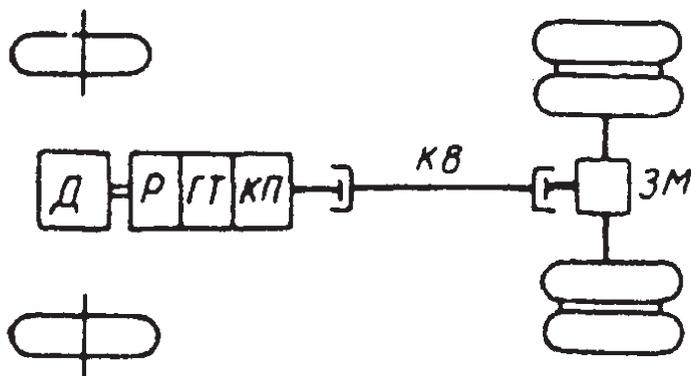
От сцепления 1 (рис. 3.1) крутящий момент подводится к коробке передач 2. От коробки передач момент передается к карданной передаче 3, состоящей из карданного вала и двух карданов. Далее момент подводится к главной передаче 4, расположенной в картере задней оси. С помощью этой передачи и дифференциала 5 момент передается к двум полуосям 6, на концах которых закреплены ведущие колеса автомобиля.

**Гидромеханическая трансмиссия** (рис. 3.2) состоит из гидромеханической передачи (согласующий редуктор, гидротрансформатор — гидравлический редуктор, механическая коробка передач и тормоз-замедлитель), карданной передачи и передачи заднего моста.

Гидромеханическая трансмиссия позволяет рационально использовать мощность двигателя, обладает высокими преобразующими качествами, способствует повышению долговечности агрегатов и существенно облегчает управление автосамосвалом.

Гидромеханическая передача устанавливается на раме автосамосвала на резиновых амортизаторах.

Согласующий редуктор гидромеханической передачи предусматривается для приведения в соответствие характеристик двигателя и гидротрансформатора.



**Рис. 3.2. Схема гидромеханической трансмиссии:**

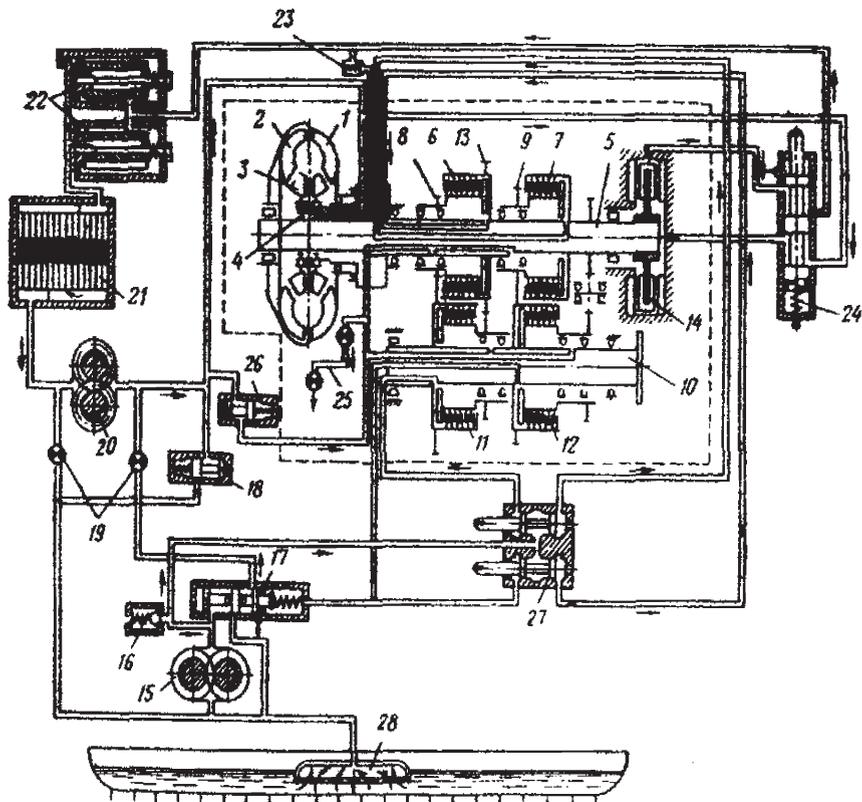
*Д* – двигатель; *Р* – согласующий редуктор; *ГТ* – гидротрансформатор; *КП* – коробка передач; *КВ* – карданный вал; *ЗМ* – задний мост

Гидротрансформатор служит для автоматического и бесступенчатого изменения крутящего момента, передаваемого от двигателя, в соответствии с изменениями нагрузки на ведомом валу.

Гидротрансформатор (рис. 3.3) состоит из насосного колеса 1, турбинного колеса 2, двух реакторов 3 и двух муфт 4 свободного хода. Насосное колесо жестко связано с ведущим валом коробки передач. Насосное, турбинное и реакторные колеса образуют кольцевую рабочую полость гидротрансформатора, заполненную маслом под давлением 0,35–0,45 МПа.

Пройдя лопатки второго реактора, масло поступает к лопаткам насосного колеса, увлекается ими и под действием центробежных сил отбрасывается к периферии, попадая на лопатки турбинного колеса. Пройдя последние, поток масла попадает в зависимости от режима гидротрансформатора на вогнутые или выпуклые стороны лопаток реакторов.

Реакторы установлены на муфтах свободного хода и могут свободно вращаться в сторону вращения насосного и турбинного колес, при противоположном вращении происходит заклинивание муфт свободного хода и реакторы останавливаются.



**Рис. 3.3. Кинематическая схема гидромеханической передачи (обведена пунктиром) с гидравлической системой:**

1 — колесо насоса; 2 — колесо турбины; 3 — реакторы; 4 — муфты свободного хода; 5 — ведущий вал коробки передач; 6 — фрикцион первой передачи; 7 — фрикцион второй передачи; 8 — ведущая шестерня первой передачи; 9 — ведущая шестерня второй передачи; 10 — ведомый вал; 11 — фрикцион третьей передачи; 12 — фрикцион заднего хода; 13 — ведущая шестерня третьей передачи; 14 — тормоз-замедлитель; 15 — главный насос; 16 — предохранительный клапан; 17 — редукционный клапан; 18 — клапан гидротрансформатора; 19 — дроссели; 20 — насос гидротрансформатора; 21 — радиатор; 22 — фильтры; 23 — обратный клапан; 24 — клапан включения тормоза-замедлителя; 25 — магистраль смазки согласующего редуктора; 26 — клапан смазки; 27 — золотники переключения передач; 28 — маслоприемник

Гидротрансформатор может работать в двух режимах:

1. В режиме гидротрансформатора (оба или один реактор заклинены, момент на турбинном колесе  $M_T$  больше, чем на насосном  $M_H$ );

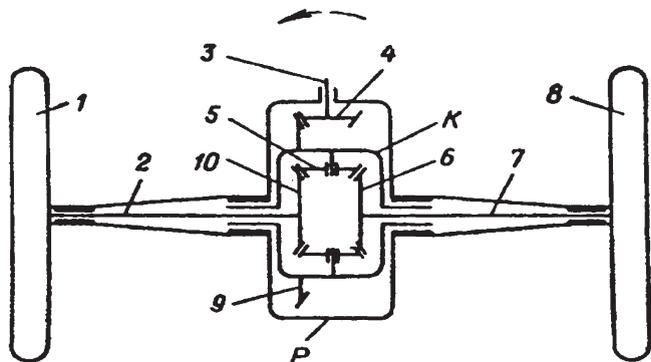
2. В режиме гидромукфты (реакторы расклинены и увеличения крутящего момента не происходит). При движении по дороге с большим сопротивлением или при трогании частота вращения турбинного колеса значительно меньше частоты вращения насосного колеса.

Поток масла, выходя из турбинного колеса, попадает на вогнутую часть лопаток реакторов и заклинивает их. Суммарная сила действия потока на лопатки турбины при этом будет равна силе, передаваемой через жидкость насосным колесом, и силе реакции взаимодействия потока с лопатками неподвижного реактора, так как турбина развивает максимальный момент. Максимальный коэффициент трансформации гидротрансформатора, представляющий собой отношение  $M_T/M_H$ , составляет 3,5.

С увеличением частоты вращения турбинного колеса уменьшается крутящий момент, создаваемый турбиной. В этом случае поток жидкости будет оказывать давление на обратную (выпуклую) сторону лопаток реактора, что расклинит сначала первый реактор, а затем второй — гидротрансформатор перейдет в режим гидромукфты.

Момент с турбинного колеса передается на ведущий (турбинный) вал 5 коробки передач, на котором расположены фрикционы первой и второй передачи 6 и 7, а также ведущие шестерни 8, 9 и 13. На ведомом валу 10 расположены фрикционы третьей передачи 11 и заднего хода 12, а также ведомые шестерни. Включение передач производится путем блокировки шестерен с валом при помощи фрикционов, представляющих собой многодисковую муфту.

Все гидромеханические передачи оборудуются гидродинамическим тормозом-замедлителем 14 лопастного типа. Тормозной эффект гидрозамедлителя возникает при заполнении рабочей полости маслом, поступающим из гидравлической системы гидромеханической передачи.



**Рис. 3.4. Схема заднего моста самосвалов с механической и гидромеханической трансмиссиями**

При включении тормоза его кинетическая энергия переходит в энергию тепла, отдаваемого маслу гидравлической системы гидромеханической передачи, которое циркулирует через масляный радиатор и охлаждается. Работа замедлителя при спуске автомобиля лимитируется нагревом масла в гидромеханической трансмиссии.

Так как тормоз-замедлитель дает тормозной эффект только при включенной передаче и величина его уменьшается с переходом на высшие передачи, во время движения под уклон при определенных скоростях движения следует включать соответствующую передачу.

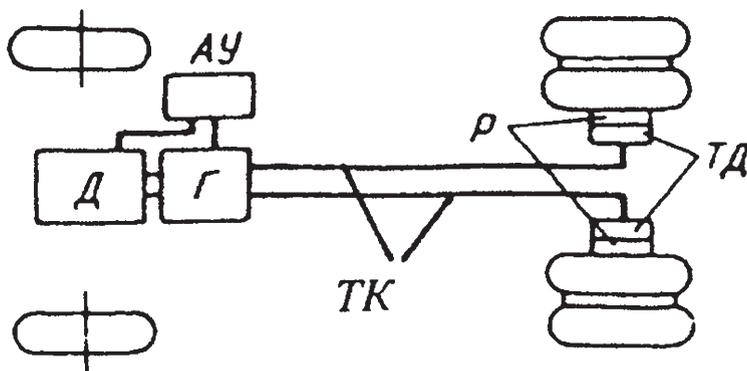
Карданная передача вводится для передачи крутящего момента от одного агрегата к другому при их несоосном расположении. В механической трансмиссии — при передаче момента от коробки передач к главной передаче. В гидромеханической трансмиссии два карданных вала: промежуточный, соединяющий двигатель с гидромеханической передачей, и карданный вал заднего моста, соединяющий гидромеханическую передачу с задним мостом.

Задний мост автосамосвалов с механической и гидромеханической трансмиссией (рис. 3.4) представляет собой агрегат, состоящий из центрального редуктора (главная передача — шестерни 4 и 9 и межколесный дифференциал — 5,

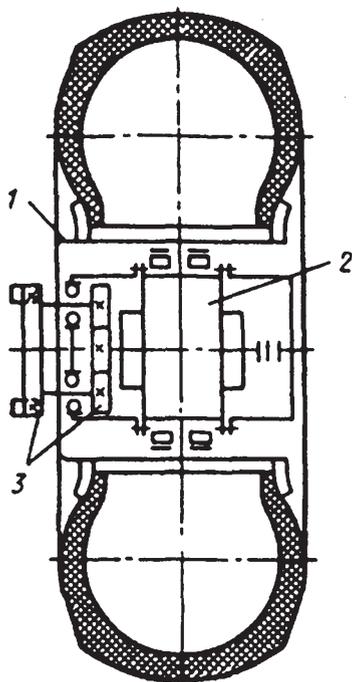
6, 10), полуоси 2, 7 и две колесные передачи планетарного типа 1 и 8. Центральный редуктор представляет собой одноступенчатую передачу, связанную с дифференциальным редуктором, который изменяет на  $90^\circ$  направления крутящего момента, увеличивает и равномерно распределяет момент между ведущими колесами при различной частоте вращения (например на повороте).

Колесные передачи планетарного типа располагаются в ступице задних колес и служат для увеличения крутящего момента на ведущем колесе (обычно на автосамосвалах грузоподъемностью более 25 т).

**Электромеханическая трансмиссия** состоит из дизель-генераторной установки, тяговых электродвигателей механической передачи и аппаратуры управления тяговыми электродвигателями (рис. 3.5). На самосвалах распространена компоновка тягового электродвигателя и механической передачи (редуктора) в ступице заднего (ведущего) колеса, получившая название электромотор-колесо. Причем иногда элементы электромеханической системы частично выносятся из ступицы колеса для улучшения условий охлаждения. Схема электромотор-колеса приведена на рис. 3.6.



**Рис. 3.5.** Схема электромеханической трансмиссии:  
*Д* — двигатель; *Г* — генератор; *ТД* — тяговый двигатель; *Р* — редуктор; *АУ* — аппараты регулирования управления



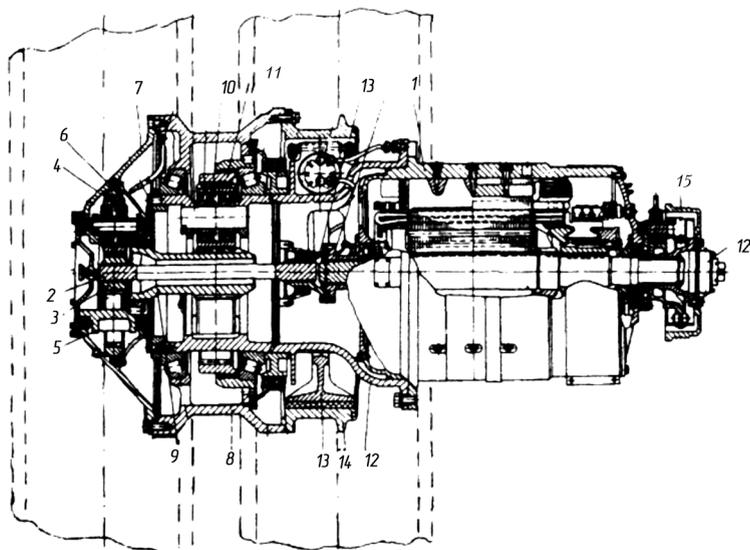
**Рис. 3.6. Схема электромотор-колеса:**

1 — ступицы; 2 — тяговый электродвигатель; 3 — редуктор

Электромотор-колесо крепится к картеру заднего моста (рычагу задней подвески на автомобилях с независимой задней подвеской).

Электрическая трансмиссия позволяет существенно упростить кинематическую схему автосамосвала по сравнению с механической и гидромеханической трансмиссией. На рис. 3.7. изображена схема электромотор-колеса автомобилей, самосвалов БелАЗ-7509, БелАЗ-75091.

От электродвигателя 1 через торцевой вал 2 крутящий момент передается ведущей (солнечной) шестерне 3 первого ряда редуктора, которая находится в зацеплении с тремя сателлитами 4, установленными в водиле 5. Сателлиты 4 входят в зацепление с коронной шестерней 6, которая через шлицевую втулку и наружную крышку 7 передает крутящий момент на ступицу колеса 8.



**Рис. 3.7. Электродвигатель-колесо автомобилей-самосвалов БелАЗ-7509 и БелАЗ-75091:**

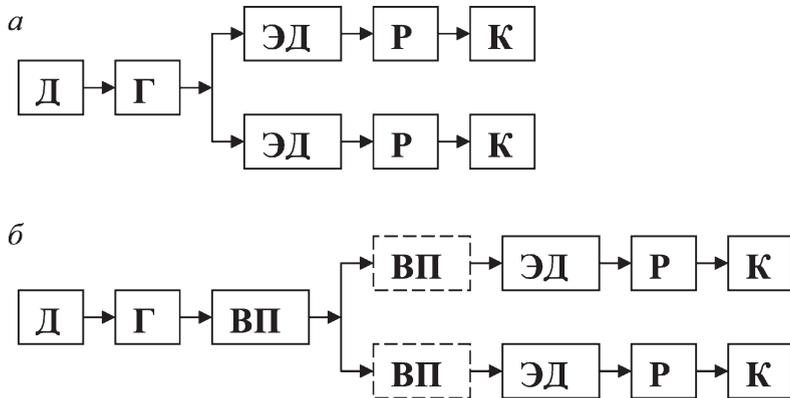
1 — электродвигатель; 2 — торцевой вал; 3 — ведущая (солнечная) шестерня первого ряда редуктора; 4 — сателлиты первого ряда редуктора; 5 — водило первого ряда; 6 — коронная шестерня первого ряда редуктора; 7 — крышка наружная; 8 — ступица колеса; 9 — солнечная шестерня второго ряда редуктора; 10 — сателлиты второго ряда; 11 — коронная шестерня второго ряда; 12 — корпус редуктора; 13 — тормозная колодка; 14 — тормозной барабан; 15 — механизм тормозной стояночной системы

В шлицевое отверстие внутреннего фланца водила 5 первого ряда установлена солнечная шестерня 9 второго ряда, входящая в зацепление с тремя сателлитами 10 второго ряда. Сателлиты 10 находятся в зацеплении с коронной шестерней 11, передающий крутящий момент на ступицу колеса через шлицевую втулку. В тяговом режиме электрическая трансмиссия обеспечивает плавное регулирование скорости во всем диапазоне скоростей и исключение операции переключения передач, а в режиме электрического торможения — необходимое тормозное усилие на каждом ведущем колесе.

На автосамосвалах БелАЗ-7509 и БелАЗ-7519 используется наиболее простая по конструкции электрическая трансмиссия постоянного тока, состоящая из генератора постоянного тока (Г), тяговых электродвигателей (ЭД) постоянного тока и системы управления (рис. 3.8, а). Регулирование электропривода осуществляется посредством изменения тока возбуждения генератора и тяговых электродвигателей.

Автосамосвал БелАЗ-3521 оборудован трансмиссией переменного-постоянного тока (рис. 3.8, б). В этом случае тяговые двигатели постоянного тока питаются от синхронного генератора переменного тока через общую для них полупроводниковую выпрямительную установку ВП (на рис. 3.8, б блок ВП показан сплошной линией). Принципиально возможна установка индивидуальных выпрямителей (на рис. 3.8, б блоки индивидуальных ВП изображены пунктирными линиями), позволяющих сохранить движение машины при отказе одного из них.

Разрабатываются трансмиссии переменного тока с высокоскоростными бесконтактными двигателями, имеющими незначительную массу и габариты. Бесконтактные дви-



**Рис. 3.8. Структурные схемы электромеханических трансмиссий постоянного (а) и переменного-постоянного тока (б):**

Д — дизель; Г — генератор; ВП — полупроводниковый выпрямитель; ЭД — электрический тяговый двигатель; Р — редуктор; К — колесо

гатели имеют повышенную надежность в эксплуатации, но управление их осуществляется тиристорными преобразователями частоты (ТПЧ), что значительно усложняет трансмиссию. Система таких трансмиссий аналогична показанной на рис. 3.8, б, но вместо блока ВП устанавливаются ТПЧ соответственно общий для двигателей и индивидуальные.

## РАМА

**Рама** (рис. 3.9), являясь «позвоночником» автосамосвала, для обеспечения требуемой жесткости и прочности состоит из двух продольных балок коробчатого сечения (лонжеронов) 1, связанных между собой поперечинами 2 коробчатого или трубчатого сечения. Кронштейны 3 и проушины 4 служат для крепления к раме подвески, картера рулевого управления, двигателя, кабины, цилиндров опрокидывающего механизма, подвески и кузова.

## КУЗОВ

Форма **кузова** определяется простотой разгрузки (V-образная воронка) и ориентацией ковша экскаватора при загрузке (прямоугольное поперечное сечение).

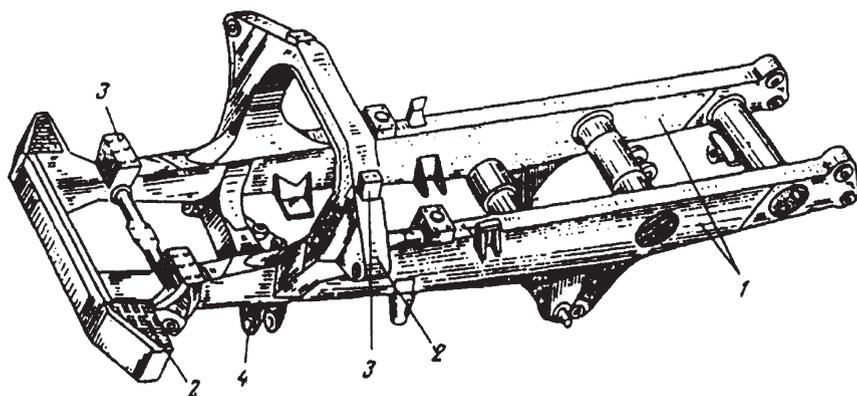
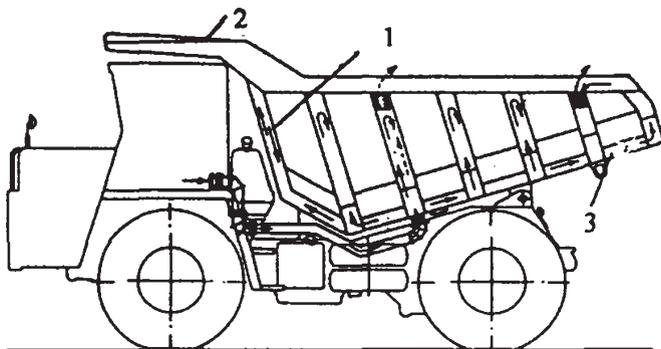


Рис. 3.9. Рама автомобиля-самосвала БелАЗ-7509:

1 — лонжерон; 2 — поперечины; 3 — кронштейны; 4 — проушины



**Рис. 3.10. Кузов и система его обогрева:**

1, 3 – передний и задний скосы кузова; 2 – козырек; сплошные стрелки – движение отработавших газов зимой, пунктирные – летом

Передний крутой скос кузова 1 (рис. 3.10) обращен к кабине водителя, его продолжением служит козырек 2 для защиты кабины.

Задний скос 3 наклонен к горизонту под углом  $15^\circ$ . Задняя часть кузова шарнирно крепится к раме, а передняя опирается на нее через резиновые амортизаторы.

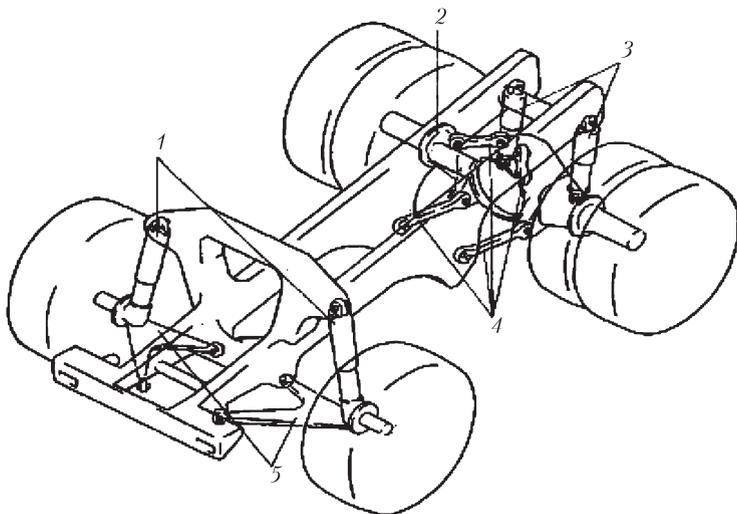
При разгрузке передняя часть кузова поднимается опрокидывающим механизмом, который состоит из двух телескопических гидроцилиндров с числом звеньев от 3 до 5.

Кузов автосамосвала должен быть прочным, выдерживать огромные ударные нагрузки при загрузке крупнокусковой горной массы и одновременно по возможности достаточно легким. Поэтому кузов изготавливается из высокопрочной листовой стали и усиливается лонжеронами и контрфорсами коробчатого сечения.

Для исключения примерзания горной массы основание и борта кузова обогреваются отработанными газами двигателя.

## **ПОДВЕСКА**

**Подвеска** представляет собой совокупность механизмов, соединяющих полуоси автосамосвала с рамой и умень-



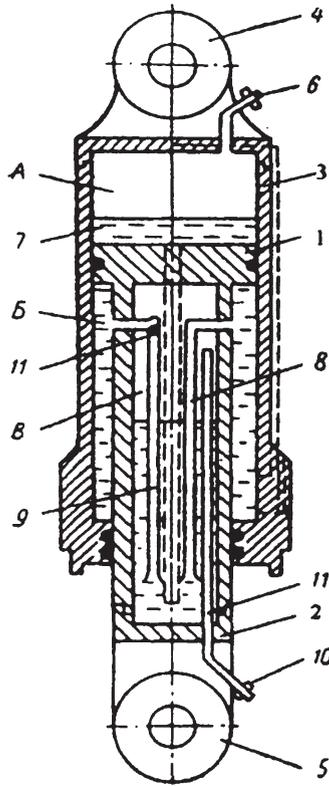
**Рис. 3.11. Подвеска автосамосвалов грузоподъемностью свыше 25 т:**

1, 3 — пневмогидравлические цилиндры передней и задней подвесок; 2 — ведущий мост; 4 — верхние и нижние реактивные штанги; 5 — поперечные рычаги

шающих динамические нагрузки при движении автосамосвала. Качество подвески определяется плавностью хода.

На самосвалах грузоподъемностью до 25 т получила распространение подвеска, состоящая из листовых рессор. Для уменьшения колебаний в подвеске передней оси дополнительно устанавливают гидравлические амортизаторы, а в подвеске задней оси — дополнительный «подрессорник», который включается при увеличении нагрузки. Требованиям эффективно гасить продольные и поперечные колебания у машин грузоподъемностью свыше 25 т наиболее полно удовлетворяет пневмогидравлическая подвеска (рис. 3.11), в конструкции которой пневматическая рессора поршневого типа объединена с гидравлическим амортизатором в одном узле — пневмогидравлическом цилиндре (рис. 3.12).

Упругим материалом в цилиндре является сжатый газ, а жидкость служит для передачи давления газа, смазки ра-



**Рис. 3.12.** Схема пневмогидравлического цилиндра

бочих поверхностей и для гидравлической амортизации. Поршень 1, перемещаемый пустотелым штоком 2, разделяет цилиндр 3 на две рабочие полости: основного давления А и противодействия В. Изменяя давление рабочих полостей, можно получить разные упругие характеристики.

Полость А через зарядный клапан 6 заполняется сжатым газом, а кольцевые полости В и В заполнены маслом. Полость В соединена с полостью В трубками 8 и 9, нижние концы которых расположены ниже уровня масла в полости В.

Верхняя часть полости В через нижний зарядный клапан 10 и трубку 11 заполнена сжатым газом, давление кото-

рого через жидкость по трубкам 8 и 9 передается на кольцевую площадь поршня в полости *Б*.

Таким образом, поршень 2 находится под действием давления газа сверху (основное давление) и снизу (противодавление) и является упругим буфером при ходе отдачи.

При ходе сжатия поршень перемещается в цилиндре и сжимает газ в полости *А*, в полости *Б* — происходит уменьшение давления газа из-за перетекания масла по трубкам 8 и 9 в увеличивающуюся полость *Б*. За счет повышения давления газа над поршнем упруго ограничивается ход сжатия цилиндра.

Крышки 4 и 5 являются верхней и нижней опорой цилиндра.

При перемещении поршня в обратном направлении давление газа над поршнем уменьшается, а под поршнем увеличивается. За счет повышения противодействия упруго ограничивается ход отдачи.

## **ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ**

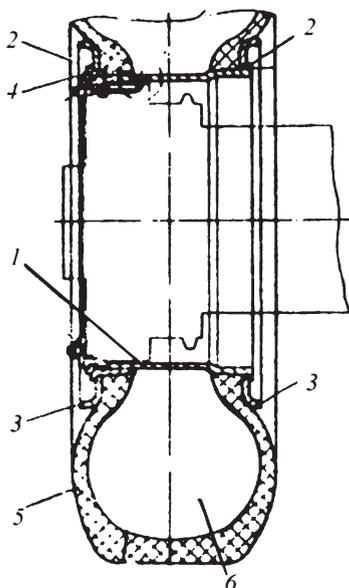
**Передняя ось** автосамосвала воспринимает нагрузку от передней его части и направляет движение. Передняя ось состоит из балки переднего моста, двух поворотных цапф и двух шкворней, шарнирно соединяющих балку переднего моста с цапфами.

Для обеспечения устойчивого движения автомобиля шкворни поворотных цапф устанавливаются с наклоном в продольной и поперечной областях, а колеса под углом в вертикальной (развал колес) и горизонтальной (схождение) плоскостях.

Для большегрузных автосамосвалов ввиду незначительных скоростей движения регулируется только схождение колес.

## **КОЛЕСА**

**Колеса** автосамосвалов (рис. 3.13) состоят из обода 1, двух посадочных 2, двух бортовых 3 и одного замочного 4



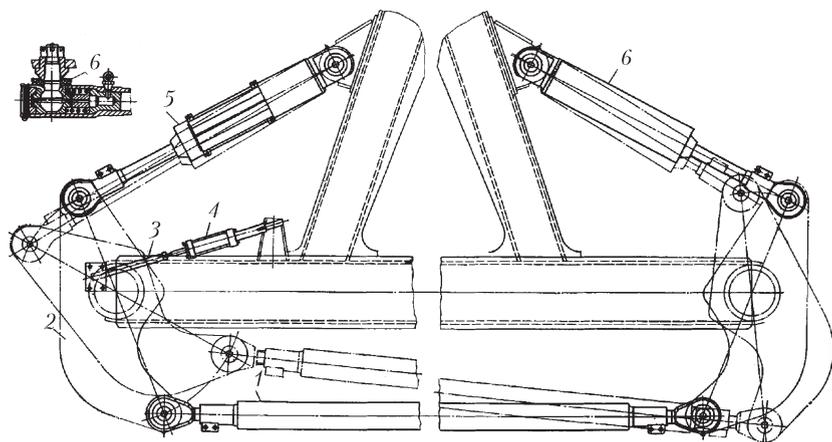
**Рис. 3.13. Колесо переднее с шиной**

колец. Посадочные кольца имеют на внешней окружности кольцевые уступы для посадки шин. Пневматическая шина собирается из покрышки 5 и пневматического баллона 6. Давление воздуха в баллоне 0,17–0,55 МПа. Покрышку изготавливают из резины и армируют текстильным или металлическим кордом. Боковые стенки покрышек называют бортами. На периферийной поверхности покрышек имеются выступы, называемые протектором, обеспечивающим надежное сцепление колес с дорожным покрытием.

Параметры шины – ширина профиля покрышки и посадочный диаметр обода в дюймах или мм. Эти размеры входят в обозначение шин.

## **РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ**

**Рулевое управление** служит для обеспечения направленного движения автомобиля и включает в себя рулевой механизм, гидроусилитель и рулевой привод. В больше-



**Рис. 3.14. Кинематическая схема рулевого управления:**  
 1 — поперечная рулевая тяга; 2 — рычаг поворота; 3 — следящая рулевая тяга; 4 — следящий цилиндр; 5, 6 — цилиндры поворота

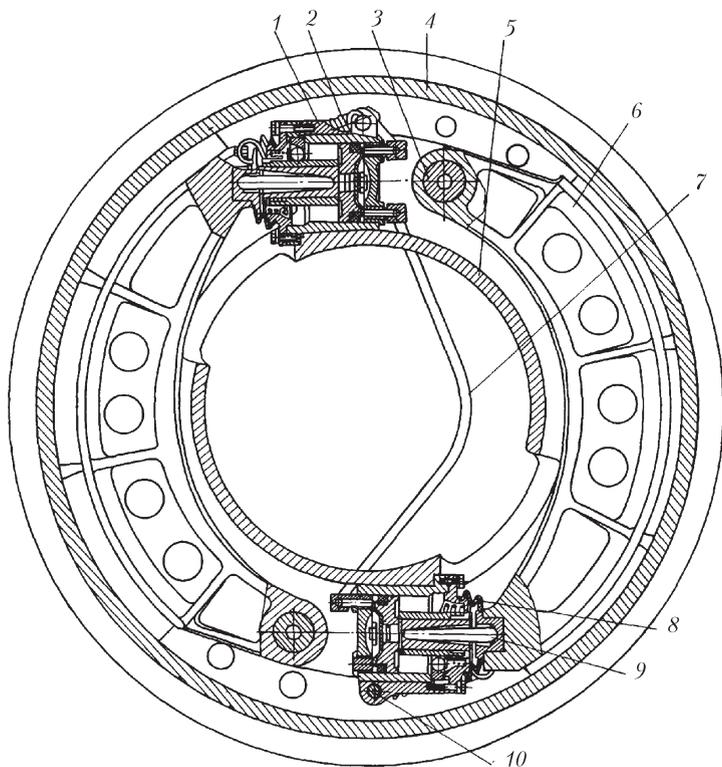
грузных автосамосвалах гидравлические усилители рулевого привода значительно уменьшают усилие, необходимое для вращения рулевого колеса. Кинематическая схема рулевого управления показана на рис. 3.14.

## ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА

**Тормозная система** состоит из рабочих колодочных тормозов барабанного типа (рис. 3.15), установленных на всех колесах, и стояночного тормоза, размещенного на выходном валу коробки передач.

На большегрузных самосвалах Белорусского автозавода имеется еще и дополнительный тормоз-замедлитель (рис. 3.16), установленный в коробке передач (гидравлический или электрический).

Основным рабочим тормозом является колодочный тормоз, тормозная сила которого возникает от силы трения между тормозными колодками и тормозным барабаном и зависит от силы прижатия колодок к барабану и коэффициента трения колодок о стенки барабана. Для передачи усилия от тормозной передачи к тормозным колодкам приме-



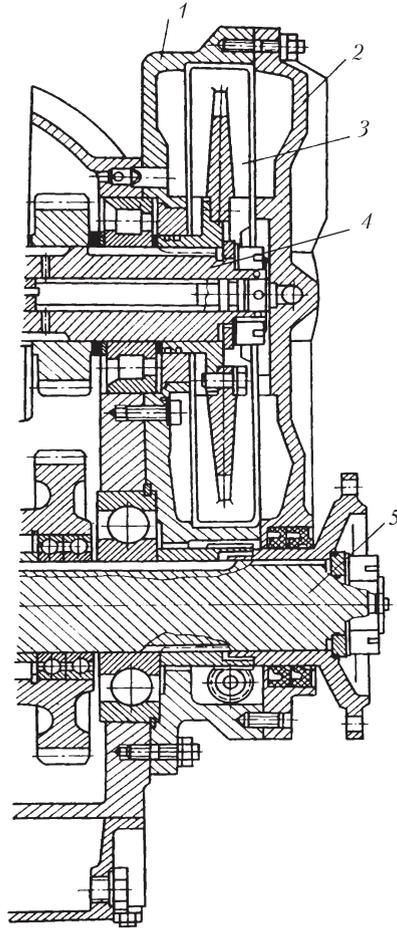
**Рис. 3.15. Тормозной механизм заднего колеса:**

1 – тормозной цилиндр; 2 – стяжная пружина; 3 – ось колодки; 4 – тормозной барабан; 5 – корпус редуктора; 6 – тормозная колодка с накладками; 7 – трубопровод; 8 – защитный чехол; 9 – плунжер; 10 – болт крепления цилиндра

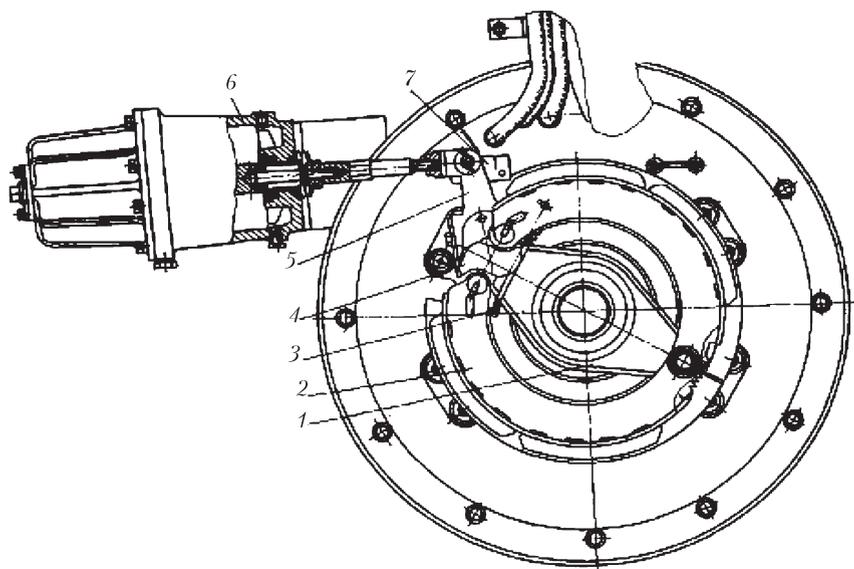
няют механический, пневматический, гидромеханический и электрические приводы. На автосамосвалах БелАЗ получил распространение пневматический тормозной привод.

Дополнительный тормоз-замедлитель служит для поддержания скорости в определенных пределах, например при затяжных спусках.

Стояночный тормоз (рис. 3.17) предназначен для удерживания полностью груженого автомобиля на уклоне 16–18%.



**Рис. 3.16. Гидродинамический тормоз-замедлитель:**  
1 – корпус; 2 – крышка (статор); 3 – ротор; 4, 5 – соответственно ведущий и ведомый валы коробки передач



**Рис. 3.17. Тормозной механизм стояночной тормозной системы:**  
1 — суппорт; 2 — колодка; 3 — стяжная пружина; 4 — разжимной кулак; 5 — регулировочный рычаг; 6 — тормозной цилиндр; 7 — указатель

Пользоваться стояночным тормозом для рабочего торможения не рекомендуется, т.к. при этом он быстро изнашивается.



## **ГЛАВА 4**

# **МОНТАЖ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ**



## ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ И ПОДГОТОВКА К МОНТАЖУ

Главная задача **монтажа** — обеспечить правильную сборку самосвала в соответствии с техническими требованиями чертежей и схем. Правильный и тщательный монтаж и регулировка систем самосвала имеют большое значение для последующей его работы.

Сборка самосвала, ревизия узлов и регулирование систем выполняются на монтажной площадке потребителя.

Перед разгрузкой узлов самосвала потребитель должен проверить наличие и состояние пломб, а также комплектность поступившего узла по сопроводительным листам. В дальнейшем потребитель несет полную ответственность за сохранность принятого груза.

Крепежные и установочные детали частично закрепляются на своих местах, перечень и местонахождение остальных деталей указаны в сопроводительных листах. В сопроводительных листах указаны также количество и местонахождение пломб.

Ключи от двери кабины и замка-включателя «массы» подвязаны к трубке ресивера в полости картера заднего моста.

При монтаже самосвала должны использоваться узлы, помеченные соответствующим номером шасси.

Монтаж, регулировочные и наладочные работы выполняются в изложенной ранее последовательности. Изменение предлагаемой последовательности возможно, если оно не вызовет ухудшения условий безопасного проведения работ и не приведет к повреждению отдельных узлов и систем.

В состав монтажной бригады необходимо включать опытных специалистов, предварительно ознакомленных с конструкцией самосвала, а также членов экипажа самосвала.

Подготовка к монтажу складывается из выбора монтажной площадки, приемки и разгрузки узлов самосвала, а также подготовки и доставки необходимых материалов, оборудования, инструментов и приспособлений.

**Монтажную площадку** целесообразно располагать вблизи ремонтной базы предприятия. Монтажная площадка должна быть ровной, иметь твердое покрытие с хорошей несущей способностью, а ее размеры должны быть достаточными для размещения узлов самосвала, монтажного оборудования и производства монтажных работ. Площадку не должны пересекать линии электропередач и связи. На ней или в непосредственной близости от площадки необходимо оборудовать навес или небольшое закрытое помещение для хранения электрооборудования, инструментов, материалов и отдельных узлов самосвала.

В зимнее время монтаж рекомендуется осуществлять в отапливаемом помещении. Узлы и детали следует располагать на площадке в порядке технологической последовательности монтажа так, чтобы был обеспечен свободный доступ к узлам и деталям. Складирование навалом не допускается.

Примерная схема расположения деталей и узлов на монтажной площадке показана на рис. 4.1.

В качестве основных грузоподъемных средств при разгрузке и установке шасси на подставки для монтажа используется козловой или мостовой кран грузоподъемностью не менее 60 тс. Возможно использование двух кранов: грузоподъемностью 35 тс для подъема за переднюю ось шасси и 30 тс для подъема за заднюю часть. Грузоподъемность стрелового крана выбирается в зависимости от необходимого вылета стрелы.

Кроме основных грузоподъемных средств на монтажной площадке необходимо иметь авто- или электропогрузчик грузоподъемностью 5—8 тс с манипулятором для установки шин, домкраты 25 и 100 тс, набор чалочных приспособлений и стальных строповочных канатов.

Для обеспечения монтажа необходимо иметь различный пневматический и ручной слесарный инструмент, инструмент для электрослесаря и приборы для проверки электропривода.

Для сборки и сварки платформы необходим электро-сварочный аппарат постоянного тока, аппарат для газовой сварки и резки, пневмошлифмашинка для зачистки кромок под сварку, слесарный инструмент, оборудование для подкраски платформы и оперения после монтажа самосвала.

Перед установкой деталей и узлов на самосвал необходимо снять консервационную смазку с законсервированных поверхностей, проверить их состояние, зачистить обнуженные выбоины и удалить загрязнения.

## **УСТАНОВКА ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ**

Устанавливается передняя ось (см. рис. 4.1) со ступицами на подкладки.

Устанавливается шасси самосвала на технологические подставки так, чтобы обеспечивалась возможность подсоединения передней оси при небольших перемещениях последней. Высота передней подставки под лонжероны рамы возле бампера составляет 1550 мм, высота задней подставки под картер заднего моста — 950 мм.

Срезаются газорезкой в передней части рамы с нижних полок лонжеронов опорные кронштейны, предназначенные для установки шасси на железнодорожную платформу. Места приварки зачищаются шлифмашинкой.

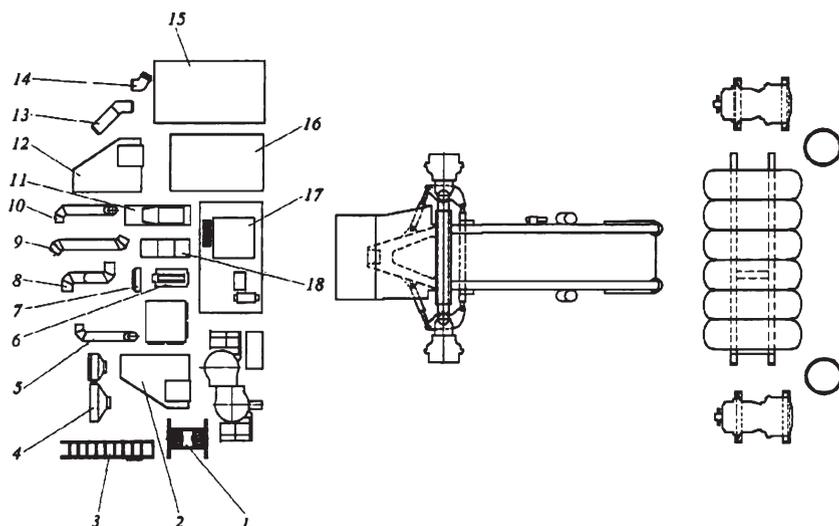
Перед срезанием опорных кронштейнов необходимо предохранить жгуты проводов и подогреватели ПЖД-600 от повреждения или снять их с шасси.

Резьбовые соединения 4, 5, 13 (рис. 4.2) перед затяжкой смазываются смазкой Литол-24 (ГОСТ 21150—87).

Устанавливаются левый и правый цилиндры 6 передней подвески в сборе с кронштейнами и закрепляются болтами 5 с пружинными шайбами.

Проверяется затяжка гаек 3 крепления передних и задних цилиндров подвески к кронштейнам.

Привариваются кронштейны цилиндров подвески (швы № 1 и № 2), сварные швы № 2 выполняются согласно выносному элементу I. Сварка производится ручной электро-



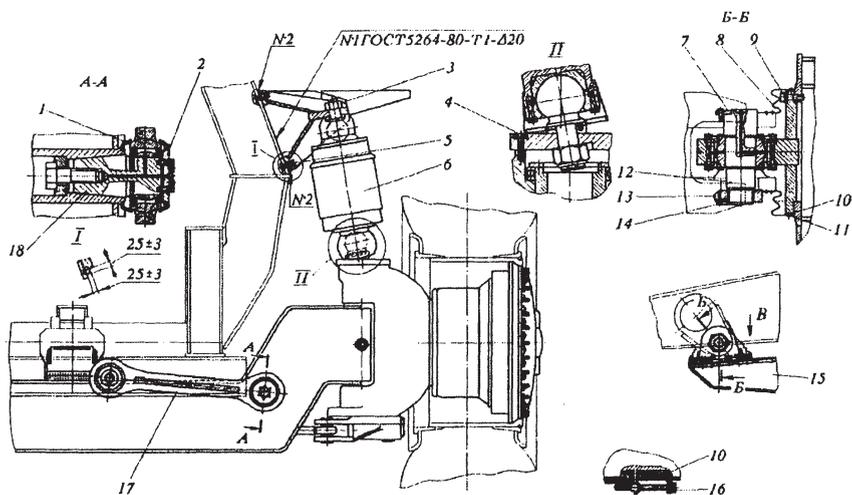
**Рис. 4.1. Схема расположения основных узлов и деталей на монтажной площадке:**

1 – цилиндры передней подвески; 2 – кронштейн крыла с фильтром двигателя левый; 3 – подножка верхняя левая; 4 – воздушные фильтры в сборе с кронштейнами; 5, 8, 9, 10 – воздухопроводы; 6 – выпрямительная установка; 7 – шкаф низковольтного электрооборудования в сборе с кронштейнами; 11 – вентилируемые тормозные резисторы; 12 – кронштейн крыла с фильтром двигателя правый; 13 – выхлопная труба; 14 – патрубок выхлопной трубы; 15 – крыло правое в сборе с поручнями; 16 – брызговики передних колес; 17 – кабина с левым крылом, поручнями и другими деталями; 18 – ящик с аккумуляторными батареями

дуговой сваркой постоянным током обратной полярности электродами ВН-48 или УОНИИ-13/45.

Подводится рычаг 15 балки переднего моста до совмещения отверстий подшипника проушины и кронштейна поперечины рамы. Устанавливается палец 12 и фиксируется стопорной пластиной 7, болтами с плоскими и пружинными шайбами. При этом зазор в стыках между стопорной пластиной и сопрягаемыми поверхностями не допускается.

Устанавливается гайка 13 и затягивается, затем доворачивается на угол 60° (на одну грань). Фиксируется болтами 14 и зашплинтовывается проволокой.



**Рис. 4.2. Установка передней подвески:**

1 – уплотнения; 2 – крышка; 3, 13 – гайки; 4, 5, 9, 14 – болты; 6 – цилиндр передней подвески; 7 – стопорная пластина; 8 – защитный чехол; 10 – уплотнители; 11 – хомут; 12 – палец; 15 – продольный рычаг; 16 – винт; 17 – поперечная штанга; 18 – конусный палец

Проверяется затяжка болтов крепления проушины к рычагу балки переднего моста.

Проверяется наличие уплотнителя 10, заправляется чехол 8 под хомут 11 и стягивается винтом 16 с плоской шайбой и цилиндрической гайкой.

Соединяется штанга подвески 1 с пальцем 18 балки переднего моста и после установки уплотнительного кольца 10, подшипника со штангой, распорной втулки, крышка 2 с уплотнительным кольцом 1 закрепляется болтами с пружинными шайбами.

Подводится передняя ось (сопрягаемыми поверхностями поворотных кулаков) к нижним кронштейнам цилиндров подвески, устанавливаются технологические подставки под поворотные рычаги по оси шкворней поворотных кулаков и соединяются нижние кронштейны цилиндров с поворотными кулаками болтами 4 с пружинными шайбами. Высота технологических подставок под поворотные рычаги 1150 мм.

## УСТАНОВКА ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕС

Проверяется затяжка гаек, болтов крепления проушины центрального шарнира к рычагу заднего моста.

Снимаются предохранительные прокладки из-под щеток ДК-724, устанавливается электромотор-колесо 1 (рис. 4.3) и закрепляется болтами с пружинными шайбами.

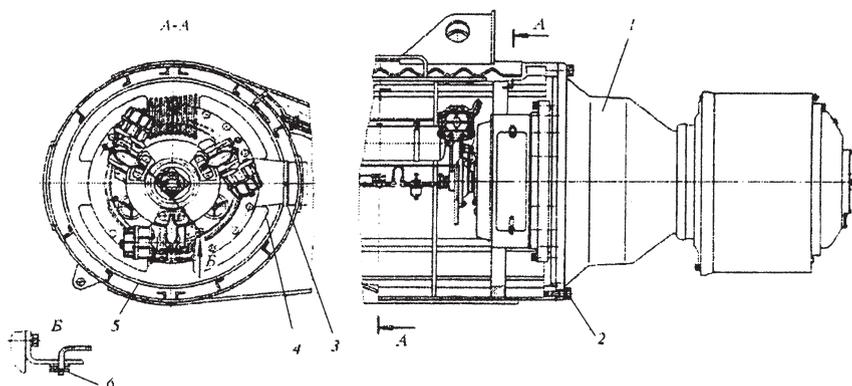
Подсоединяются рукава высокого давления соответственно к гидравлическим и пневматическим полостям цилиндров тормозных механизмов электромотор-колес.

Резкое перегибание, заломы, оголения и другие повреждения проводов электродвигателей не допускаются.

Соединяется рукав 4 с патрубком картера заднего моста и закрепляется хомутом 3 при помощи винта с круглой гайкой.

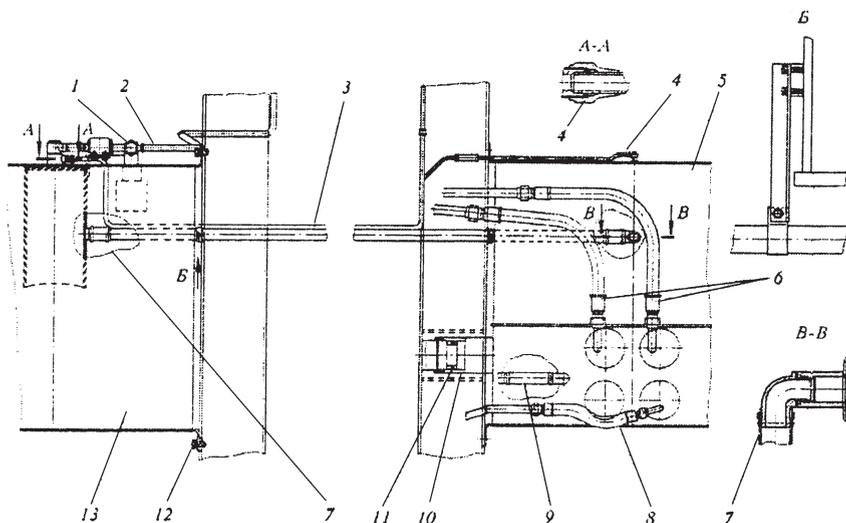
**Установка масляного и топливных баков и подключение трубопроводов.** На самосвале БелАЗ-75215 устанавливаются масляный и топливный баки 5 и 13 (рис. 4.4) и закрепляются болтами 12 с плоскими и пружинными шайбами.

При установке бака 5 патрубок 10 соединяется с маслоприемником с уплотнением их между собой кольцом.



**Рис. 4.3. Установка электромотор-колес:**

1 — электромотор-колесо; 2 — болт; 3 — хомут; 4 — рукав; 5 — тяга стопорения датчика ограничителя скорости; 6 — шплинт



**Рис. 4.4. Установка масляного и топливного баков и присоединение трубопроводов на самосвале БелАЗ-75215:**

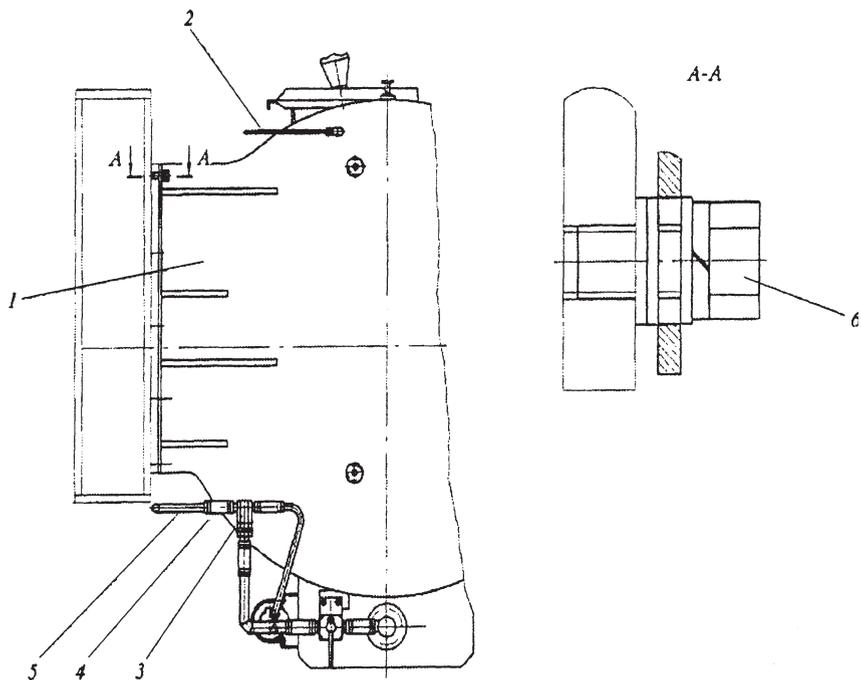
1 – обратный клапан; 2 – соединительный шланг; 3 – соединительный трубопровод; 4 – соединительная гайка; 5 – масляный бак; 6 – сливные трубки; 7 – соединительный шланг; 8, 9 – рукава; 10 – патрубок; 11 – уплотнительное кольцо; 12 – болт; 13 – топливный бак

Соединяются баки с соединительным трубопроводом 3 шлангами 7 и закрепляются хомутами.

Подсоединяется соединительный шланг 2 к обратному клапану 1 и закрепляется хомутом. Соединяются топливопроводы слива топлива в бак 13 к заборнику и слива топлива в верхнюю часть бака 5 соединительными гайками 4.

Соединяются шланг 8 с фильтром и два шланга рулевого управления с двумя следующими фильтрами. Соединяются трубопровод от блока управления тормозами с фильтром тормозной системы на масляном баке. Соединяются с баком сливной трубопровод рукавом 9 и рукав от насоса дублирующего привода руля и закрепляются хомутами. Соединяются трубки слива от масляных насосов и сливная трубка 6 с ниппелями на задней стенке бака.

На самосвале БелАЗ-7530 устанавливается топливный бак 1 (рис. 4.5) и закрепляется болтами 6 с плоскими шайбами.



**Рис. 4.5. Установка топливного бака и подсоединение трубопроводов на самосвале БелАЗ-7530:**

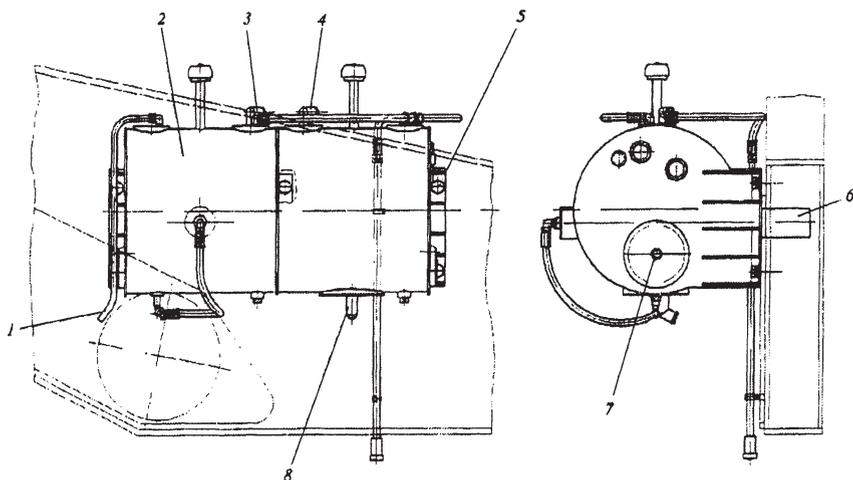
1 — топливный бак; 2 — сливной трубопровод; 3 — невозвратный клапан; 4 — соединительный шланг; 5 — трубопровод; 6 — болт

Соединяется трубопровод 5 с невозвратным клапаном 3 при помощи соединительного шланга 4. Шланг закрепляется хомутами.

Подсоединяется сливной трубопровод 2 к топливному баку.

На самосвале БелАЗ-7530 устанавливается масляный бак 2 (рис. 4.6), соединяется труба 6 с маслоприемником масляных насосов и закрепляется болтами 5 с плоскими и пружинными шайбами.

К трубопроводу 1 подсоединяется рукав высокого давления, идущий от сливной полости золотникового гидрораспределителя опрокидывающего механизма, и сливной трубопровод системы рулевого управления.



**Рис. 4.6. Установка масляного бака и подсоединение трубопроводов на самосвале БелАЗ-7530:**

1 — трубопровод; 2 — масляный бак; 3, 4 — угольники; 5 — болт; 6 — труба; 7, 8 — выходы

К угольникам 3 и 4 подсоединяются рукава от трубопроводов, идущих от гидрораспределителя рулевого управления.

К выводу 7 подсоединяется рукав от насоса дублирующего привода рулевого управления и закрепляется хомутом.

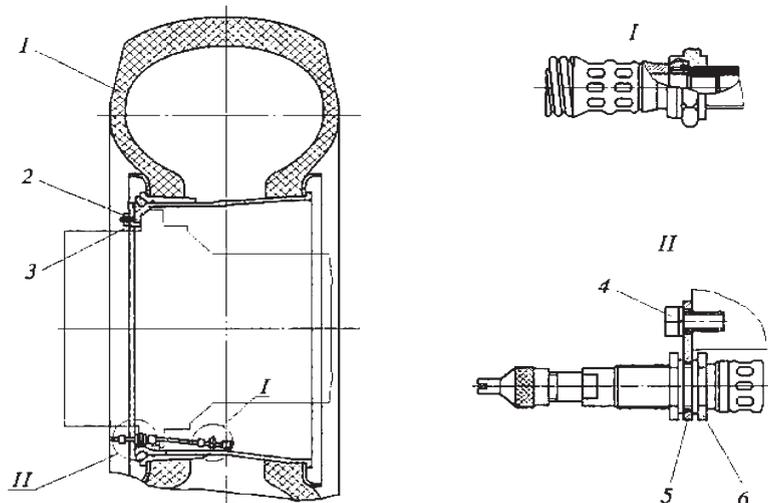
К выводу 8 подсоединяется рукав от трубопровода, идущего от клапана управления опрокидывающего механизма.

К выводам на левой боковине бака подсоединяются дренажные трубопроводы масляных насосов и сливной трубопровод, идущие от гидрораспределителя управления системы опрокидывающего механизма.

## УСТАНОВКА КОЛЕС

Очищаются и осматриваются детали колес.

Трещины, забоины и вмятины на деталях колес не допускаются. Проверяется давление в шинах, которое должно быть 0,08—0,3 МПа (0,8—3 кгс/см<sup>2</sup>).



**Рис. 4.7. Установка передних колес:**

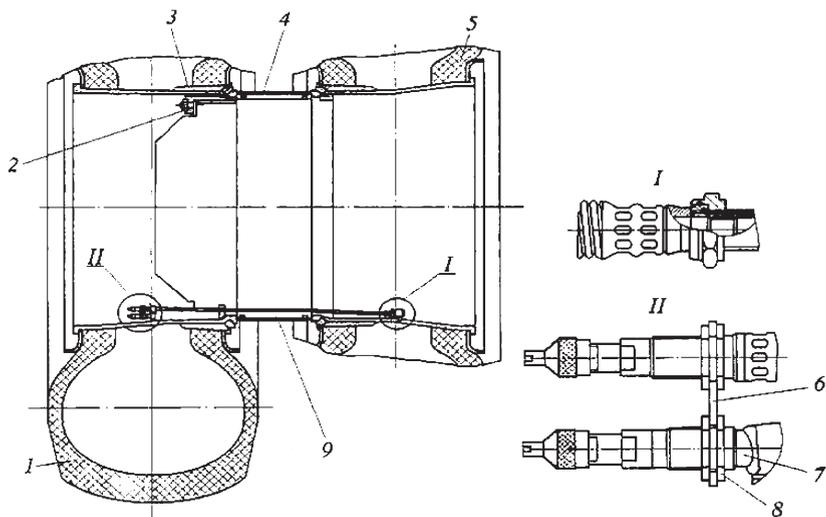
1 – колесо в сборе; 2, 6 – гайки; 3 – прижимы; 5 – пластина

При установке колес следует оберегать от повреждения вентили.

Ступицы колес поворачиваются таким образом, чтобы паз под вентиль и ограничитель обода находились внизу. Колесо для установки зачаливается так, чтобы вентиль находился внизу.

Для установки переднего колеса совмещают ограничитель обода с пазом на ступице и надевают колесо 1 в сборе с удлинителем вентиль (рис. 4.7) на ступицу. Устанавливают верхний и нижний прижимы 3 и подтягивают гайки 2. Устанавливают правый и левый прижимы и подтягивают гайки 2. Проверяют биение колеса по боковине шины, биение не должно превышать 10 мм. Устанавливают остальные прижимы и затягивают гайки 2. Закрепляют пластину 5 на удлинителе гайками 6 и прикрепляют к ступице болтами 4 с пружинными шайбами.

Задние колеса устанавливаются в следующем порядке: надевается на ступицу внутреннее колесо 5 (рис. 4.8), распорное кольцо 4, наружное колесо 1 и устанавливают-



**Рис. 4.8. Установка задних колес:**

1 — наружное колесо; 2, 8 — гайки; 3 — прижимы; 4 — распорное кольцо; 5 — внутреннее колесо; 6 — пластина; 7 — вентиль наружного колеса; 9 — удлинитель внутреннего колеса

ся прижимы 3 задних колес и гайки 2. Затягиваются гайки 2.

Закрепляется пластина 6 на вентиле 7 наружного колеса и удлинитель 9 внутреннего колеса на пластине 6 при помощи гаек 8.

Накачиваются шины воздухом до давления  $0,55 \pm 0,025$  МПа ( $5,6 \pm 0,25$ ) кгс/см<sup>2</sup>.

При накачке шины не следует стоять напротив колеса.

Устанавливаются жаровые трубы подогревателей ПЖД-600А и закрепляются болтами с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Вторые концы труб должны входить в экран, установленный в нижней части масляного бака.

## УСТАНОВКА ОПЕРЕНИЯ

Установка **узлов оперения** на самосвале БелАЗ-75215 показана на рис. 4.9, 4.10, 4.11, 4.12.

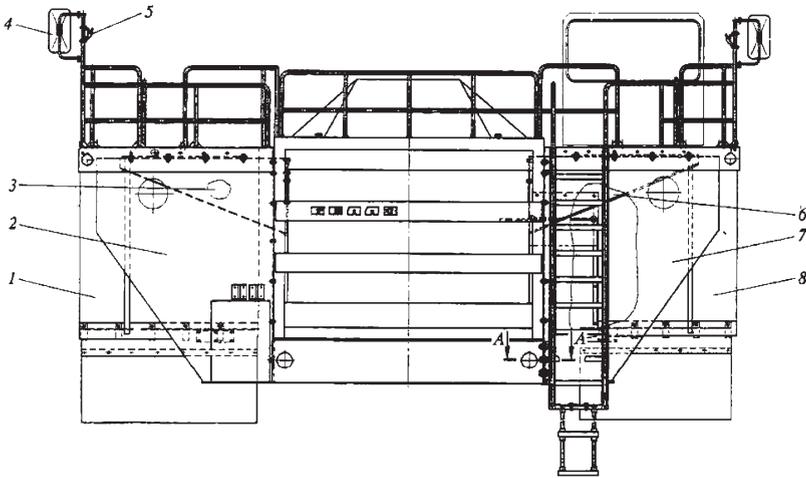
При установке оперения на шасси должны соблюдаться следующие требования:

- зазоры на стыках узлов оперения допускаются до 20 мм;
- перепад плоскостей сопрягаемых узлов оперения — до 18 мм.

Устанавливаются левый 7 и правый 2 кронштейны крепления крыльев на приварные болты (сечение  $B-B$ ) и закрепляются гайками 21 с пружинными шайбами.

Устанавливаются левый 6 и правый 3 кронштейны крепления крыльев на приварные болты (сечение  $E-E$ ) и закрепляются гайками 21 с пружинными шайбами.

Устанавливается левое крыло 12 в сборе с кабиной и закрепляется на кронштейнах болтами 30 (сечение  $M-M$ ) и



**Рис. 4.9. Установка оперения на самосвале БелАЗ-75215:**

1 — правый кронштейн крепления брызговика; 2, 3 — правые кронштейны крепления крыла; 4 — зеркало заднего вида; 5 — зеркало обзора в передней части самосвала; 6, 7 — левые кронштейны крепления крыла; 8 — левый кронштейн крепления брызговика; см. рис. 4.10—4.12: 9 — аккумуляторный ящик; 10 — верхняя левая подножка; 11 — брызговик крыла; 12 — левое крыло; 13 — шкаф с низковольтным электрооборудованием; 14 — поручень переднего капота; 15, 16 — огнетушители; 17 — правое крыло; 18 — задний левый поручень крыла; 19, 20, 22, 25—35 — болты; 21 — гайка; 24 — стяжка



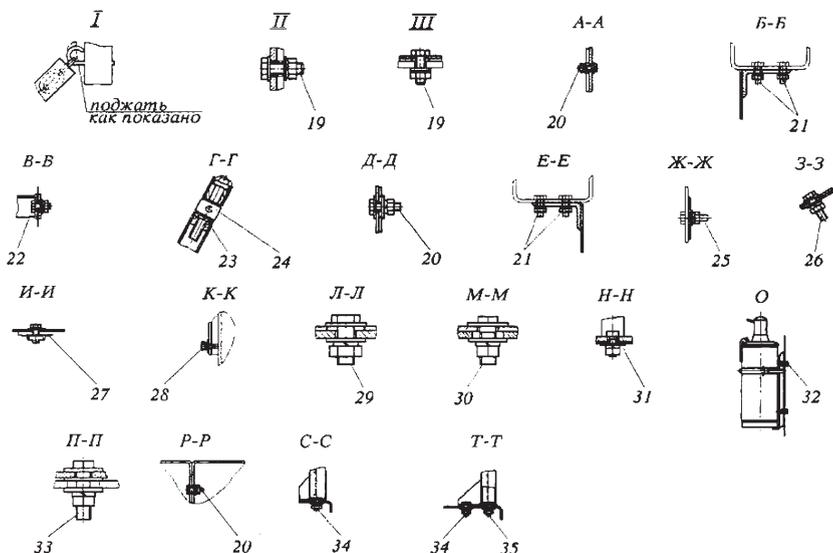


Рис. 4.12. Установка оперения на самосвале БелАЗ-75215

болтами 33 (сечение П—П) с гайками, плоскими и пружинными шайбами. При необходимости для устранения зазора между крылом и кронштейном устанавливаются плоские шайбы.

Устанавливается правое крыло 17 и закрепляется болтами 30 (сечение М—М) и болтами 33 (сечение П—П) с гайками, плоскими и пружинными шайбами. При необходимости между крылом и кронштейном устанавливаются плоские шайбы.

Устанавливается верхняя левая подножка 10 и закрепляется болтами 22 (сечение В—В), болтами 20 (сечение А—А) с гайками, плоскими и пружинными шайбами.

Совмещаются поручни и стягиваются стяжкой 24 (сечение Г—Г) с предварительной установкой пружинных шайб 23.

Устанавливаются правый 1 и левый 8 кронштейны крепления брызговиков с брызговиками в сборе и закрепляются болтами 20 (сечения Д—Д, Р—Р) с гайками, плоскими и пружинными шайбами, а также прикрепляются к пласти-

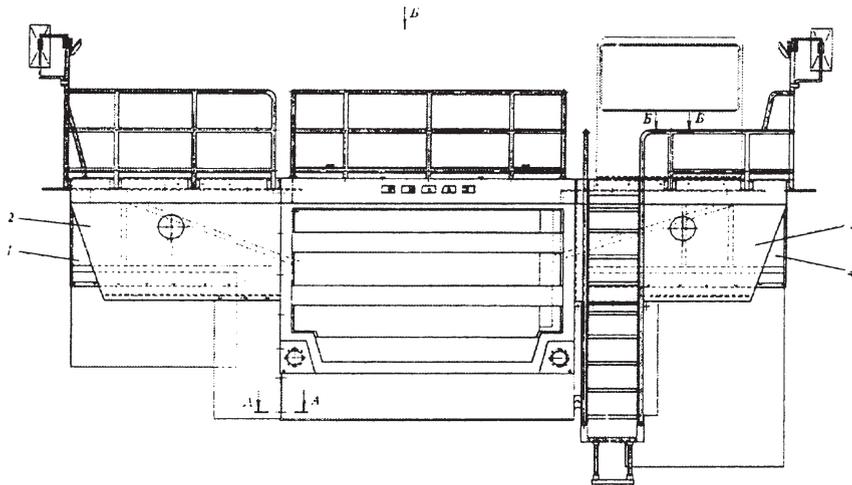
нам баков болтами 28 (сечение  $K-K$ ) с плоскими и пружинными шайбами.

Устанавливается брызговик крыла 11 на приварные болты 25 и закрепляется гайками (сечение  $Ж-Ж$ ) с плоскими и пружинными шайбами, болтами 27 (сечение  $И-И$ ) с плоскими и пружинными шайбами и болтами 26 (сечение  $З-З$ ) с гайками, плоскими и пружинными шайбами. (Брызговик 11 устанавливается после установки кронштейнов выпрямительной установки).

Устанавливается поручень крыла задний левый 18 на приварные болты 35 и болты 34 (сечения  $С-С$ ,  $Т-Т$ ) и закрепляется при помощи гаек с плоскими и пружинными шайбами.

Устанавливается поручень переднего капота 14 и закрепляется болтами 31 (сечение  $Н-Н$ ) с гайками, плоскими и пружинными шайбами.

Устанавливаются и закрепляются зеркала 4 заднего вида и зеркала 5 для обзора в зоне передней части самосвала.



**Рис. 4.13. Установка оперения на самосвале БелАЗ-7530:**

1 – правый кронштейн крепления брызговика; 2 – правый кронштейн крепления крыла; 3 – левый кронштейн крепления брызговика; 4 – левый кронштейн крепления брызговика; см. рис. 4.14–4.16; 5 – переднее крыло; 6, 9, 10, 12, 13, 14, 15 – болты; 7 – стяжка; 8 – шайба; 11 – регулировочная пластина

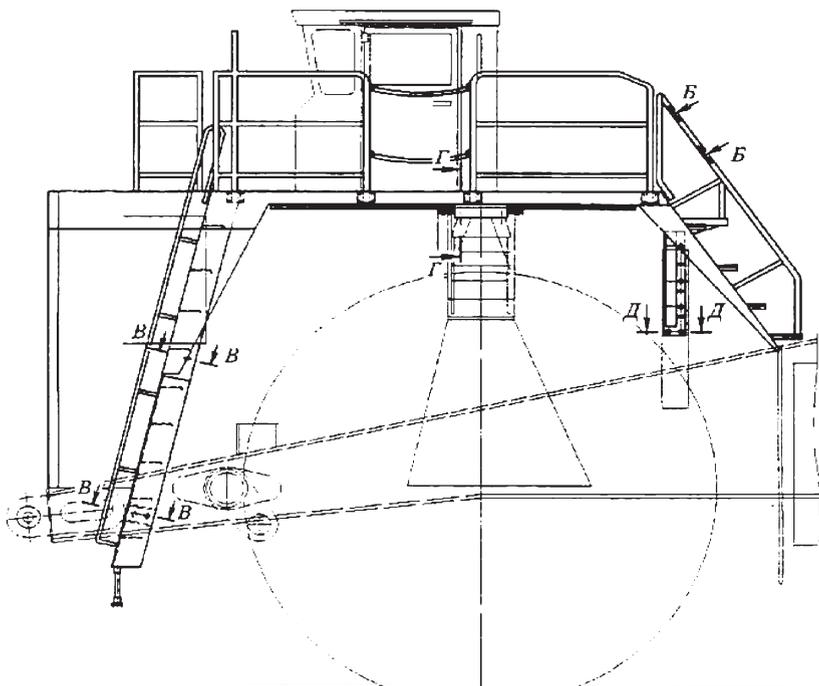


Рис. 4.14. Установка оперения на самосвале БелАЗ-7530

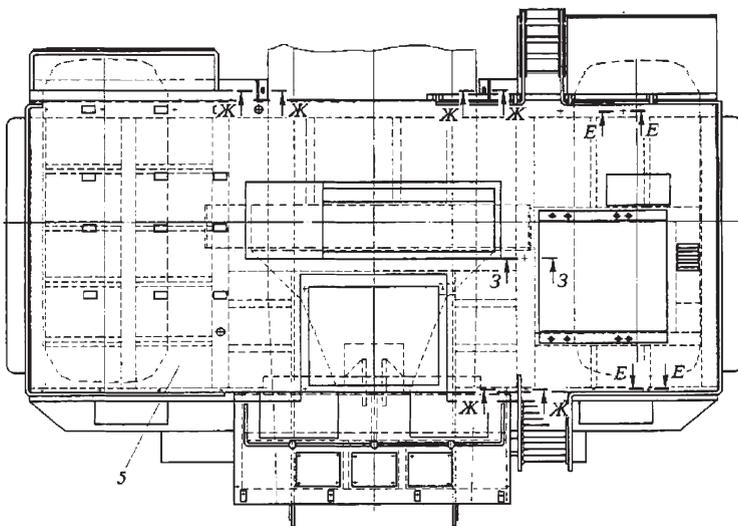
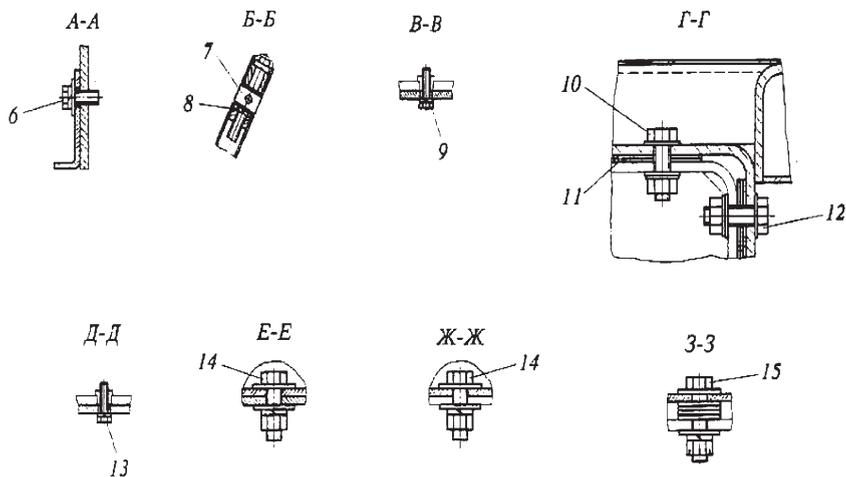


Рис. 4.15. Установка оперения на самосвале БелАЗ-7530



**Рис. 4.16. Установка оперения на самосвале БелАЗ-7530**

Устанавливается шкаф 13 с низковольтным электрооборудованием с подставкой в сборе и закрепляется болтами с гайками, плоскими и пружинными шайбами.

Устанавливаются огнетушители: 16 — под шкафом низковольтного электрооборудования; 15 — на переднем буфере. Огнетушители закрепляются болтами 32 (вид О) с гайками и пружинными шайбами.

Устанавливается аккумуляторный ящик 9 и закрепляется болтами 19 (выносные элементы II, III) с гайками, плоскими и пружинными шайбами.

Установка переднего крыла и кронштейнов оперения на самосвале БелАЗ-7530 показана на рис. 4.13, 4.14, 4.15, 4.16.

Устанавливается правый 2 кронштейн крепления крыла и закрепляется болтами 9 (сечение В—В) с пружинными шайбами и болтами 6 (сечение А—А) с плоскими и пружинными шайбами.

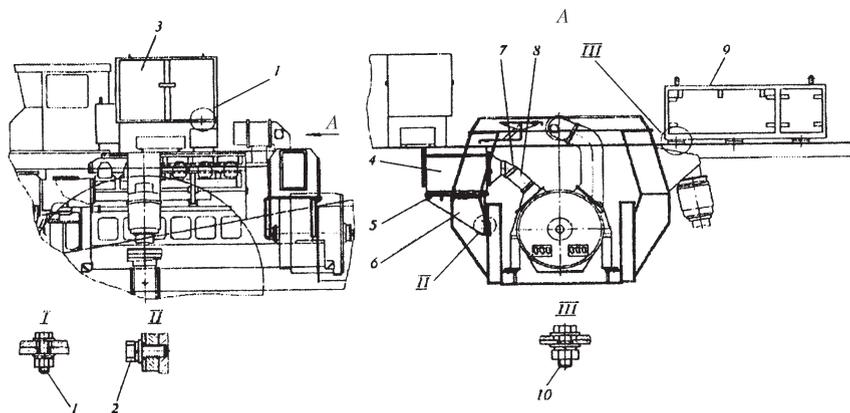
Устанавливается левый 3 кронштейн крепления крыла в сборе с подножкой и закрепляется болтами 9 (сечение В—В) с пружинными шайбами.

Устанавливаются правый 1 и левый 4 кронштейны крепления брызговиков с брызговиками в сборе и закрепляются болтами 13 (сечение Д—Д) с пружинными шайбами.

Устанавливается переднее крыло 5 в сборе с кабиной и прикрепляется к правому и левому кронштейнам крыла и кронштейнам брызговиков болтами 14 (сечения *Е—Е* и *Ж—Ж*) с плоскими и пружинными шайбами, а также к кронштейнам передних цилиндров подвески болтами 15 (сечение 3—3, при необходимости для устранения зазора между крылом и кронштейном устанавливаются плоские шайбы). Прикрепляется переднее крыло к раскосам кронштейнов передних цилиндров подвески болтами 10 и 12 (соответственно сечение *Г—Г*) с плоскими шайбами с установкой между крылом и раскосами кронштейнов регулировочных пластин 11.

Совмещаются поручни крыла и передней, задней подножек и стягиваются стяжками 7 (сечение *Б—Б*) с предварительной установкой пружинных шайб 8.

**Установка узлов и подсоединение систем, подсоединение привода управления системами самосвала.** Устанавливается шкаф 3 (рис. 4.17) с пускорегулирующей аппаратурой и закрепляется болтами 1 с гайками, плоскими и пружинными шайбами. При необходимости устранения перекоса дверей шкафа при установке болтов меж-



**Рис. 4.17. Установка электрооборудования:**

1, 2, 5, 10 — болты; 3 — шкаф с пускорегулирующей аппаратурой; 4 — выпрямительная установка; 6 — кронштейн; 7 — хомут; 8 — рукав; 9 — блок вентилируемых тормозных резисторов

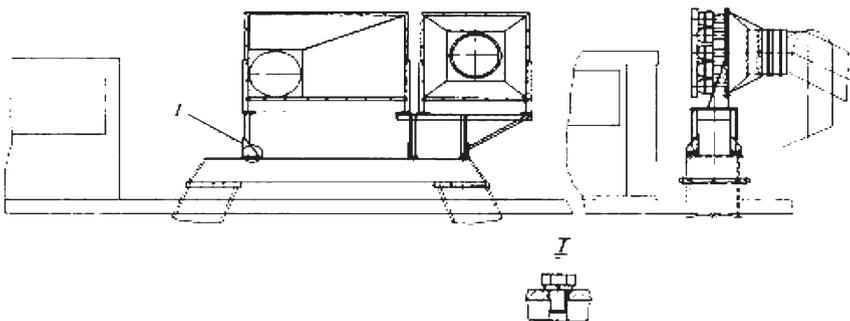
ду шкафом и крылом следует установить плоские шайбы. Подсоединяется воздухопровод к противозамерзателю шкафа.

Устанавливаются передний и задний кронштейны 6 и закрепляются болтами 2 с плоскими и пружинными шайбами. Устанавливается на кронштейны выпрямительная установка 4 и закрепляется болтами 5 с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Соединяются воздухопроводы выпрямительной установки и тягового генератора рукавом 8 и закрепляются хомутами 7.

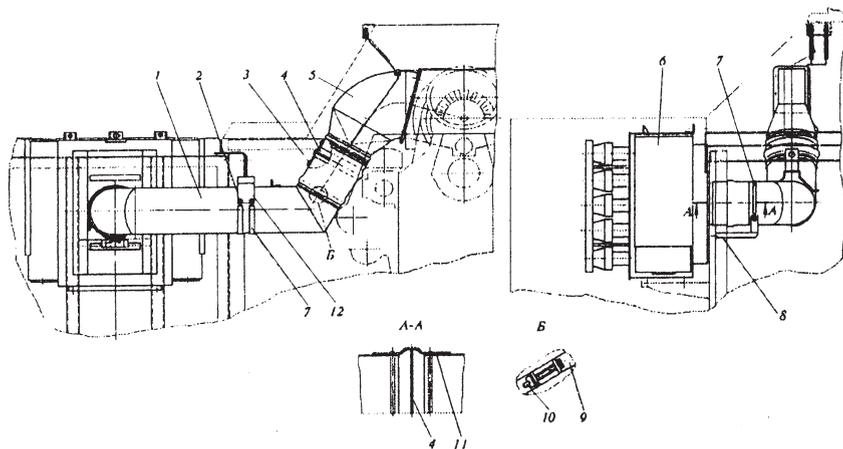
Устанавливается блок вентилируемых тормозных резисторов 9 на правое крыло и закрепляется болтами 10 с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Для устранения зазора между УВТР и крылом используются плоские шайбы. Снимается упаковочная бумага, установленная между жалюзи и вентилятором.

Устанавливаются на поперечину рамы воздушные фильтры в сборе с кронштейнами и закрепляются болтами 1 (рис. 4.18) с плоскими и пружинными шайбами. При наличии зазора между лапой кронштейна и рамой устанавливаются плоские шайбы для устранения зазора.

Перед установкой и соединением всех воздухопроводов по пунктам проверить внутренние полости соединяемых элементов. Наличие загрязнений и посторонних предметов не допускается.



**Рис. 4.18. Установка воздушных фильтров охлаждения тягового генератора и тяговых электродвигателей**



**Рис. 4.19. Установка воздушных фильтров двигателя:**

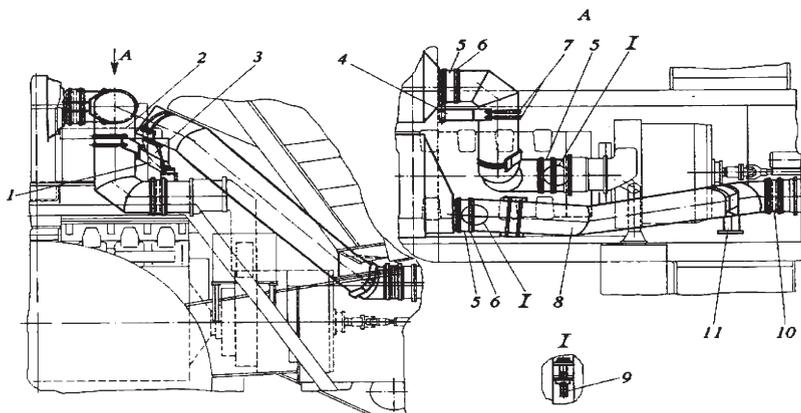
1 — левый трубопровод; 2 — гайка; 3, 11 — шланги; 5 — приемный воздухопровод; 6 — воздушный фильтр; 7 — лента; 8, 12 — кронштейны; 9 — хомут; 10 — болт

Устанавливаются левый 1 (рис. 4.19) и правый трубопроводы, закрепляются кронштейны 8 и 12 болтами с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Трубопроводы соединяются шлангами 3 и 11 с воздушными фильтрами и приемными воздухопроводами 5 и закрепляются лентами 7 с гайками 2 и пружинными шайбами. Перед соединением проверить наличие колец 4 в шлангах 3 и в шлангах 11.

Шланги 3 и 11 закрепляются хомутами 9, затяжкой болтов 10.

Устанавливается на кронштейн с правой стороны кабины компенсационный бачок для тормозной жидкости. Соединяется трубка 4 со штуцером цилиндра и с прижимом компенсационного бачка.

Устанавливается всасывающий воздухопровод 8 (рис. 4.20) электромотор-колес в сборе с кронштейном 3 и закрепляется болтами с гайками, плоскими и пружинными шайбами, а также закрепляется воздухопровод 8 с кронштейном 11 на раме болтом с плоскими и пружинными шайбами.



**Рис. 4.20. Установка воздухопроводов охлаждения тягового генератора и тяговых электродвигателей:**  
 1, 3, 11 — кронштейны; 2, 8 — воздухопроводы; 4 — опора; 5 — рукав;  
 6 — хомут; 7 — лента; 9 — винт; 10 — осевой вентилятор

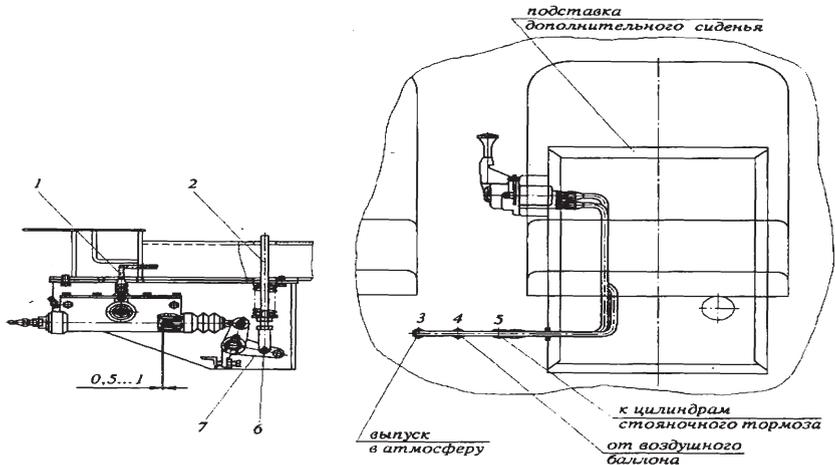
Воздухопровод 8 соединяется рукавами 5 с патрубком фильтра и с вентилятором 10 с закреплением рукава хомутами 6, затяжкой винтов 9.

Устанавливается воздухопровод 2 системы охлаждения тягового генератора на опору 4 и закрепляется лентами 7 с гайками и пружинными шайбами. Закрепляется кронштейн 1 на опорной балке болтами с гайками плоскими и пружинными шайбами.

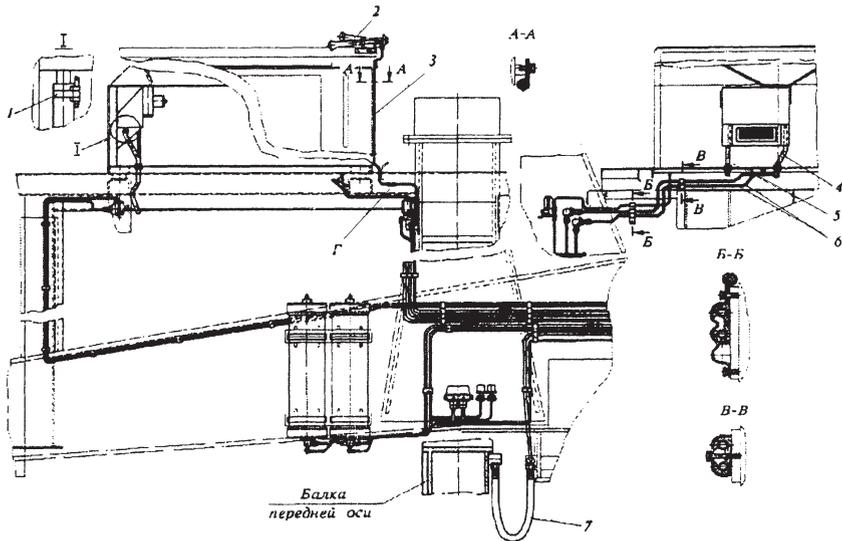
Соединяется воздухопровод 2 с воздухозаборником фильтра и осевым вентилятором рукавами 5 с затяжкой хомутов 6 винтом 9.

Соединяется тяга 2 (рис. 4.21) педали тормоза с двулучим рычагом 7, устанавливаются палец 6 и шплинт. При необходимости можно отрегулировать положение педали изменением длины тяги 2. Размер от пола кабины до нижней кромки площадки педали должен быть 245 мм. Проверяется зазор между первичным поршнем цилиндра управления и толкателем, он должен быть 0,5–1,0 мм. Порядок регулировки согласно руководству по эксплуатации.

Заправляется бачок тормозной жидкостью. Прокачивается привод рабочего тормоза согласно указаниям руковод-



**Рис. 4.21. Подсоединение привода стояночного и рабочего тормоза:**  
 1 — трубопровод; 2 — тяга; 3, 4, 5 — точки подсоединения; 6 — палец;  
 7 — двуплечий рычаг



**Рис. 4.22. Монтаж гидравлического и пневматического привода тормозов. Подсоединение отопителя кабины:**  
 1 — стяжная лента; 2 — пневматический звуковой сигнал; 3, 6 — воздухопроводы; 4, 5 — шланги; 7 — рукав

ства по эксплуатации. Выделение пузырьков воздуха при окончании операции не допускается.

Соединяются под кабиной воздухопроводы 6 (рис. 4.22), идущие к тормозному крану: от воздушного баллона — в точке 4, к цилиндрам стояночного тормоза — в точке 5 (см. рис. 4.21). Закрепляются трубопроводы, как показано на сечении В—В.

Устанавливается на кабину пневматический звуковой сигнал 2 с резиновыми втулками и закрепляется болтами с гайками и плоскими шайбами. Устанавливается на пневмосигнал штуцер и подсоединяется к нему воздухопровод 3 от пневмоэлектроклапана. Воздухопровод 3 закрепляется на кабине, как показано в сечении А—А, и соединяется в месте разъема Г.

Соединяется рукав 7 гидропривода рабочей тормозной системы с угольником на балке переднего моста.

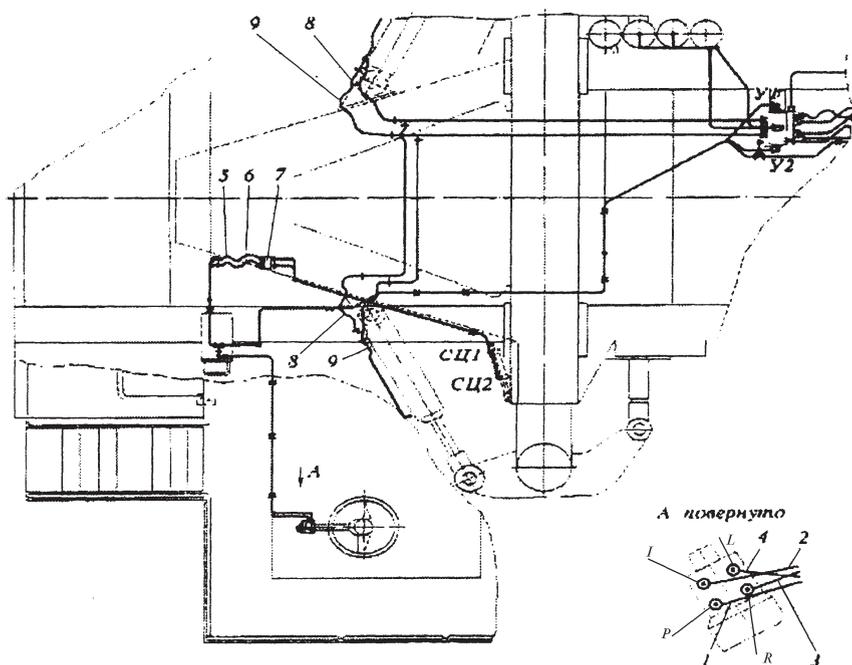
Соединяется подводящий шланг 4 с коротким патрубком радиатора отопителя, а отводящий шланг 5 — с длинным патрубком и закрепляются стяжной лентой 1.

Шланги отопителя закрепляются так, чтобы по всей длине они имели уклон в сторону двигателя.

Соединяются рукава 5, 6, 8, 9 (рис. 4.23) гидросистемы рулевого управления с соединительной плитой 7 и цилиндрами поворота на балке переднего моста.

Соединяются трубопроводы в местах разъема под левым крылом: трубопровод 1 от угольника предохранительно-разгрузочного клапана к точке Р насоса-дозатора, трубопровод 2 от точки Т насоса-дозатора к тройнику предохранительно-разгрузочного клапана и далее на слив, трубопровод 3 от точки R к точкам У1 и СЦ2 распределителя рулевого управления и следящего цилиндра соответственно, трубопровод 4 от точки L к точкам У2 и СЦ1 распределителя рулевого управления и следящего цилиндра.

Устанавливается и закрепляется вал акселератора 2 (рис. 4.24, 4.25) болтами 8 и 11 с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Соединяются рычаги 6 и 7 тягой 12, установкой пальцев с плоской шайбой и шплинтом. Соединяется тяга 9 от рычага регулятора двигателя с рычагом 10



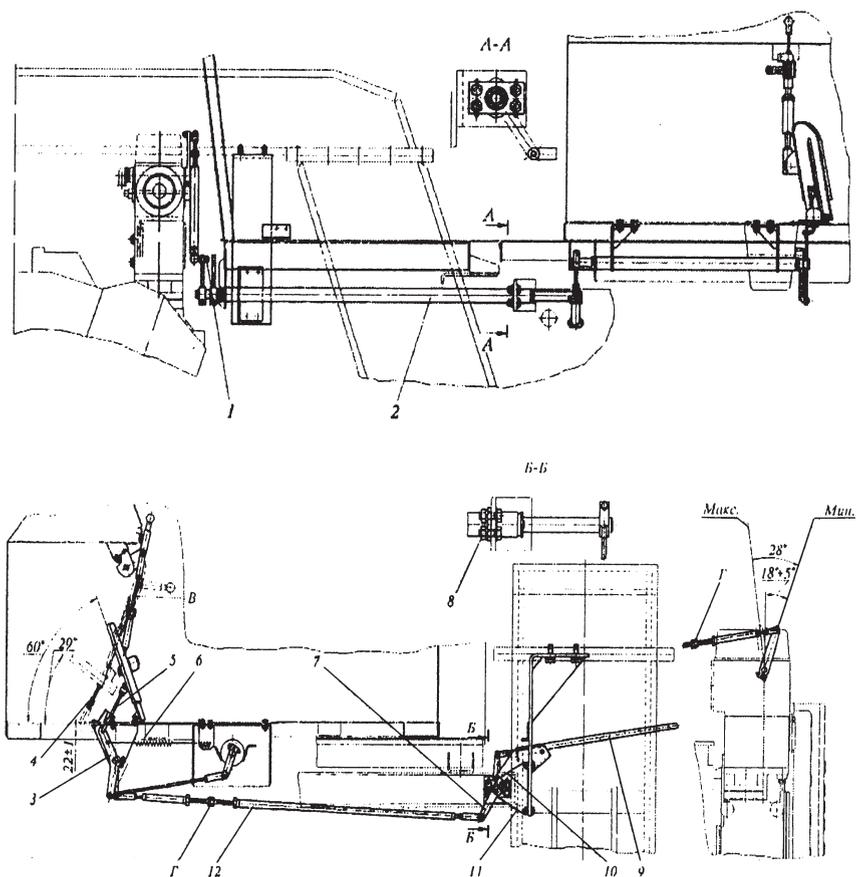
**Рис. 4.23. Установка трубопроводов рулевого управления:**

1, 2, 3, 4 — трубопроводы; 5, 6, 8, 9 — рукава; 7 — соединительная плита; L, R, P, T — точки подсоединения трубопроводов к насосодозатору; У1, У2 — точки подсоединения трубопроводов к гидрораспределителю рулевого управления; СЦ1, СЦ2 — точки подсоединения трубопроводов к следящему цилиндру

вала акселератора с закреплением шарового пальца наконечника тяги 9 на рычаге гайкой 1 с пружинной шайбой.

Проверяется регулировка привода управления подачей топлива. При положении рычага регулятора, соответствующем минимальным оборотам холостого хода, и расстоянии от панели пола до оси отверстия под тягу 5 рычага 3, равном  $22 \pm 1$  мм, наклон педали должен быть около  $60^\circ$ .

Регулировка ножного привода подачи топлива должна обеспечивать максимальные и минимальные обороты холостого хода. Регулировка осуществляется при неработающем двигателе изменением длины тяг 9 и 12 посредством вращения стяжек Г.



**Рис. 4.24 (верхний) и рис. 4.25 (нижний). Установка привода управления подачей топлива:**  
 1 – гайка; 2 – вал акселератора; 3, 6, 7, 10 – рычаги; 4, 8, 11 – болты;  
 5, 9, 12 – тяги

Положение педали, соответствующее максимальным оборотам холостого хода, ограничивается упорным болтом 4.

Регулировка ручного привода подачи топлива тягой *B* должна обеспечивать установленные ножным приводом максимальные и минимальные обороты холостого хода.

Проверяется регулировка привода поддержания повышенных оборотов двигателя, которые при включенном при-

воде должны быть  $9,8 \pm 0,33 \text{ с}^{-1}$  ( $590 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$ ). Если при размере  $B = 9 \text{ мм}$  (см. рис. 4.25) частота вращения двигателя превышает  $590^{+20} \text{ мин}^{-1}$ , то уменьшение частоты следует обеспечить одинаковым удлинением тяг 9 и 12.

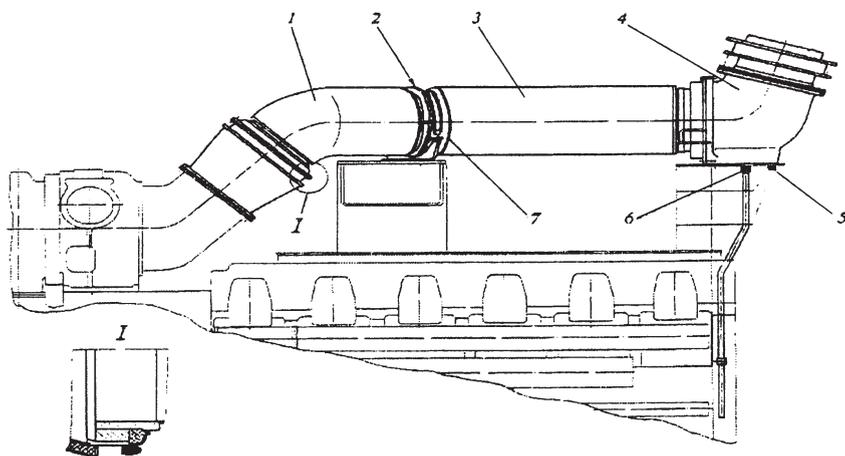
Производится проверка регулировки привода управления подачей топлива при работающем двигателе.

Устанавливаются рычаги щеткодержателей в сборе так, чтобы щетки в крайнем нижнем положении располагались параллельно нижней стороне стекла при выключенном стеклоочистителе.

Устанавливается вентилятор кабины и закрепляется болтами с пружинными шайбами.

Устанавливается и закрепляется на рулевой колонке комбинированный переключатель П145.

Устанавливается патрубок 4 (рис. 4.26) на кронштейн и подтягиваются болты 5 с плоскими и пружинными шайбами. Болты 5 окончательно затягиваются после установки платформы, обеспечивая максимально возможную соосность трубы патрубка 4 с отверстием в платформе.



**Рис. 4.26. Установка системы выпуска отработанных газов:**

1 — приемная труба; 2 — прокладка; 3 — выхлопная труба; 4 — патрубок; 5 — болт; 6 — гайка; 7 — хомут

Соединяется выхлопная труба 3 с шарниром патрубка 4, а также с приемной трубой 1 с установкой между фланцами прокладки 2 и скреплением их болтами с гайками и пружинными шайбами.

Выхлопная труба 3 закрепляется хомутом 7.

Трубка слива конденсата с патрубком 4 соединяется накидной гайкой 6.

Устанавливается соединительная труба системы воздухопуска двигателя, закрепляется на поперечине № 2 скобкой с болтом с пружинной шайбой и соединяется рукавом высокого давления с двигателем, а другим концом — рукавом на правом крыле с баллонами воздухопуска.

Соединяется трубка от баллона воздухопуска с трубкой на кронштейне крепления крыла накидной гайкой.

Устанавливается расширительный бачок системы охлаждения двигателя и закрепляется болтами с гайками и пружинными шайбами. Соединяется труба от расширительного бачка с патрубком расширительного бачка шлангом и закрепляется хомутами. Подсоединяются трубки к расширительному бачку накидными гайками. Устанавливается на расширительный бачок пробка заправочной горловины с прокладкой и пробка с паровоздушным клапаном.

Устанавливается на левый кронштейн крыла газовый баллон и закрепляется болтами. Соединяется сосуд для порошка с газовым баллоном. При этом места, маркированные цифрой 1, должны быть соединены одной трубкой, без маркировки — второй.

Соединяется поперечный трубопровод с тройником на правом крыле и подсоединяется шланг от магистрального трубопровода к переходнику на сосуде с порошком.

Засыпается в сосуд порошок, предварительно просеянный через сито с размером ячеек не более 1—2 мм.

Проверяется наличие давления воздуха (азота) по манометру на газовом баллоне и снимается с распылителей парафинированная бумага.

## ПРИСОЕДИНЕНИЕ ЖГУТОВ И ПРОВОДОВ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

При выполнении работ по укладке и присоединению жгутов и проводов тягового электропривода и системы электрооборудования самосвала должны соблюдаться следующие требования:

- присоединение проводов тягового электропривода на самосвале БелАЗ-75215 производить согласно схемам 75215-2100030 ЭЗ, 75215-2100036 Э5, а проводов системы электрооборудования — согласно схемам 75213-3700001 ЭЗ, 75213-3700001 Э4;
- присоединение проводов тягового электропривода на самосвалах БелАЗ-7530 и 7530-10 осуществлять согласно схемам 7530-2100030 ЭЗ, 7530-2100030-10 ЭЗ и 7530-2100036 Э5, 7530-2100036-10 Э5 соответственно, а проводов системы электрооборудования — согласно схемам 7530-3700001 ЭЗ, 7530-3700007 Э4, 7530-3700010 Э4 и 7530-3747010 Э4;
- резкое перегибание, заломы, оголение и другие повреждения проводов и жгутов не допускаются;
- провода не должны соприкасаться с горячими частями самосвала, а также с острыми кромками отверстий для ввода жгутов и проводов;
- радиусы монтажных изгибов проводов должны быть не менее пяти диаметров провода.

Монтаж проводов при низких температурах необходимо выполнять с соблюдением следующих требований:

- монтаж проводов марки ППС РВМ допускается производить при температуре не ниже минус 15 °С;
- монтаж проводов с индексом ХЛ с наружным диаметром свыше 20 мм при температурах, равных или ниже минус 40 °С, рекомендуется производить с подогревом. Требования по способам и времени прогрева и монтажа должны соответствовать ОСТ 16.0.505.003—77.

Все провода и жгуты после укладки необходимо закрепить клеммерами (прижимными скобами) с проклад-

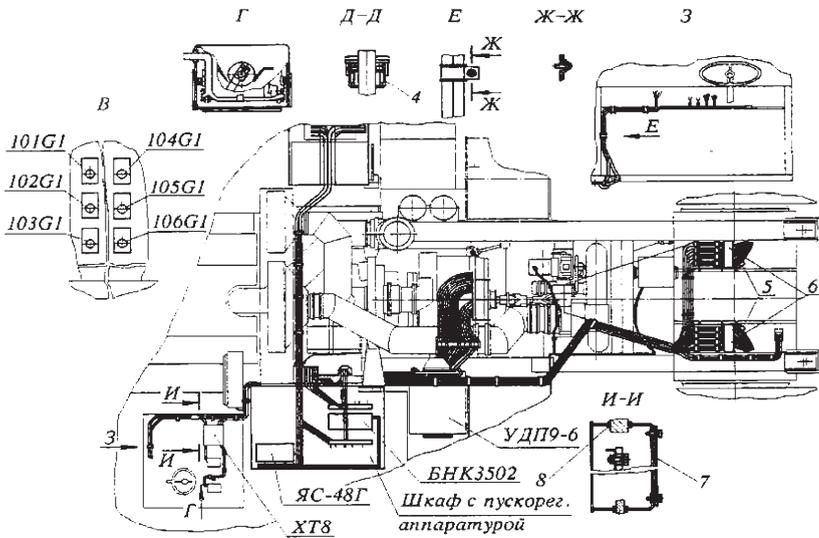
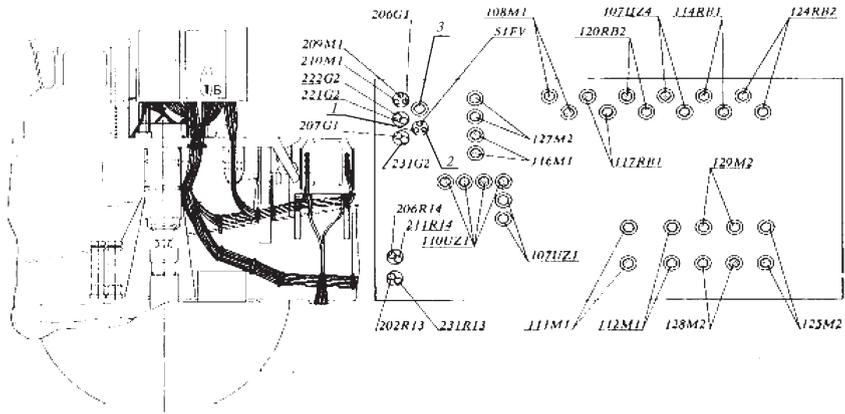


Рис. 4.27 (верхний) и рис. 4.28 (нижний). Монтаж и присоединение жгутов и проводов тягового электропривода:

1, 2, 3, – жгуты проводов; 4 – прижимная втулка; 5 – соединительная колодка; 6, 7 – крышки; 8 – кольцо

ками в местах, предусмотренных технической документацией.

Подсоединяются провода согласно схемам: в шкаф с пускорегулирующей аппаратурой; к блокам резисторов ЯС-48Г, БНК 3502; к выпрямителю УДП9-6; к блоку вентилируемых тормозных резисторов УВТР2×600 на клеммнике ХТ-8 под кабиной; выводные провода тяговых электродвигателей и жгуты проводов к датчикам ограничения скорости по соединительным колодкам 5 (рис 4.27).

Ввод проводов в шкаф и выпрямитель УДП9-6 показан на видах *Б, В* (рис. 4.27, 4.28). В гнезда шкафа вводятся жгуты 1, 2, 3 (75214-2114028, 75214-2114070, 75214-2114080). Герметичность ввода обеспечивается затяжкой прижимных втулок 4 (сечение  $D-D$ ). Для обеспечения герметичности шкафа допускается обмотка проводов изоляционной лентой ГОСТ 2162—78. При вводе жгута клеммника ХТ-8 проверить наличие резинового кольца 8.

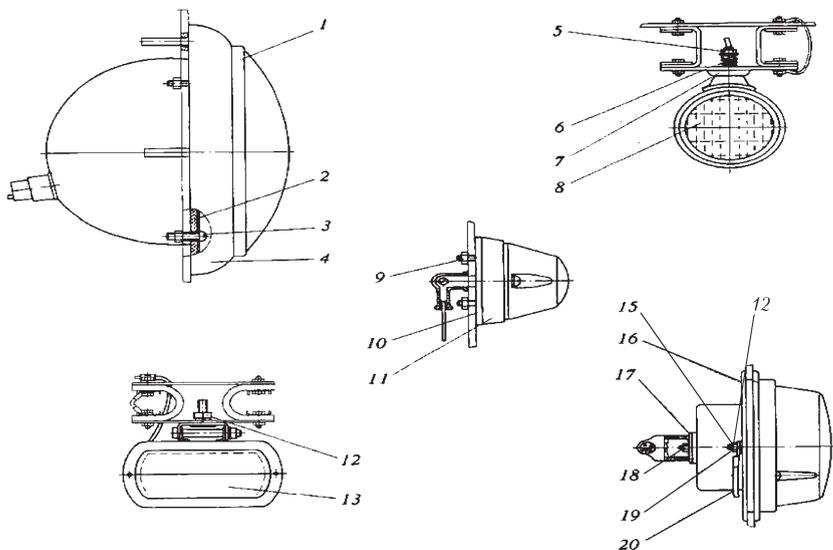
После подсоединения проводов и проверки схемы устанавливается на место крышка 7 соединительных панелей и крышки 6 соединения проводов тяговых электродвигателей.

Производится профилактический осмотр элементов тягового электропривода.

## **УСТАНОВКА ФАР И ФОНАРЕЙ НАРУЖНОГО ОСВЕЩЕНИЯ, СИГНАЛА, СТЕКЛООМЫВАТЕЛЯ, УКАЗАТЕЛЕЙ ГАБАРИТОВ И ПОДСОЕДИНЕНИЕ ПРОВОДОВ, КОЖУХА ПОЛА, БРЫЗГОВИКОВ ДВИГАТЕЛЯ И ЧЕХЛА КАПОТА**

Устанавливаются фары 1 (ФГ150-Б, рис. 4.29) с размещением между фарами и кронштейнами резиновых прокладок 2 и закрепляются винтами 3 с гайками и плоскими шайбами. Устанавливаются защитные ободки 4 фар.

Устанавливаются пластины 16 и амортизаторы 17 на кронштейны противотуманных фар и закрепляются болта-



**Рис. 4.29. Установка фар и фонарей наружного освещения:**

1, 8 – фары; 2 – прокладка; 3 – винт; 4 – ободок; 5, 9, 12, 13 – гайки; 6 – пружина; 7 – опорная чашка; 10 – амортизационная прокладка; 11 – боковой повторитель; 14 – противотуманная фара; 15 – болт; 16 – пластина; 17 – амортизатор; 18 – переключатель; 19 – прижимная накладка; 20 – передний фонарь

ми 15 с гайками. Под болты устанавливаются прижимные пластины. Устанавливается переключатель 18.

Устанавливаются противотуманные фары 14 (ФГ152) и закрепляются гайками 12 с пружинными шайбами.

Устанавливаются **передние фонари 20** (ПФ130-Б), с амортизационными прокладками и закрепляются гайками с плоскими шайбами. Под гайку устанавливают наконечник провода массы. Подсоединяют жгуты проводов к фонарям и закрепляют защитные чехлы при помощи прижимных накладок 19 гайками.

Устанавливаются боковые повторители 11 (УП101-Б) указателей поворота с амортизационными прокладками 10, и закрепляются гайками 9. Подсоединяются наконечники проводов и устанавливаются резиновые наконечники.

Устанавливаются фары 8 (ФГ318) освещения пространства под платформой в зоне обслуживания двигателя с



установкой опорной чашки 7, пружины 6, плоской шайбы и гайки 5. Установка перемычки и фар такая же, как и для фар ФГ152.

Протягиваются в защитных трубках платформы правый и левый жгуты проводов к задним фонарям. Устанавливаются **задние фонари 1** (с красным рассеивателем) и фонари 2 (с оранжевым рассеивателем, рис. 4.30). Закрепляются сначала кронштейны задних фонарей с амортизаторами к пластинам на платформе и раме болтами 7 и гайками 17, соединяются штекерные разъемы жгутов с фонарями и закрепляются на кронштейнах винтами 13 с пружинными шайбами. Подключение фонарей производится согласно рис. 4.31; перемычки 11 и 12 устанавливаются в фонарях, расположенных на раме. Жгуты проводов закрепляются при помощи клеммеров 16 гайками 17 и болтами 9 с пружинными шайбами. При установке амортизаторов устанавливаются планки 8. Проверяется наличие уплотнительных колец 10.

Устанавливаются **брызговики 14** и закрепляются болтами 15 с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Укладка жгутов и проводов к задним фонарям и установка задних фонарей и брызговиков производится после установки платформы на самосвал.

Устанавливается **фара заднего хода ФГ152** и закрепляется.

Закрепляется амортизатор звукового сигнала с пластинами болтами и гайками на переходной пластине.

Устанавливается **звуковой электрический сигнал 3** (С314-Г) и закрепляется болтами 5 с гайками и пружинными шайбами. Подсоединяются провод «массы» 6 и провод к сигналу 4.

Устанавливаются боковые **световозвращатели 19** (ФП-316) оранжевого цвета на правое и левое крыло и на правый и левый борт платформы. Закрепляются болтами 18 с гайками и пружинными шайбами.

Устанавливаются световозвращатели (ФП310Е-3731000) красного цвета на кронштейны, расположенные на контрфорсах платформы, и закрепляются болтами с гайками и пружинными шайбами.

Устанавливается радиоприемник и закрепляется при помощи кронштейна и болтов с гайками и пружинными шайбами.

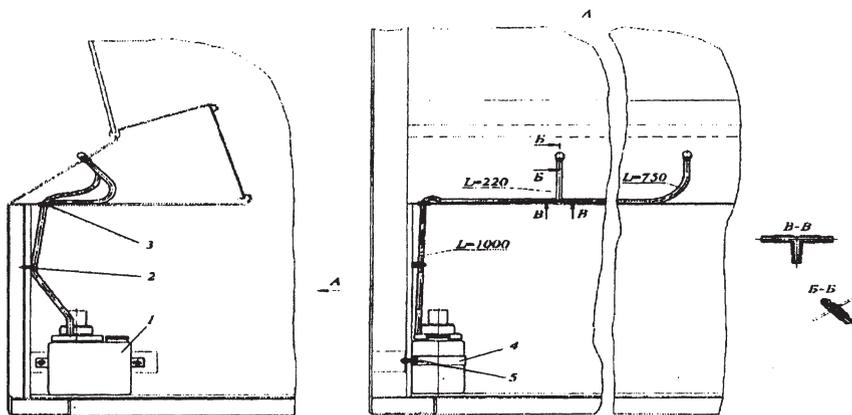
Устанавливается антенна и закрепляется винтами с гайками, кронштейн закрепляется гайкой с пружинной шайбой.

Протягивается провод антенны к приемнику через отверстие в защитной втулке. Закрепляется кронштейн болтами с шайбами в соответствии с указаниями руководства по эксплуатации радиоприемника.

Устанавливается бачок **стеклоомывателя 1** (рис. 4.32) и закрепляется хомутом 4 и болтами 5 с пружинными шайбами. Устанавливаются жиклеры. Подсоединяются шланги от омывателя к тройнику и от тройника к жиклерам, как показано в сечениях *Б—Б* и *В—В*. Шланг от омывателя к тройнику протягивается в отверстие защитной втулки 3 и закрепляется скобой 2 на передке кабины.

Производится укладка **жгутов и проводов**.

Вводятся в кабину жгуты проводов двигателя, жгут проводов по лонжерону, жгут проводов фар левый, жгут управления контакторами, жгут от шкафа.



**Рис. 4.32. Установка стеклоомывателя:**

1 — бачок стеклоомывателя; 2 — скоба; 3 — защитная шайба; 4 — хомут; 5 — болт

Герметичность ввода жгутов в гнезде пола кабины обеспечивается обжатием уплотнительного кольца при заворачивании прижимной втулки.

Вводятся в шкаф электрооборудования жгуты проводов двигателя, жгут по лонжерону, управления контакторами, от шкафа к кабине, перемычку от аккумулятора и провод генератора.

Проверяется подсоединение, укладка и крепление жгутов и проводов электрооборудования самосвала.

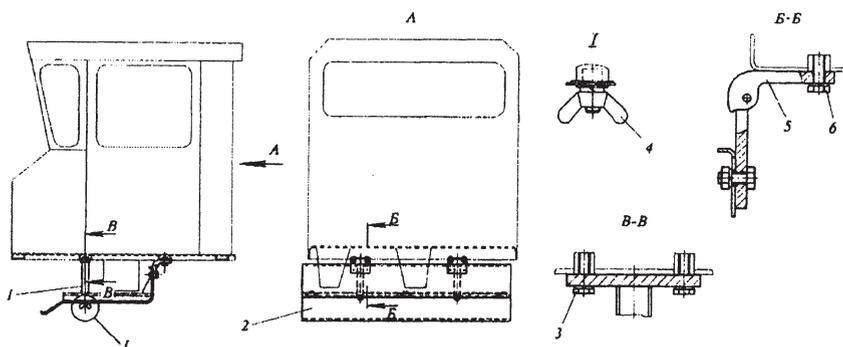
Снимаются аккумуляторные батареи с самосвала, направляются электролитом и производится их зарядка в соответствии с указаниями руководства по эксплуатации. После зарядки аккумуляторные батареи устанавливаются и подсоединяются согласно схемам.

При установке **кожуха пола кабины** размещаются передние кронштейны *1* (рис. 4.33) и закрепляются болтами с пружинными шайбами.

Подвешивается кожух пола *2*, закрепляются петли *5* болтами *6* с пружинными шайбами.

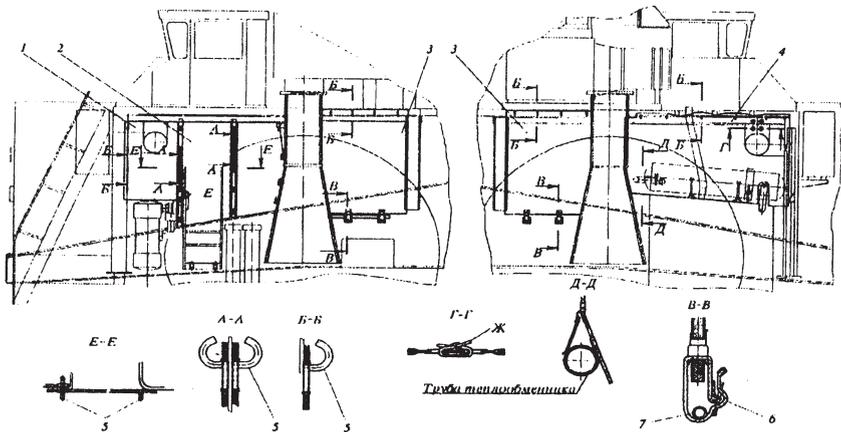
Поворачивается кожух пола на  $90^\circ$  и закрепляется двумя гайками-барашками *4* с плоскими и пружинными шайбами.

Устанавливаются **брызговики** *1, 2, 3, 4* (рис. 4.34) двигателя на кронштейны *5*. Брызговики *3* натягиваются рем-

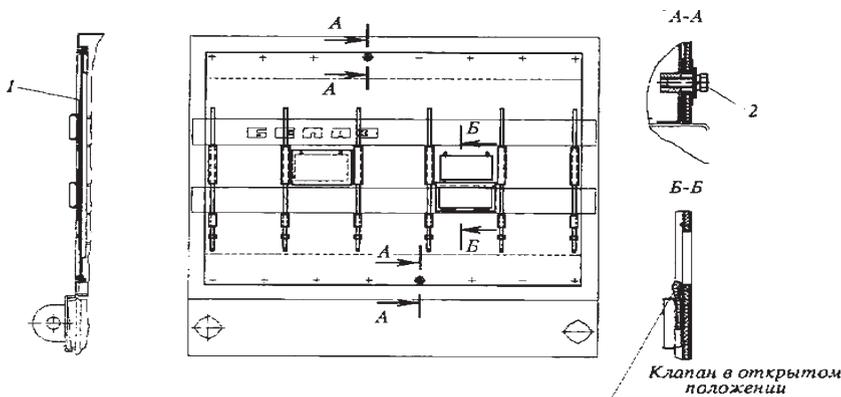


**Рис. 4.33. Установка кожуха пола:**

*1* — передний кронштейн; *2* — кожух пола; *3, 6* — болты; *4* — гайка-барашек; *5* — петля



**Рис. 4.34. Установка брызговиков двигателя:**  
 1, 2, 3, 4 – брызговики; 5 – кронштейн; 6 – ремень; 7 – держатель



**Рис. 4.35. Установка чехла капота:**  
 1 – чехол капота; 2 – болт

нями 6 через нижний держатель 7 и трубопроводы гидроаккумуляторов рулевого управления, а брызговик 4 через трубу теплообменника (сечение Д-Д) и скобы на масляном баке. Шнуром Ж после установки брызговика 4 связываются края разреза согласно сечению Г-Г.

Устанавливается **чехол капота** 1 (рис. 4.35) и закрепляется болтами 2 с плоскими и пружинными шайбами.

## СБОРКА И СВАРКА ПЛАТФОРМЫ

**Сварка платформы** из высокопрочной стали 14Х2ГМ должна производиться при плюсовой температуре при условии защиты места сварки от осадков и сквозняков.

Для сварки платформы применяются электроды марки АНП-2 типа Э-70 (ГОСТ 9467–75) и электроды УОНИИ-13/45 или ВН-48 типа Э-42А по ГОСТ 9467–75, которые укладываются в ящике с ЗИП.

Для сварки стыковых швов и многопроходных швов углового, нахлесточного или таврового соединения применяются электроды АНП-2. Сварку однопроходных швов углового нахлесточного или таврового соединения, а также сварку стали 14Х2ГМ (14ХГНМД1АФБРТ) с низколегированными сталями следует производить электродами ВН-48 или УОНИИ-13/45. Допускается применение электродов АНП-2 для сварки однопроходных швов углового, нахлесточного или таврового соединения и сварки стали 14Х2ГМ (14ХГНМД1АФБРТ) с низколегированными сталями.

Электроды должны храниться в сухом отапливаемом помещении с температурой не ниже плюс 16 °С и относительной влажностью воздуха не более 60%. Непосредственно перед использованием электроды АНП-2 подлежат прокалке при температуре 420–450 °С по следующему режиму: укладка в печь при температуре 150 °С, нагрев до 420–450 °С, выдержка при этой температуре в течение двух часов, охлаждение печи до 150 °С, дальнейшее охлаждение на воздухе. Электроды УОНИИ-13/45 или ВН-48 следует прокаливать при температуре 350–370 °С в течение часа.

Перед прокалкой проверяют стержни электродов на отсутствие ржавчины путем разрушения покрытия на одном-двух электродах каждой марки. Наличие ржавчины не допускается.

Транспортировка прокаленных электродов к рабочему месту и их хранение должны осуществляться в тщательно закрытой таре, предохраняющей от увлажнения и загрязнения.

Для сварки платформы применяется сварочное оборудование постоянного тока, снабженное амперметрами. Сварка выполняется только постоянным током обратной полярности.

К выполнению работ по сварке допускаются сварщики не ниже IV разряда, изучившие требования инструкции по сварке платформы.

Сборка и сварка платформы производится в соответствии с требованиями, указанными на рис. 4.37, 4.38, 4.39, и 4.40 в настоящем разделе. Для сборки каждой платформы используются боковые и средняя составляющие, передний борт, козырек и камнеотбойники, помеченные одним порядковым номером.

При приварке козырька и камнеотбойников допускается осуществлять подгонку кромок при сборке посредством их подрезки газовой резкой или наплавки электродами АНП-2 с последующей зачисткой шлифмашинкой до металлического блеска, зазоры под сварку — не более 2 мм.

Длина электроприхваток должна быть 80—100 мм, катет шва — 6—8 мм. Не допускается ставить прихватки в местах пересечения швов. Прихватки должны быть очищены от шлака и брызг металла. Прихватки, имеющие дефекты в виде трещин, группы пор, несплавлений с основным металлом, должны удаляться.

Запрещается удаление приварных сборочных приспособлений, монтажных кронштейнов и кронштейнов крепления при транспортировке на железнодорожной платформе ударом (отламыванием). Они должны быть срезаны газопламенным способом, а швы удалены шлифмашинкой заподлицо с основным металлом, возможные места с выхватами на основном металле зачищены, заплавлены электродами АНП-2 и зачищены шлифмашинкой заподлицо с поверхностью детали.

При сборке запрещается осуществлять подгонку и правку деталей с применением местного нагрева.

Перед сборкой места наложения швов и поверхности стыкуемых частей платформы в зоне сварки протираются от грязи, обезжириваются места с масляными пятна-

ми, зачищаются шлифовальным кругом до полного удаления ржавчины, окалины, краски и других загрязнений. Зачистка производится на участке, равном ширине шва плюс 20 мм в каждую сторону.

При выполнении сварочных швов осуществляется просушка кромок деталей подогревом до 60–80 °С на расстоянии 150–200 мм от сварных кромок.

При повышенной влажности окружающего воздуха сварка выполняется с предварительным подогревом свариваемых кромок до температуры 100–150 °С.

Сварка монтажных стыков пола платформы выполняется с предварительным подогревом свариваемых кромок до температуры 100–150 °С, а также с послесварочным подогревом швов и околошовной зоны до температуры 150–200 °С в течение 30–40 минут. Температура шва и околошовной зоны перед началом подогрева после сварки должна быть не менее 200 °С. Для уменьшения интенсивности охлаждения целесообразно закрывать зону сварочного шва листовым асбестом.

Сварка электродами марок АНП-2, УОНИИ-13/45 или ВН-48 производится короткой дугой валиками шириной не более 3-х диаметров электрода на режимах согласно табл. 4.1.

Таблица 4.1

**Режимы сварки**

Положение шва в пространстве	Сила тока, А, при диаметре электрода, мм		
	4,0	5,0	6,0
Нижнее, вертикальное	150–200	200–250	Только нижнее положение 220–280
Горизонтальное, потолочное	120–160	160–200	—

Сварка шва осуществляется без перерыва до заполнения разделки или полного сечения шва. При обрыве дуги в процессе сварки необходимо тщательно зачистить кратер от шлака и только после этого снова возбуждать дугу. Смену электрода и окончание валика можно осуществлять только после заполнения кратера металлом.

После наложения каждого валика и выполнения шва в целом металл шва и околошовная зона должны быть тщательно зачищены от шлака и брызг металла.

Параметры швов, обозначенных на рис. 4.37, должны соответствовать значениям, указанным в табл. 4.2.

Таблица 4.2

**Параметры швов**

№ шва	Условное обозначение шва	№ шва	Условное обозначение шва
1	ГОСТ 5264–80-Т1-Δ6	11	ГОСТ 5264–80-С17
2	ГОСТ 5264–80-Т1-Δ8	12	ГОСТ 5264–80-С21
3	ГОСТ 5264–80-Т1-Δ10	13	ГОСТ 5264–80-Н1-Δ6
4	ГОСТ 5264–80-Т1-Δ16	14	ГОСТ 11534–75-Т1
5	ГОСТ 5264–80-Н1-Δ4	16	ГОСТ 11534–75-Т2
6	ГОСТ 5264–80-Н1-Δ8	17	ГОСТ 5264–80-Н1-Δ12
7	ГОСТ 5264–80-Н1-Δ10	19	ГОСТ 5264–80-1-11-Δ10
8	ГОСТ 5264–80-С10	20	ГОСТ 5264–80-Т1-Δ8
9	ГОСТ 5264–80-С21	21	ГОСТ 11534–75-Т1
10	ГОСТ 5264–80-С19		

Т1 — шов тавровый односторонний без скоса кромок;

Т2 — шов тавровый двусторонний без скоса кромок;

Н1 — шов нахлесточный односторонний без скоса кромок;

С10 — шов стыковой односторонний со скосом одной кромки на остающейся подкладке;

С17 — шов стыковой односторонний со скосом кромок;

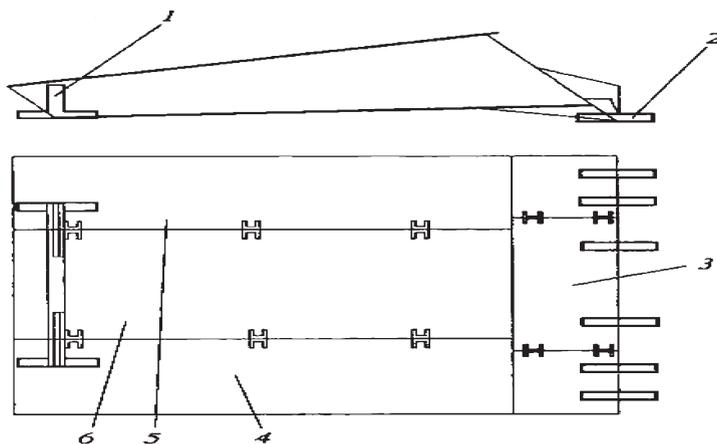
С19 — шов стыковой односторонний со скосом кромок на остающейся подкладке;

С21 — шов стыковой двусторонний со скосом кромок;

№ 21, ГОСТ 11534–75-Т1 — шов тавровый односторонний без скоса кромок для сварных соединений с углом соединения деталей  $\beta = 91 \div 175^\circ$ .

При сварке должна обеспечиваться герметичность швов. Следует проверять визуально по пропуску газов при работающем двигателе.

Устанавливаются правая 5 и левая 4 (рис. 4.36) составляющие платформы полом вверх на технологическую подстав-



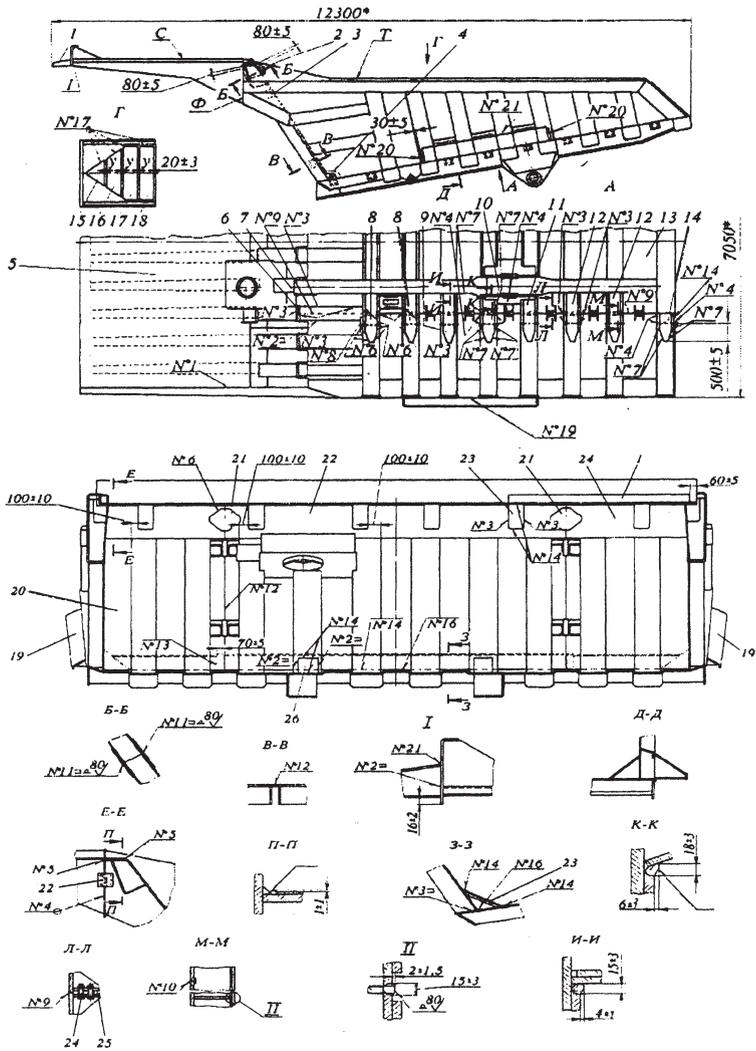
**Рис. 4.36. Схема установки составляющих при сборке платформы:** 1 — подставка; 2 — подкладка; 3 — передний борт; 4 — левая составляющая платформы; 5 — правая составляющая платформы; 6 — составляющая платформы

ку 1 и подкладки 2. Устанавливается средняя составляющая 6 и скрепляется с правой и левой составляющими по монтажным кронштейнам болтами 28 (рис. 4.37, сечение *Л—Л*) с гайками, с предварительной установкой пластины 29. Устанавливается передний борт 22 и скрепляется с боковыми составляющими по монтажным кронштейнам 3 (рис. 4.37) болтами с гайками, с установкой пластин, а также — с панелью пола по монтажным кронштейнам 4 болтами с гайками.

Свариваются поперечины пола платформы с соединительными пластинами поперечин контрфорсов боковых составляющих по верхним полкам (рис. 4.37, сечение *М—М*, элемент *И*) и по боковым полкам (рис. 4.37, швы № 4 для поперечин № 4, № 5 и № 8 и швы № 3 для остальных поперечин).

Сварка поперечин пола с полом и другие швы углового, нахлесточного и таврового соединения в зоне стыковых монтажных швов производятся только после выполнения стыкового шва.

Свариваются усилители переднего борта по монтажному стыку (рис. 4.37, сечение *Б—Б*, шов № 11) электродами АНП-2.



**Рис. 4.37. Сборка и сварка платформы:**

1 — дополнительный козырек; 2, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 21, 27 — накладки; 3, 4 — монтажные кронштейны; 5 — защитный козырек; 6 — торцевая пластина; 7 — передняя балка; 13 — средняя составляющая платформы; 14, 15, 16, 17, 18 — листы настила пола; 19 — камнеотбойники; 20 — правая составляющая платформы; 22 — передний борт; 23, 25 — усилители; 24 — левая составляющая платформы; 26, 29 — пластины; 28 — болт

Ослабляются крепления монтажных кронштейнов пола платформы отвертыванием гайки на один оборот. Перекаптовывается платформа полом вниз, ослабляются крепления монтажных кронштейнов переднего борта отвертыванием гайки на 1/2 оборота.

Сваривается пол платформы по монтажным стыкам (сечения *Л—Л*, *М—М*, швы № 9 и № 10).

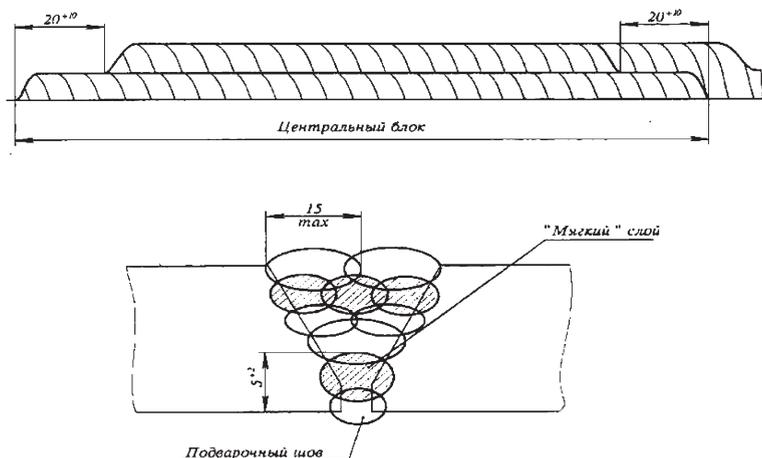
Сварка стыков пола производится блочным методом с разбивкой длины шва на 6—7 блоков длиной 1000—1200 мм. Сварка начинается с центрального блока, после сварки центрального блока поочередно в обе стороны от центра производится сварка остальных блоков. При выполнении работы двумя сварщиками варятся одновременно два центральных блока (каждым сварщиком по одному блоку), а затем — одновременно по одному последующему блоку.

Стыковка блоков в местах пересечения с другими швами не допускается. Конец крайнего блока в передней части панели пола должен заканчиваться на расстоянии 50—100 мм от переднего борта.

Наложение валиков в пределах одного блока производится напроход или от середины к концам. Для первых двух проходов начало и конец каждого слоя в блоке необходимо смещать относительно предыдущего на 20—30 мм (рис. 4.38). Сварка последующих блоков производится с перекрытием (с «перевязкой») швов предыдущего блока на 20—30 мм. Сварка шва в блоке должна осуществляться без перерыва до полного заполнения разделки.

Первый валик выполняется усиленным, высота сечения первого валика должна быть 5—7 мм (рис. 4.38). Первый слой, а также отдельные последующие слои выполняются электродами УОНИИ-13/45 или ВН-48 («мягкие» слои). Общее количество «мягких» слоев не должно превышать 25—30% всего сечения шва. При сварке с «мягкими» слоями первые проходы можно осуществлять без «перевязки» швов.

Остальные слои стыкового шва выполняются электродами АНП-2. Последний слой — электродами АНП-2.



**Рис. 4.38.** Схема расположения слоев сварки в блоке и схема сварки многослойных сварных швов

Валики последнего слоя шва должны иметь плавное сопряжение как между собой, так и с поверхностью основного металла. Ширина валиков последнего слоя должна быть не более 15 мм.

Сваривается передний борт платформы по монтажным стыкам (см. рис. 4.38, шов № 11, сечение  $B-B$  и шов № 12, сечение  $B-B$ ) с выполнением рекомендаций по сварке пола платформы, но без предварительного и послесварочного подогрева. Длина шва борта разбивается на 3 блока длиной 1000–1100 мм, наложение валиков в пределах каждого блока производится напроход. Сварка нижнего блока должна начинаться с недоваренного участка (50–100 мм) передней части пола платформы. Первый слой шва выполняется электродами УОНИИ-13/45 или ВН-48.

Работу по сварке стыка пола и борта рекомендуется организовать двумя сварщиками с тем, чтобы стыковой шов был сварен за одну смену для поддержания теплового режима в зоне шва.

Устанавливается накладка 21 (размер  $80 \pm 5$  мм) и приваривается (шов № 6), как показано на рис. 4.37.

Перед установкой накладок 2, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 21 снимается усиление швов шлифовальным кругом до плоскости поверхностей стыкуемых деталей.

Сваривается передний борт с полом (сечение 3—3, шов № 16 для борта и шов № 3 — для стоек борта).

Устанавливается накладка (сечение 3—3, размер  $70 \pm 5$  мм) и приваривается (швы № 13 и № 14).

Перекапывается платформа полом вверх. Снимаются с монтажных кронштейнов болты с гайками и удаляются вспомогательные пластины.

Устанавливается накладка 21 и приваривается к усилителю переднего борта (шов № 6, размер  $80 \pm 5$  мм).

Производится подварка монтажных швов пола и переднего борта подварочным швом (швы № 9 и № 12) электродами УОНИИ-13/45 или ВН-48. Перед наложением подварочного шва корень шва удаляется на глубину 2—3 мм шлифмашинкой.

После сварки монтажных швов монтажные кронштейны на днище платформы удаляются газорезкой заподлицо с панелями пола.

Свариваются поперечины с панелью пола в зоне стыковых швов (швы № 4 для поперечин № 4, № 5; швы № 4 и № 14 для поперечины № 8 и швы № 3 для остальных поперечин).

Устанавливаются и привариваются накладки 8 (швы № 6 и № 8), накладки 9 (швы № 6, сечение *И—И*), накладки 10 (швы № 7, сечение *К—К*), накладки 11 (швы № 7, сечение *К—К*), накладки 12 (швы № 6, сечение *И—И*), накладки 14 (швы № 7).

Устанавливаются и привариваются передние балки 7 и торцевые пластины 6 (швы № 2 и № 3).

Устанавливается на защитный козырек 5 дополнительный козырек 1, (размеры  $60 \pm 5$  мм,  $16 \pm 2$  мм) и приваривается (выносной элемент 1).

Устанавливается защитный козырек 5, закрепляется при помощи пластин 26 и болтов с пружинными шайбами и электроприхваток. Допуск параллельности поверхности *С* относительно поверхности *Т* равен  $0,5 \div 20$  мм. Допускается подгонка по поверхности *Ф* (см. рис. 4.37).

Приваривается защитный козырек к платформе (сечение  $E-E$ , швы № 4 и № 5).

Устанавливаются усилители 23 и привариваются (швы № 3 и № 14).

Платформа перекаптовывается полом вниз, устанавливаются и привариваются камнеотбойники 19 задних колес (швы № 19, 20, 21, сечение  $D-D$  и вид А).

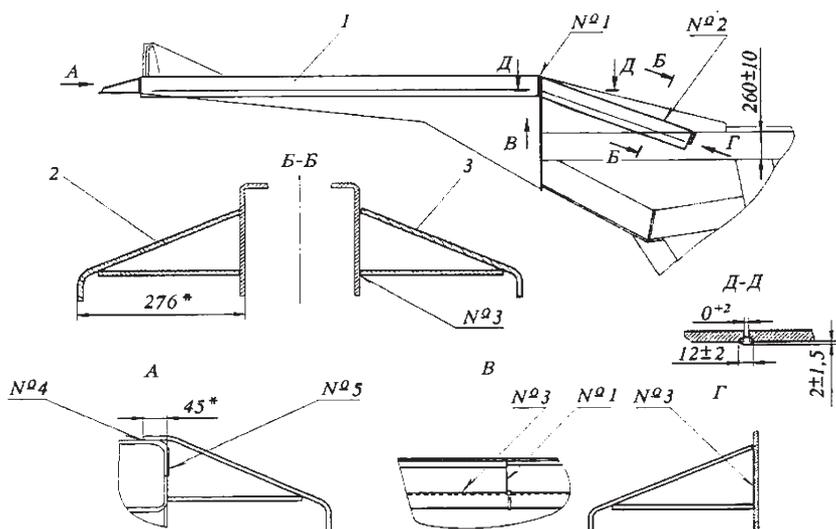
Устанавливается и приваривается усилитель.

Устанавливаются и привариваются передний левый 1 (рис. 4.39) и правый камнеотбойники передних колес, а также правый 2 и левый 3 камнеотбойники.

Параметры сварочных швов, обозначенных на рис. 4.39: шов № 1 — ГОСТ 11534-75-У1 (угловой односторонний без скоса кромок);

шов № 2 — ГОСТ 11534-75-Т1 (тавровый односторонний без скоса кромок);

шов № 3 — ГОСТ 5264-80-Т1-Д6 (тавровый односторонний без скоса кромок);



**Рис. 4.39. Сборка и сварка камнеотбойников передних колес:**  
 1 — передний левый камнеотбойник передних колес; 2 — правый камнеотбойник; 3 — левый камнеотбойник

шов № 4 — ГОСТ 5264—80-Н1-Д8 (нахлесточный односторонний без скоса кромок);

шов № 5 — ГОСТ 5264—80-У4-Д6 (угловой односторонний без скоса кромок)

Устанавливаются листы настила пола и привариваются (шов № 17, размер  $20 \pm 3$  мм и размер  $У$ , равный  $50 \pm 5$  мм для варианта платформы с настилом пола).

Удаляются заподлицо с панелями пола и бортами газорезкой детали, приваренные к внутренним поверхностям платформы для крепления при транспортировании по железной дороге.

Качество сварных соединений контролируется внешним осмотром и обмером швов. Внешнему осмотру подлежит каждый шов по всей его протяженности. В сварных соединениях не допускаются следующие видимые дефекты:

- трещины всех видов и направлений;
- несплавления и непровары;
- группы пор и шлаковых включений;
- отдельные поры и включения диаметром более 1 мм в количестве более 4 дефектов на участке шва длиной 400 мм при расстоянии между дефектами менее 50 мм;
- незаваренные кратеры;
- выхваты на основном металле;
- подрезы основного металла глубиной более 0,5 мм.

Участки швов с недопустимыми дефектами в виде трещин, несплавлений, непроваров и участков с групповой пористостью удаляются газовой резкой, образовавшиеся при этом канавки зачищаются и завариваются. Завариваются также места швов с подрезами и неполным сечением.

При заварке дефектного шва с удалением металла из зоны шва применяют предварительный и послесварочный подогрев.

Сварные швы и околошовная зона окрашивается краской, прикладываемой к самосвалу.

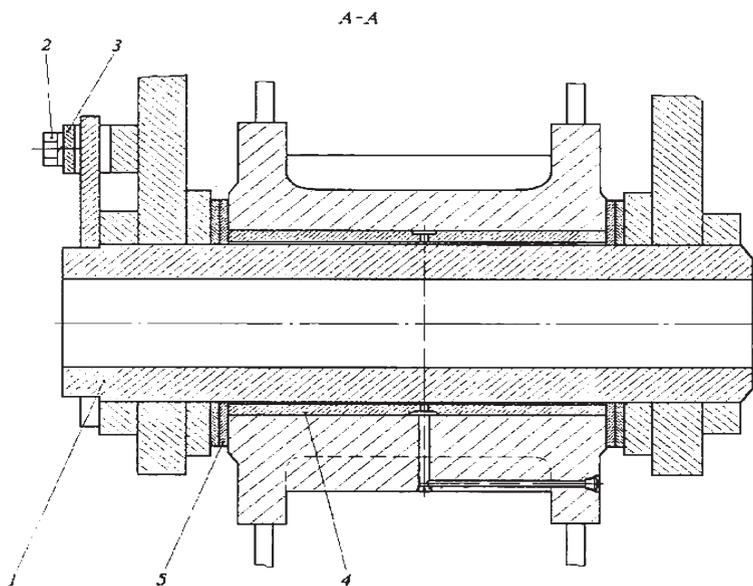
## УСТАНОВКА ПЛАТФОРМЫ, БРЫЗГОВИКОВ, КАМНЕВЫТАЛКИВАТЕЛЕЙ И ПОДСОЕДИНЕНИЕ ЦИЛИНДРОВ ОПРОКИДЫВАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Перед установкой платформы на самосвал тщательно очищаются от загрязнений полости и детали шарнирных соединений верхних опор цилиндров подъема и задних опор платформы.

Шкворень 1 (рис. 4.40) и втулки 4 перед установкой смазываются смазкой Литол-24 или Лита (заменитель смазки Фиол-2).

Зачаливается платформа и совмещаются отверстия кронштейнов задней опоры платформы с отверстиями кронштейнов рамы.

Для подъема и установки платформы используется специальное чалочное приспособление и две растяжки длиной



**Рис. 4.40. Установка платформы:**

1 — шкворень; 2 — болт; 3 — крышка; 4 — втулка; 5 — регулировочная шайба

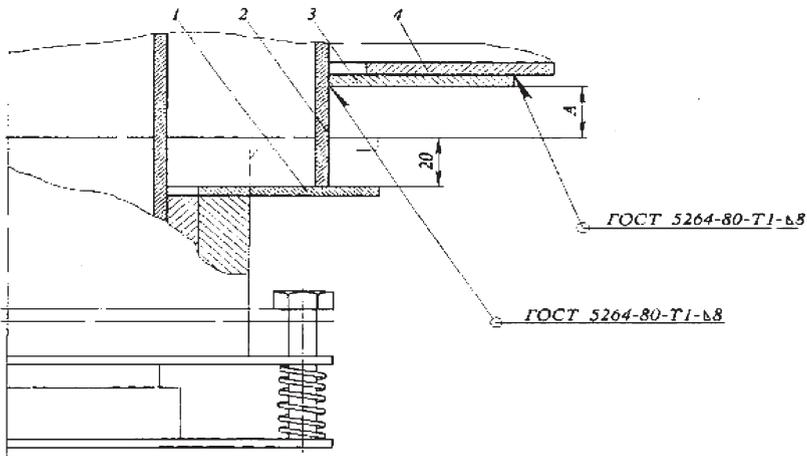
по 8 м для фиксации платформы от поворота на крюке при ее транспортировке и установке.

При установке платформы запрещается находиться на шасси или под шасси самосвала, между колесами и под поднятой платформой.

Устанавливаются с наружных сторон шкворни 1 между фланцами букс и бобышками кронштейнов платформы с предварительной установкой регулировочных шайб 5 (осевые зазоры 0,5–2 мм). Шкворни 1 закрепляются крышками 3 и болтами 2 с пружинными шайбами.

При установке пальцев используются специальные лестницы-площадки.

Устанавливается на опорный фланец 1 (рис. 4.41) патрубка выпускной трубы упорное кольцо 2 (торцом с фаской вниз) и заглушка 3. Поворотом заглушки 3 обеспечивается центрирование упорного кольца 2 относительно опорного фланца 1 и фиксируется неподвижное положение заглушки относительно пластины 4 газоприемника. Наносится не менее четырех точек (размер А) по наружному диаметру кольца 2 и фиксируется их взаимное расположение относительно заглушки 3. Так же отмечается положение заглушки от-

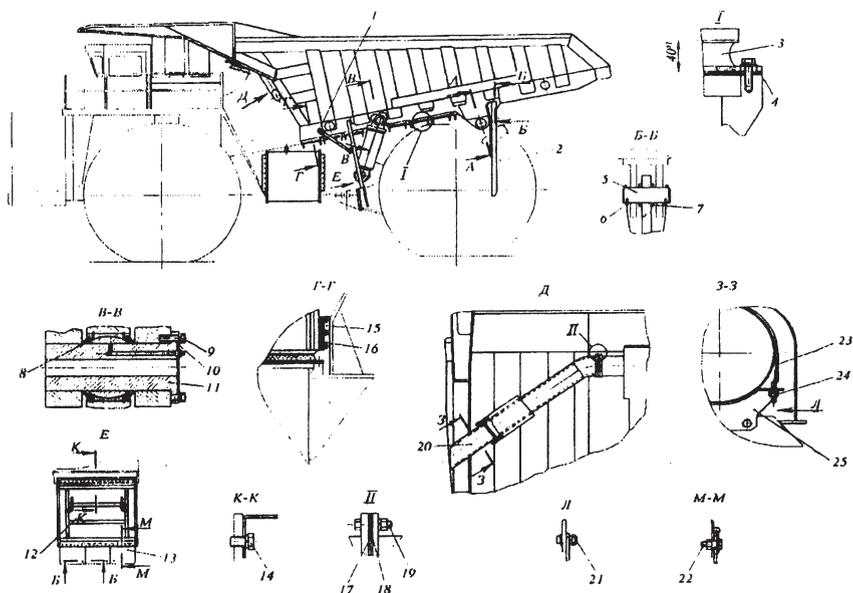


**Рис. 4.41. Установка упорного кольца газоприемника платформы:**  
1 – опорный фланец; 2 – упорное кольцо; 3 – заглушка; 4 – пластина

носительно пластины 4 (по диаметру и по оси симметрии). Снимается упорное кольцо и заглушка, по отмеченным точкам откладывается размер  $(A + 20 \text{ мм})$  от торца кольца и по этим точкам проводится установочная линия. Устанавливается на кольцо 2 заглушка 3 по установочной линии, ориентируется в соответствии с разметочными метками и приваривается кольцо.

Устанавливается заглушка с упорным кольцом по меткам и приваривается к пластине 4 газоприемника.

Перед выполнением сварочных работ нужно снять давление рабочей жидкости в пневмогидроаккумуляторах. Оградить зону сварки предохранительными щитками для защиты самосвала от брызг металла и принять меры по-



**Рис. 4.42. Установка платформы, брызговиков и подсоединение цилиндров опрокидывающего механизма:**

1 — тяга; 2 — камневыталкиватель; 3 — амортизатор; 4, 18 — прокладка; 5, 11 — прокладки; 6 — шплинт; 7 — шайба; 8 — распорное кольцо; 9, 14, 19, 21, 22 — болты; 10 — защитная шайба; 12, 25 — кронштейны; 13 — брызговик; 15, 16 — пластины; 17 — заглушка; 20 — труба; 23 — хомут; 24 — гайка

жарной безопасности. Провод «массы» закрепить непосредственно на платформе.

Обеспечивается равномерное прилегание и сжатие амортизаторов 3 (рис. 4.42) к опорной поверхности лонжеронов согласно выносному элементу 1 установки прокладок 4.

Проверяется наличие зазора (0,5–1,5 мм) между ограничителями платформы и контактными пластинами 14. При необходимости следует отрегулировать зазор регулировочными пластинами 16.

Заполняются полости подшипников ШСЛ-120 верхних головок цилиндров опрокидывающего механизма смазкой Литол-24 и устанавливаются распорные кольца 8. Совмещаются отверстия головок цилиндров с отверстиями проушин кронштейнов, устанавливаются пальцы 11 верхней опоры цилиндров и закрепляются болтами 9 с пружинными шайбами. Под болты 8 с пружинными шайбами устанавливаются защитные шайбы 10. Для совмещения отверстий подводится упор 1 приспособления (рис. 4.43) вплотную к верхней головке цилиндра и снимаются хомуты и призмы крепления цилиндров к лонжеронам.

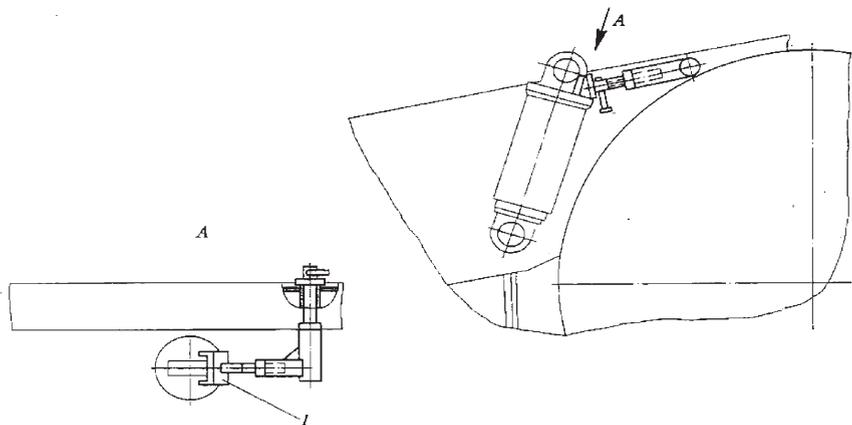


Рис. 4.43. Схема установки приспособления для фиксации цилиндров опрокидывающего механизма при соединении верхних головок цилиндров с кронштейнами платформы; 1 – упор

Смазывают с помощью шприцов шарниры задних опор платформы и верхних опор цилиндров опрокидывающего механизма согласно указаниям руководства по эксплуатации.

Устанавливается труба 20 (см. рис. 4.42) с прокладкой 18 и заглушкой 17 и закрепляется болтами 19 с пружинными шайбами. Устанавливается кронштейн 25 и закрепляется болтами 21 с гайками, плоскими и пружинными шайбами. Закрепляется труба 20 хомутом 23 с гайками 24.

Устанавливаются камневыталкиватели 2, соединяются с кронштейнами пальцев 5 посредством шплинтов 6. С каждой стороны камневыталкивателя располагается по одной промежуточной шайбе 7. Для установки камневыталкивателя по центру между колесами допускается размещение двух шайб 7 с одной стороны. Перед установкой пальцы 5 смазываются смазкой Литол-24.

На правую и левую стороны помещаются кронштейны 12 брызговики задних колес и закрепляются болтами 14 с плоскими и пружинными шайбами и тягами 1.

В случае отдельного поступления кронштейнов 12 и брызговиков 13 они устанавливаются и закрепляются болтами 22, под болты устанавливаются усилители.

Соединяются шланги и трубопроводы системы групповой смазки: от балки переднего моста к верхним опорам цилиндров подвески, к шарниру поперечной штанги и центральному шарниру передней подвески; от балки заднего моста к верхним опорам цилиндров опрокидывающего механизма, к шарнирам опоры платформы и тяговым электродвигателям мотор-колес.

## **ПРОВЕРКА РАБОТЫ СИСТЕМ АВТОСАМОСВАЛА И ПУСК ДВИГАТЕЛЯ**

Выключаются выключатели SF1 в блоке управления БОК4623-01 и QF1 в блоке управления БОК4627-01 посредством установки их рукоятки в положение «О», SA6, SA7 — в нейтральное положение.

Проверяются уровни масел в заправочных емкостях систем и агрегатов, заправляются бак опрокидывающего механизма маслом, а системы двигателя топливом и охлаждающей жидкостью.

Заправляются баллоны системы воздухопуска двигателя сжатым воздухом до давления 3 МПа (30 кгс/см), а пневмосистема тормозов — до давления 0,65–0,80 МПа (6,5–8 кгс/см<sup>2</sup>).

При заправке системы охлаждения двигателя жидкостью в зимних условиях краник отопителя устанавливается в положение «кран закрыт». После прогрева жидкости в системе охлаждения двигателя до плюс 60 °С ручка крана ставится в положение «выпуск воздуха», выпускается воздух до появления из отверстия крана сплошной струи жидкости. После выпуска воздуха ручка крана переводится в «рабочее положение». На летний период года ручка крана устанавливается в положение «кран закрыт».

Если агрегаты и системы самосвала заправлены маслом, не соответствующим сезону, необходимо заменить его в соответствии с рекомендуемым в карте смазки.

Смазываются консистентной смазкой все точки, имеющие пресс-масленки, в соответствии с указаниями карты смазки.

Проверяются установка и крепление всех воздухопроводов, масло- и топливопроводов, трубопроводов системы охлаждения дизеля и крепление всех соединительных шлангов. При необходимости подтягиваются крепления и устраняются обнаруженные утечки.

Проверяется отсутствие на агрегатах, системах, узлах самосвала посторонних предметов, производится уборка.

Проверяется плавность и легкость хода всех педалей и рукояток управления системами и механизмами.

Снимаются защитные прокладки, ленты, пленки и консервационная смазка с узлов двигателя, с тягового генератора и других агрегатов.

Производится зарядка азотом цилиндров передней подвески и гидроаккумуляторов гидравлических систем рабочего тормоза и рулевого управления в соответствии с указаниями руководства по эксплуатации.

Проверяется работа термоэлектрического элемента предпускового подогрева масла путем подключения его от автономного источника тока и нагрева масла в системе смазки двигателя до температуры 40—60 °С. Температура контролируется по прибору в кабине водителя.

Включение электронагревателей производится в соответствии с электрической принципиальной схемой. В цепи включения электронагревателей должна быть предусмотрена установка предохранителей, а самосвал необходимо надежно заземлить.

Проверяется работа предпусковых подогревателей ПЖД-600.

Пуск и включение подогревателей производится в соответствии с рекомендациями руководства по эксплуатации.

Проверяется исправность контрольных ламп в блоках нажатием на кнопки выключателей.

Проверяется действие схемы рабочего и аварийного останова двигателя.

Вставляется ключ в замок-выключатель, нажимают и отпускают кнопку SB4 рабочего останова двигателя. При этом должны включиться маслооткачивающий и маслозакачивающий насосы. После отработки реле времени 60 с насосы автоматически должны выключиться.

Закрывается запорный вентиль на воздушных баллонах системы воздухопуска с целью исключения возможности пуска двигателя. Отсоединяется провод № 138 на двенадцатиклеммной панели шкафа, а провод № 200 подсоединяется на «массу». Вставляется ключ в замок-выключатель, поворачивается на 90° до упора и отпускается. В схеме пуска реле К2 должно стать на блокировку, и через замыкающиеся контакты питание подается на электромагнит планового останова YA9, зуммер HA1 и счетчик времени наработки РТ. Контрольная лампа в блоке не должна гореть.

Подсоединяется провод № 138 на двенадцатиклеммной панели X9, при этом должно сработать реле К14, сняв питание с электромагнита YA9 и включив электродвигатель дублирующего привода руля. Лампа в блоке HL1 должна гореть.

После проверки схема приводится в соответствие с документацией.

Для проверки механического включения аварийной защиты от превышения оборотов нажимается кнопка SB5. При этом должен сработать электромагнит YA7, и на панели приборов загорится контрольная лампа КЛ. При возвращении предельного выключателя в исходное положение контрольная лампа не должна гореть.

Проверяется электросхема тягового привода.

Осматриваются соединения системы охлаждения двигателя, топливной системы, гидравлических систем рабочего тормоза, рулевого управления и опрокидывающего механизма. Обнаруженные утечки устраняются.

Запускается двигатель в последовательности, рекомендуемой руководством по эксплуатации двигателя и самосвала. Ручным управлением устанавливается частота вращения коленчатого вала двигателя  $8,3-8,7 \text{ с}^{-1}$  ( $500-520 \text{ мин}^{-1}$ ) и проверяется работа систем по контрольно-измерительным приборам.

Проверяется действие схемы блокировки замка-выключателя. Для этого при работающем двигателе вынимается ключ из замка-выключателя, «масса» не должна отключаться.

При обнаружении отклонений параметров систем от рекомендуемых величин двигатель следует остановить и устранить неисправность.

Лампы сигнализации об аварийном состоянии систем не должны гореть во всем диапазоне рабочих оборотов, начиная с минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала. Мигающим светом горит лампа, сигнализирующая о включении стояночной тормозной системы, а также о понижении давления воздуха до  $0,55-0,45 \text{ МПа}$  ( $5,5-4,5 \text{ кгс/см}^2$ ) в полости цилиндра при расторможенной стояночной тормозной системе.

Проверяется герметичность системы пневматического привода стояночного тормоза при неработающем двигателе и давлении в системе  $0,6 \text{ МПа}$  ( $6 \text{ кгс/см}^2$ ). При выключенном стояночном тормозе падение давления в си-

стеме должно быть не более 0,03 МПа (0,3 кгс/см<sup>2</sup>) за 15 мин.

При работающем двигателе проверяется работа системы регулирования давления воздуха в пневматической системе. Давление воздуха должно поддерживаться на уровне 0,65–0,8 МПа (6,5–8,0 кгс/см<sup>2</sup>).

Проверяется работа гидравлического привода рулевого управления и рабочей тормозной системы.

Запускается двигатель, поворачиваются на месте управляемые колеса влево, рулевое колесо удерживается в положении поворота влево. После того как давление в гидроаккумуляторах поднимется до 12,5–13,5 МПа (125–135 кгс/см<sup>2</sup>), останавливается двигатель и проверяется герметичность соединений гидравлической системы. Обнаруженные утечки устраняются (предварительно снимается давление жидкости).

При крайнем положении управляемых колес допускается давление в гидроаккумуляторах  $15 \pm 0,5$  МПа ( $150 \pm 5$  кгс/см<sup>2</sup>).

Аналогичная проверка производится при повороте вправо.

Проверяется максимальное давление зарядки гидроаккумуляторов. Запускается двигатель, при частоте вращения 600–700 мин<sup>-1</sup> давление в гидроаккумуляторах должно подняться до 12,5–13,5 МПа (125–135 кгс/см<sup>2</sup>).

Проверяется работа системы регулирования давления. Поворотом рулевого колеса влево и вправо снижается давление масла в гидроаккумуляторах. При давлении 8,5–10,5 МПа (85–105 кгс/см<sup>2</sup>) насос должен подключиться на зарядку, и давление должно подняться до 12,5–13,5 МПа (125–135 кгс/см<sup>2</sup>).

Проверяется техническое состояние тягового электропривода.

Проверяется комплектность и соответствие номеров электронных плат указанным в формуляре самосвала.

Визуально проверяются электронные платы на отсутствие механических повреждений обечаек, самих печатных плат, навесных элементов, на отслоения печатных проводников и т. д.

Производится профилактический осмотр электрических аппаратов, проверяются и, в случае необходимости, подтягиваются крепления соединительных шин и выводов тормозных резисторов и силовой выпрямительной установки.

Проверяется правильность подключения тяговых электродвигателей, силовой выпрямительной установки, тормозных резисторов и мотор-вентиляторов, ящиков сопротивлений.

Проверяется отсутствие в электрическом шкафу и на аппаратах посторонних предметов, производится уборка.

Осматриваются щеточно-коллекторные узлы тяговых электродвигателей, генератора, проверяется подвижность щеток, убеждаются в отсутствии посторонних предметов и закрываются люки.

При неработающем двигателе отсоединяются от контактных зажимов ХТ1 провода 391, 392, 441, 443, 451, 453. Проверяются измерителем сопротивления отсутствие обрыва и короткого замыкания в цепях датчиков BR1...BR3 между проводами 392 и 391, 441 и 443, 451 и 453. Значение сопротивлений цепи должно быть 20—30 Ом.

Измеряются мегомметром сопротивления изоляции каждой из цепей, состоящей из проводов 391, 441, 451 и датчиков BR1...BR3, относительно корпуса. После измерения провода 391, 392, 441, 443, 451 и 453 подсоединяются на место. Значения сопротивлений изоляции должны быть не менее 0,1 МОм.

Отсоединяется провод 400 от контактора КМЗ. Замыкаются накоротко управляющие электроды тиристоров VS1, VS2 с их катодами. Извлекаются блоки А3, А4. Измеряются мегаомметром сопротивления изоляции между каждым из проводов 101—110, 120, 201, 205, 209, 221 в шкафу с пускорегулирующей аппаратурой и корпусом самосвала.

Значения сопротивлений изоляции должно быть между проводами 101—110, 120 и корпусом не менее 0,1 МОм, между проводами 201, 205, 209, 221 и корпусом — не менее 0,5 МОм.

После измерения блоки А3, А4 устанавливаются на место, снимаются короткозамыкающие перемычки с тиристоров VS1 и VS2, провод 400 подсоединяется на место.

Выключаются выключатели SF1 в блоке управления БОК4623-01 и QF1 в блоке управления БОК4627-01, устанавливаются их рукоятки в положение «О». Переключатели SA6 и SA7 устанавливаются в нейтральное положение. Включаются выключатели SF3 и SF4.

Заполняется пневмосистема самосвала от постороннего источника сжатым воздухом до давления 0,65–0,8 МПа (6,5–8 кгс/см<sup>2</sup>). Самосвал затормаживается стояночной тормозной системой. Напряжение аккумуляторных батарей должно быть не менее 18 В.

Запускается двигатель.

Проверяется последовательность включения релейно-контакторной аппаратуры.

Устанавливаются переключатели SA6 и SA7 соответственно в положение «Вперед» и «Генератор». Должны включиться реверсор КМ 11.1, реле KV1 и контактор КМ1.

Нажимается педаль хода. Должны включиться контакторы КМ6, КМ7, КМ5, КМ3 и реле КТ1.

Отпускается педаль хода. Должны выключиться контакторы КМ5, КМ3, затем с выдержкой времени — реле КТ1 и контакторы КМ6, КМ7.

Устанавливаются переключатели SA6 и SA7 в нейтральное положение. Должны выключиться реверсор КМ 11.1, реле KV1 и контактор КМ1.

Устанавливаются переключатели SA6 и SA7 соответственно в положение «Назад» и «Генератор». Должны включиться реверсор КМ11.2, реле KV1 и контактор КМ2.

Нажимается педаль хода. Должны включиться контакторы КМ6, КМ7, КМ5, КМ3 и реле КТ1.

Отпускается педаль хода. Должны выключиться контакторы КМ5, КМ3, затем с выдержкой времени — реле КТ1 и контакторы КМ6 и КМ7.

Устанавливаются переключатели SA6 и SA7 в нейтральное положение. Должны выключиться реверсор КМ 11.2, реле KV1 и контактор КМ2.

Устанавливаются переключатели SA6 и SA7 соответственно в положение «Вперед» и «Генератор». Должны включиться реверсор КМ 11.1, реле KV1 и контактор КМ1.

Нажимается педаль электрического торможения. Должны включиться контакторы КМ 10, КМ8, КМ9, электромагнитный клапан УВ, контакторы КМ5, КМ3 и реле КТ1.

Отпускается педаль электрического торможения. Должны выключиться контакторы КМ5, КМ3, затем с выдержкой времени — реле КТ1, контакторы КМ 10, КМ8, КМ9 и электромагнитный клапан УВ.

Проверяются путем нажатия на педали хода и торможения значения частоты вращения двигателя, при которых происходит включение силовых цепей тягового режима и режима электрического торможения. Частота вращения двигателя определяется по тахометру на панели приборов в кабине самосвала.

## **ОПРОБОВАНИЕ, ВВОД В ЭКСПЛУАТАЦИЮ И ОБКАТКА САМОСВАЛА**

Проверяются исправность и действие контрольно-измерительных приборов и ламп их освещения, действие систем освещения, световой и звуковой сигнализации (контрольных ламп; ламп стоп-сигнала и указателей поворотов; ламп габаритных огней; ламп задних фонарей включения электродинамического тормоза; ламп основных, противотуманных и задних фар; пневмосигнала заднего хода и зуммера в кабине), действие сигнализации, сообщающей об аварийной ситуации. Регулируется направление света фар в соответствии с указаниями руководства по эксплуатации.

В процессе опробования и обкатки самосвала необходимо контролировать техническое состояние всех систем, узлов и агрегатов самосвала по контрольно-измерительным приборам и контрольным лампам на панели приборов, а также по степени нагрева узлов.

Температура нагрева редуктора мотор-колес, коробки отбора мощности, мест установки подшипников тягового

генератора, тяговых электродвигателей, ступиц передних колес и тормозных барабанов не должна превышать плюс 70 °С. При обнаружении отклонений в работе узлов и появлении посторонних шумов нужно немедленно прекратить работу и устранить причину отклонения.

Температурный режим двигателя, давление масла, частота вращения коленчатого вала двигателя должны соответствовать рекомендуемому в руководстве по эксплуатации.

Проверяется регулировка привода управления подачей топлива. При неработающем вентиляторе привод управления подачей топлива должен обеспечивать максимальные обороты холостого хода  $16,7 \pm 0,33 \text{ с}^{-1}$  ( $1000 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$ ), а также минимальные обороты холостого хода  $6,67 + 0,67 \text{ с}^{-1}$  ( $400 + 40 \text{ мин}^{-1}$ ).

Проверка производится при рекомендуемых рабочих температурных режимах двигателя. При включении электродинамического тормоза частота вращения коленчатого вала двигателя должна устанавливаться приводом поддержания повышенных оборотов в пределах  $(9,83 \pm 0,33) \text{ с}^{-1}$  ( $590 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$ ).

Проверяется работа отопителя кабины и отопителя силового шкафа. Проверка работы отопителя кабины осуществляется при температуре жидкости в системе охлаждения двигателя не ниже 60 °С. Предварительно из отопителя должен быть выпущен воздух. При включении вентилятора отопителя в кабину должен поступать теплый воздух.

Проверяется работа омывателя ветрового стекла. При нажатии на кнопку омывателя ветрового стекла струя жидкости на неподвижном самосвале должна быть направлена вертикально в нижнюю кромку верхнего уплотнителя. При необходимости направление струи жиклера нужно отрегулировать.

Проверяется работа стеклоочистителя в первом и втором положениях переключателя. Не допускается работа стеклоочистителя по сухому стеклу.

Угол размаха щеток по обильно смоченному стеклу на второй скорости должен быть 77–89°.

Проверяется работа вентилятора кабины.

Проверяется на месте работа рулевого управления поворотом в обе стороны управляемых колес из одного крайнего положения в другое при частоте вращения коленчатого вала  $8,3-9,2 \text{ с}^{-1}$  ( $500-550 \text{ мин}^{-1}$ ) и  $15-16,7 \text{ с}^{-1}$  ( $900-1000 \text{ мин}^{-1}$ ). При движении со скоростью до  $1,4 \text{ м/с}$  ( $5 \text{ км/ч}$ ) выполняют по два поворота из одного крайнего положения в другое.

Гидросистема должна обеспечивать плавный, без рывков и колебаний поворот управляемых колес.

Проверяется работа дублирующего привода рулевого управления на самосвале без груза. При неработающем двигателе и разряженных гидроаккумуляторах рулевого управления включается электродвигатель дублирующего привода. При повороте рулевого колеса управляемые колеса должны быть стронуты с места и поворачиваться на небольшой угол, наблюдаемый визуально (примерно на  $15-20^\circ$ ). Время работы электродвигателя — не более 3 мин.

Опробование рулевого управления и тормозов на ходу производится на ровной горизонтальной площадке с твердым сухим покрытием без выбоин и уклонов. Размеры площадки должны исключать возможность наезда самосвала на людей, строения и т. д.

Проверяется действие колесных тормозов сначала со скорости  $1,4-2,8 \text{ м/с}$  ( $5-10 \text{ км/ч}$ ), затем со скорости  $8,3 \text{ м/с}$  ( $30 \text{ км/ч}$ ) при прямолинейном движении самосвала без груза. Рабочая тормозная система должна обеспечивать одновременное торможение всех колес без заноса самосвала. При испытании самосвал не должен выходить за габариты коридора, имеющего ширину  $10,9 \text{ м}$ .

Торможение со скорости  $8,3 \text{ м/с}$  ( $30 \text{ км/ч}$ ) используется только для проверки эффективности рабочей тормозной системы на самосвале без груза. Во избежание перегрева тормозного диска и износа накладок эта проверка производится не более одного-двух раз с перерывом между торможениями не менее 20 мин.

Проверяется эффективность стояночной тормозной системы. Самосвал затормаживается стояночной тормоз-

ной системой, включается электротрансмиссия и, плавно повышая частоту вращения коленчатого вала двигателя, доводится суммарная сила тока тяговых электродвигателей до 950–1000А. Стояночная тормозная система должна удерживать самосвал в неподвижном состоянии. Контрольное время удержания более 10 с во избежание перегрева тяговых электродвигателей. Если стояночная тормозная система не удерживает самосвал в неподвижном состоянии, то немедленно выключается электротрансмиссия и уменьшается частота вращения коленчатого вала двигателя для предотвращения подгорания тормозных накладок.

При проведении этих испытаний требуются особые меры предосторожности (отсутствие спереди и сзади самосвала людей, строений и т. д.).

Проверяется исправность генераторной установки электрооборудования самосвала. Стрелка указателя напряжения при частоте вращения  $8,4 \text{ с}^{-1}$  ( $500 \text{ мин}^{-1}$ ) и выше должна находиться в зоне, окрашенной в зеленый цвет (26–28,5 В). При температуре окружающей среды минус  $55 \text{ }^\circ\text{C}$  и ниже стрелка указателя должна показывать 28–30 В. Расположение стрелки указателя при работающем двигателе в зоне красного или желтого цвета свидетельствует о неисправной работе генераторной установки.

Производится опробование механизма разгрузки путем выполнения 2–3 полных подъемов платформы и разового стопорения ее в поднятом положении тросами со стопорными шкворнями. В поднятом положении должно обеспечиваться стопорение платформы двумя тросами. Механизм разгрузки должен обеспечивать плавный, без рывков и заеданий, подъем и опускание платформы, остановку ее в любом промежуточном положении. В конце подъема платформы загорается контрольная лампа, сигнализирующая об аварийном понижении уровня масла в баке объединенной гидросистемы.

В нейтральном положении переключателя допускается самопроизвольное опускание платформы со скоростью не более 600 мм/ч. При опускании платформы звенья цилин-

дров должны складываться последовательно, начиная со звена, имеющего наименьший диаметр.

Проверяется герметичность всех гидравлических систем. Выбрасывания или подтекания смазки, масла, топлива, тормозной и охлаждающей жидкостей, газов из любого агрегата, узла или через соединения не допускается. Обнаруженные утечки устраняются. Образование масляных пятен и отдельных капель без каплевывпадения в местах сальниковых уплотнений редукторов, верхнего уплотнения кожухов цилиндров подвески и у сапунов не является признаком брака.

После проверки всех систем осуществляют пробный пробег и обкаточные испытания самосвала без груза на расстоянии 50 км.

В процессе пробного пробега и обкатки необходимо следить за работой всех систем и узлов по контрольно-измерительным приборам, контрольным сигнальным лампам и до появления посторонних шумов.

Проверяется система автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости, которая должна поддерживаться в пределах 75–85 °С. Летом при полной загрузке самосвала температура охлаждающей жидкости может подниматься до 95 °С. Проверяется действие системы принудительного включения вентилятора и открытия жалюзи радиатора.

Проверяется защита от превышения максимальной скорости. При достижении максимальной скорости должны выключиться схемы тягового режима и электродинамического торможения.

Проверяется функционирование схемы включения ослабления поля. При включении ослабления поля должна загореться соответствующая контрольная лампа.

Во время обкатки проверяется затяжка гаек крепления колес. В процессе обкаточных испытаний не менее двух раз включается задний ход. Продолжительность движения на заднем ходу должна быть не менее 20 м при каждом включении.

Скорость движения при опробовании и обкатке выбирается в зависимости от дорожных условий с учетом постепенного нарастания нагрузок на агрегаты и узлы.

После проверки систем и обкатки самосвала без груза проводятся рабочие испытания на расстояние 50 км, с 75%-й нагрузкой в течение одной смены при работе самосвала в технологическом цикле потребителя.

После окончания рабочих испытаний составляется двухсторонний акт о вводе в эксплуатацию, и карьерный самосвал считается годным к эксплуатации.

В целях приработки деталей и повышения их срока службы проводится обкатка самосвала при пониженных нагрузках в объеме 100 моточасов (1000 км пробега) в соответствии с требованиями раздела «Правила эксплуатации» руководства по эксплуатации.

После завершения обкатки выполняется комплекс смазочных, крепежных и наладочно-регулирующих работ, рекомендуемых руководством по эксплуатации после обкатки.

## **МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ МОНТАЖЕ И ОБКАТКЕ АВТОСАМОСВАЛА**

Предприятие-потребитель карьерного самосвала организует на монтажной площадке ведение работ с соблюдением правил технической и пожарной безопасности в соответствии с действующими правилами и инструкциями.

Персонал, принимающий участие в монтаже, должен пройти инструктаж по технике безопасности и электробезопасности.

В соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» на монтажной площадке, являющейся участком работ грузоподъемных машин, приказом руководства предприятия, в котором производится монтаж самосвала, назначается в каждую смену лицо, ответственное за безопасное производство работ, из числа инженерно-технических работников.

Лицо, ответственное за безопасное производство работ по перемещению грузов грузоподъемными кранами, должно пройти проверку знаний «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» и иметь удостоверение, а также знать грузовые характеристики грузоподъ-

емных машин, выделенных для выполнения работ на монтажной площадке.

Для обеспечения безаварийной и безопасной работы при разгрузке с железнодорожных платформ необходимо выполнять следующие требования:

- не допускать разгрузку грузов с железнодорожных вагонов, если они не отцеплены от тепловоза и не заторможены;
- разгружаемые составные части самосвала располагать около пути так, чтобы грузы высотой до 1200 мм находились от наружной грани головки крайнего рельса не ближе 2 м, а при большей высоте не ближе 2,5 м;
- подавать команду на подъем груза с железнодорожной платформы, только убедившись, что все растяжки крепления груза к платформе освобождены;
- при производстве разгрузочных и монтажных работ руководствоваться схемами строповки основных узлов и агрегатов.

При выполнении работ по газорезке, электросварке, пайке, а также заправочных работ должны быть обеспечены требования пожарной безопасности в соответствии с правилами пожарной безопасности, утвержденными ГУПО МВД РФ.

Работы по газорезке, сварке должны выполняться с соблюдением заводских инструкций № 28 по технике безопасности для газосварщиков и газорезчиков и № 29 по технике безопасности для электросварщиков.

Перед выполнением работ по перемещению грузов и при кантовании платформы шланги для газовой резки и электросварочные кабели необходимо убрать из опасной зоны с целью недопущения их повреждения. Резка и сварка деталей платформы на весу не разрешается, не разрешается работать под подвешенным грузом.

Работы по наладке электропривода необходимо выполнять с соблюдением следующих требований:

- к работе по наладке допускается персонал, прошедший обучение и аттестацию по «Правилам техниче-

ской эксплуатации электроустановок потребителей» и «Правилам техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей» (ПТЭ и ПТБ), имеющий IV квалификационную группу по технике безопасности и хорошо знающий схемы и устройство тягового электропривода;

- водитель самосвала, принимающий участие в работе, должен иметь II квалификационную группу в соответствии с ПТЭ и ПТБ. Пуск дизеля, включение и выключение электропривода выполняется водителем только по команде электрика, производящего проверку электропривода. Во время работы дизеля водитель должен находиться в кабине самосвала. Электрикам запрещается осуществлять пуск двигателя и управлять самосвалом;
- если при проверке электротрансмиссии необходимо выполнить какие-либо переключения в шкафу с силовой аппаратурой или на высоковольтных устройствах, то они производятся только при нейтральном положении переключателей электротрансмиссии и реверсора и при полностью выключенных автоматических выключателях. При этом на панели приборов и автоматических выключателях вывешивается плакат **«Не включать! Работают люди!»**;
- осмотр электрических машин, подтяжка проводов на них и на клемниках, контроль и замена щеток производится только при неработающем двигателе. Все виды ремонтно-наладочных работ в шкафу с силовой аппаратурой следует осуществлять только при неработающем двигателе и отсутствии сжатого воздуха в пневмосистеме. В кабине на панели приборов должен быть установлен плакат **«Не включать! Работают люди!»**;
- при производстве работ у трапа автомобиля вывесить плакат **«Стой — Опасно для жизни!»**. На самосвале при этом должны находиться только электрик и водитель. Самосвал нужно затормозить стояночной

тормозной системой, под колеса подложить упорные башмаки;

- нахождение неисправностей, связанное с работами при работающем дизеле, производится двумя электриками, один из которых имеет квалификационную группу не ниже IV, а другой — не ниже III;
- перед включением напряжения люки электрических машин и двери шкафа с силовой аппаратурой должны быть закрыты. На двери шкафа вывешивается плакат «**Стоять — Опасно для жизни!**»;
- в случае необходимости отпайку проводов следует производить паяльником на напряжение 24 или 36 В;
- провода, отсоединяемые от электросхемы в процессе наладки, должны быть изолированы.

Устранение неисправностей по тяговому электроприводу и низковольтной электрической системе должно осуществляться при неработающем двигателе.

Замену предохранителей нужно выполнять при неработающем двигателе и отключенной массе.

Подкачку шин воздухом до номинального давления следует производить только после установки и полного закрепления колеса на ступице.

При необходимости раскрепления колеса перед снятием или для исправления его положения на ступице нужно снизить давление в шинах до 0,08—0,1 МПа (0,8—1 кгс/см<sup>2</sup>).

Водители и персонал, занятые обслуживанием и зарядкой азотом цилиндров подвески и гидроаккумуляторов, должны пройти обучение, аттестацию и иметь удостоверение на право обслуживания сосудов, работающих под давлением, в соответствии с разделом 7 «Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением».

Перед включением электронагревателей масла и других потребителей электроэнергии от внешней сети самосвал должен быть надежно заземлен в соответствии с требованиями главы ЭП-13 (Заземление электроустановок) «Правил технической эксплуатации электроустановок потребителей».

Соединительные провода должны иметь исправную изоляцию, их необходимо предохранить от соприкосновения с острыми кромками элементов конструкции самосвала.

Тормозные жидкости ГТЖ-22 (ТУ 6-01787—86) и «Нева» (ТУ 6-1163—78) — огнеопасны и токсичны. При заполнении ими системы управления рабочими тормозам нужно остерегаться попадания в рот и глаза. Беречь от огня!

Антифриз ядовит! Запрещается переливать его через шланг путем засасывания ртом. После каждой операции с антифризом нужно тщательно мыть руки водой с мылом. При случайном заглатывании антифриза пострадавший должен быть немедленно отправлен в лечебное учреждение. С правилами применения антифриза знакомят водителей под расписку.

Осмотр самосвала и устранение дефектов при поднятой платформе следует производить только после стопорения платформы двумя тросами.

При пробном пуске дизеля запрещается находиться возле трубопроводов высокого давления.

Запрещается производить осмотр самосвала и его систем при работающем двигателе, находясь под платформой, под самосвалом, а также спереди и сзади в зоне возможного движения самосвала.

При проверке опрокидывающего механизма платформы нужно затормозить самосвал стояночным тормозом и убедиться в отсутствии в зоне подъема электропроводов, проводов связи и т. д.

Опробование рулевого управления и тормозов на ходу следует осуществлять на ровной площадке с твердым покрытием без выбоин и уклонов. Размеры площадки должны исключать возможность создания аварийной обстановки.

Неисправности, обнаруженные в процессе подготовки самосвала для ввода в эксплуатацию, нужно устранять на специально отведенных площадках или на постах в цехе при неработающем двигателе. При этом самосвал должен быть заторможен стояночным тормозом, а под колеса установлены упорные башмаки.

Запрещается устранять утечки, а также разбирать и демонтировать элементы систем и узлов при наличии давления газа, воздуха или жидкости в них. Перед выполнением этих работ давление необходимо снять.

При определении и устранении неисправностей необходимо выполнять требования по технике безопасности руководства по эксплуатации.

К обкатке и опробованию самосвала в технологическом цикле потребителя допускаются водители категории С, Д и Е, имеющие удостоверение на право управления автомобилями-самосвалами с электротрансмиссией, изучившие устройство, правила эксплуатации и особенности вождения самосвала, имеющие II квалификационную группу по технике электробезопасности и удостоверение на право работы в карьере.

Пробный пуск и обкатка самосвала производится водителем только после выполнения всех предшествующих работ по разрешению руководителя бригады шеф-монтажа.

Водителю и руководителю бригады шеф-монтажа запрещается передавать управление самосвалом лицам, не прошедшим обучение по управлению самосвалами БелАЗ с электрической трансмиссией, не имеющим при себе удостоверения на право управления транспортным средством данной категории или не указанным в путевом листе (маршрутном листе).

В случаях, не оговоренных данной книге, необходимо следовать указаниям руководства по эксплуатации, «Правилам дорожного движения», «Правилам по охране труда на автомобильном транспорте», «Единым правилам безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом», «Правилам техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей», «Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением», «Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов».

При установке узлов и деталей на высоте более двух метров нужно использовать соответствующие лестницы-

площадки согласно технологическому процессу. Лестницы-площадки должны устойчиво стоять на полу.

При необходимости выполнения монтажных и демонтажных работ на высоте более двух метров без соответствующих лестниц-площадок персоналу, производящему работы, должен быть выписан наряд-допуск на выполнение работ повышенной опасности.

Работать на самосвале и под самосвалом при выполнении монтажно-демонтажных работ разрешается только в монтажных касках.

При работе на высоте запрещается:

- бросать детали, инструмент и другие предметы вниз;
- производить подборку узлов, обработку деталей или узлов, находящихся на весу (рубка зубилом, опиловка и пр.);
- складывать инструмент или детали над своей головой или над головами работающих внизу;
- одновременно выполнять работы в двух ярусах по одной вертикали;
- производить работу на крыльях, в кабине и на капоте до установки ограничительных поручней, предусмотренных конструкцией самосвала.

Детали следует поднимать на самосвал по мере необходимости, не накапливая их сверху. Болты, гайки и инструменты должны находиться в небольшом ящике, который установлен в месте, исключающем случайное падение вниз.

## **ГЛАВА 5**

# **ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ, СХЕМЫ ДВИЖЕНИЯ И МАНЕВРОВ АВТОТРАНСПОРТА В КАРЬЕРЕ**



На карьерах работа автомашин в течение смены может осуществляться по **закрытому** или **открытому** циклу. В первом случае за каждым экскаватором закрепляется определенное количество автомашин, работающих с ним всю смену, во втором — машины при каждом рейсе направляются диспетчером к тому забою, где они могут быть загружены с наименьшими потерями времени. При открытом цикле снижаются простои экскаваторов и автомашин, однако применение его требует организации на карьере четкой диспетчерской службы с непрерывно поступающей информацией о местонахождении всех машин и условиях погрузки в каждом забое.

Режим работы автомашин в течение суток обычно принимают двухсменный. При круглосуточной работе карьера график выхода машин на линию строят так, чтобы одна смена отводилась для осмотра и ремонта машин.

При работе автосамосвалов в комплексе с одноковшовым экскаватором рациональное соотношение вместимости кузова автосамосвала  $V_A$  и вместимости  $E$  ковша экскаватора при различных расстояниях транспортирования составляют:  $1 \div 2$  км —  $4 \div 6$ ;  $3 \div 6$  км —  $6 \div 10$ ;  $7 \div 8$  км —  $8 \div 10$ .

На основании проведенных исследований, а также опыта эксплуатации экскаваторно-автотранспортных комплексов можно рекомендовать следующие рациональные сочетания погрузочного и транспортного оборудования (табл. 5.1).

Движение автотранспорта в карьере осуществляется по **встречной** или **кольцевой** схеме. В первом случае карьер вскрывают одинарными траншеями, в которых прокладывают двухполосные дороги, служащие для спуска порожних и подъема груженых автомашин. Во втором — вскрытие производится парными траншеями, по одной из которых подают порожняк, по другой вывозят груз из карьера.

Таблица 5.1

## Рациональное сочетание моделей экскаваторов и автосамосвалов

Экскаватор	Модели автотранспортных средств при расстоянии транспортирования, км				
	1	2	3	4	5
ЭКГ-2	КрАЗ-256Б1	КрАЗ-256Б1	БелАЗ-540 КрАЗ-256Б1	БелАЗ-540	БелАЗ-540
ЭКГ-3,2	БелАЗ-540 КрАЗ-256Б1	БелАЗ-540	БелАЗ-540 БелАЗ-548	БелАЗ-548 БелАЗ-540	БелАЗ-548 БелАЗ-548
ЭКГ-5	БелАЗ-540А БелАЗ-548	БелАЗ-548	БелАЗ-548 БелАЗ-549	БелАЗ-549 БелАЗ-548	БелАЗ-548 БелАЗ-548
ЭКГ-8И	БелАЗ-548А БелАЗ-549	БелАЗ-549	БелАЗ-549	БелАЗ-549 БелАЗ-7519	БелАЗ-7519 БелАЗ-7519
ЭКГ-12,5	БелАЗ-549 БелАЗ-7519	БелАЗ-549 БелАЗ-7519	БелАЗ-7519 БелАЗ-549	БелАЗ-7519 БелАЗ-7519	БелАЗ-7519 БелАЗ-7521
ЭКГ-20	БелАЗ-7519	БелАЗ-7519 БелАЗ-7521	БелАЗ-7521 БелАЗ-7519	БелАЗ-7521	БелАЗ-7521

Встречная схема движения требует меньшего объема работ по вскрытию карьера и обеспечивает минимальное расстояние транспортирования, поэтому она наиболее распространена. Однако при кольцевой схеме повышаются безопасность и скорость движения, требуются меньшие размеры рабочих площадок, упрощаются подъезды машин к экскаваторам, установка их под погрузку и обмен. Наиболее часто эту схему применяют при строительстве карьеров.

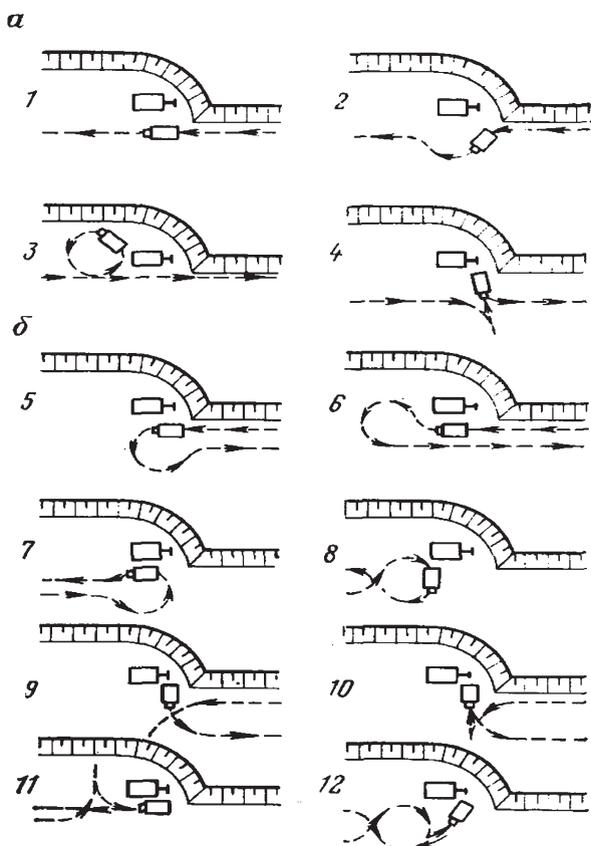
Производительность погрузочно-транспортного оборудования в значительной мере зависит от применяемых схем подъездов и установки автомашин под погрузку, они должны обеспечивать безопасность работ; максимальное использование экскаватора; минимальные затраты времени на маневрирование, загрузку и обмен машин; маневрирование по возможности порожних, а не груженых машин; минимальную ширину рабочей площадки.

При всех схемах погрузка горной массы в машину должна производиться сбоку или сзади, и груженный ковш экскаватора не должен проходить над кабиной водителя; в ожидании погрузки машина должна находиться вне радиуса действия экскаватора.

В связи с многообразием условий применения и высокой маневренностью автотранспорта существует большое количество различных схем подачи самосвалов под погрузку. В зависимости от вида маневров самосвалов в забое их разделяют на три группы: *сквозные, петлевые и тупиковые*.

Выбор схемы определяется условиями погрузки и движения автомашин в карьере, шириной рабочей площадки и экскаваторной заходки, а также способом подъезда автомашин под погрузку, который в зависимости от взаимного направления движения машин и экскаватора может быть встречным и попутным. Встречный подъезд более безопасен и в большинстве случаев позволяет более рационально установить машины под погрузку.

Наиболее распространенные схемы подачи автомашин под погрузку показаны на рис. 5.1. При кольцевом движении машин в карьере и встречном подъезде применяют сквозные схемы 1 и 2, при попутном — петлевые 3 или тупиковые 4.



**Рис. 5.1.** Схемы подачи и установки под погрузку автосамосвалов: *а* — при кольцевом движении; *б* — при встречном движении

При встречном движении автомашин в карьере используют петлевые 5–8, а в стесненных условиях — тупиковые 9–11 схемы подачи машин.

Для лучшей установки машин под погрузку иногда при попутном подъезде применяют *комбинированную схему 12*, сочетающую петлевой и тупиковый подъезды.

Сквозные схемы подачи машин под погрузку наиболее эффективны. Однако область применения их ограничена условиями движения автотранспорта в карьере. Наиболее распространены петлевые схемы, при которых осуществля-

ется поточный обмен машин. Время маневрирования при этих схемах составляет 10–25 с, а время обмена — 15–20 с, что меньше производительности цикла экскаватора, и поэтому простои его в ожидании порожняка практически отсутствуют. Тупиковые схемы требуют минимальные по длине и ширине площадки (35–40×25–30 м) для маневров автомашин, но время маневров и обмена при этих схемах возрастает до 50–60 и 40–45 с.

Установка автомашин под погрузку должна обеспечить максимальную производительность экскаватора. Целесообразно располагать машину справа от экскаватора со стороны пульта его управления так, чтобы ось машины и ось стрелы экскаватора в момент разгрузки ковша составляли угол 90°. Это улучшает машинисту обзор места погрузки, повышает безопасность работ, на 5–10% сокращает цикл экскавации, а также обеспечивает лучшие условия разгрузки ковша, более равномерное распределение породы в кузове машины и минимальные ее просыпания. Угол поворота экскаватора для погрузки машин должен быть минимальным. Уменьшение угла поворота от 100–110° до 60–65° повышает производительность экскаватора на 20–30%.

По числу машин, одновременно находящихся под погрузкой, различают *одиночную* и *спаренную* их *установку*. В основном применяют одиночную установку. Спаренная двусторонняя установка целесообразна в траншейном и фронтальном забоях, что позволяет обеспечить непрерывность погрузки и уменьшить угол поворота экскаватора.



## **ГЛАВА 6**

# **КАРЬЕРНЫЕ АВТОДОРОГИ**



## 6.1. УСТРОЙСТВО КАРЬЕРНЫХ АВТОДОРОГ

**Автодороги** в карьерах разделяют: по характеру перевозимого груза — на производственные (технологические, служащие для транспортирования полезного ископаемого к пунктам разгрузки и вскрыши в отвалы) и служебные (хозяйственные — для перевозки хозяйственных и вспомогательных грузов и оборудования); по условиям эксплуатации — на постоянные (стационарные), рассчитанные на длительный срок эксплуатации, и временные со сроком службы до трех лет, перемещаемые вслед за продвижением фронта работ. Главным признаком, характеризующим конструкцию и параметры автодороги, является грузонапряженность (количество груза с учетом всех видов перевозки в тоннах, перевозимое по данному участку дороги в единицу времени), в зависимости от которой дороги подразделяются на три категории (табл. 6.1).

Основные параметры и конструкция дорог разных категорий должна соответствовать требованиям действующих СНиП 2.05.07—85 «Промышленный транспорт».

Примерное распределение карьерных автодорог по категориям и средней скорости движения приведено в таблице 6.2.

Таблица 6.1

### Распределение дорог по категориям в зависимости от грузонапряженности

Грузонапряженность (млн т брутто в год) при использовании автосамосвалов грузоподъемностью		Категория дороги
до 75 т	более 75 т	
Свыше 15	Свыше 25	I
5—15	8—25	II
До 5	До 8	III

Таблица 6.2

## Характеристика карьерных автодорог

Характеристики и назначение дороги	Время существования	Средняя скорость движения, км/ч	Категория
<p>Главные дороги, связывающие карьер с обогатительной фабрикой, складом, перегрузочным пунктом и т. д.</p> <p>Главные съезды и заезды в карьер</p>	<p><i>Постоянные дороги</i></p> <p>Период разработки месторождения</p>	До 50–60	I
<p>Магистральные от главных съездов в карьер до отвалов</p> <p>Заезды на отвал</p> <p>Дороги на поверхности отвалов, связывающие ряд участков</p>	<p>То же, но с изменением их длины по мере разработки месторождения</p> <p>Период существования отвала</p> <p>То же</p> <p>Срок отработки группы горизонтов (3–5 лет)</p>	До 20–25	I
<p>Проезды по уступам и заезды к экскаваторам</p> <p>Проезды на отвалах и дорогах на отсыпаемых участках</p>	<p><i>Временные дороги</i></p> <p>Период эксплуатации горизонта</p> <p>Период эксплуатации отсыпаемого участка</p>	До 30–40	I
		До 10–15	II
		До 20–25	II
		До 10–15	III
		До 10–15	III

Автомобильные дороги состоят из земляного полотна с искусственными сооружениями, проезжей части и обочин. Устойчивость **земляного полотна** достигается укладкой его из прочных грунтов и устройствами для отвода поверхностных и грунтовых вод (рис. 6.1).

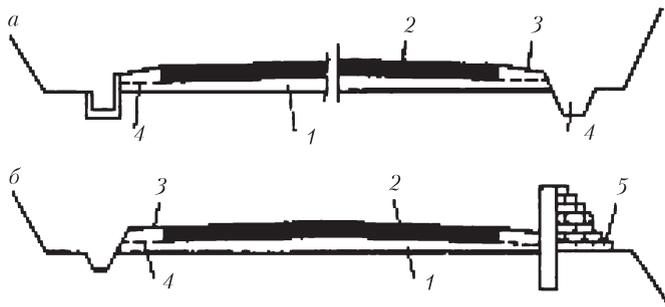
Ширина земляного полотна складывается из ширины проезжей части и ее двух обочин. Ширина проезжей части карьерных автомобильных дорог определяется в зависимости от скорости движения, габаритов автомобилей и схемы движения.

В карьерах могут быть следующие схемы движения: встречное по одной полосе автодороги, встречное по двум полосам и кольцевое.

При двухполосном движении ширина проезжей части  $Ш$  постоянных автодорог определяется по формуле

$$Ш = 2EK_y + \Delta Ш,$$

где  $E$  — ширина автомобиля, м;  $K_y$  — коэффициент, учитывающий суммарную скорость встречных автомобилей;  $\Delta Ш$  — величина, учитывающая габариты автомобиля (для автосамосвалов грузоподъемностью 30, 42, 75, 110, 180 т соответственно равна 1,0; 1,3; 2,3; 3,8; 5,4).



**Рис. 6.1. Поперечное сечение автодороги в рыхлых (а), скальных породах (б) и на съездах:**

1 — земляное полотно; 2 — дорожная одежда; 3 — обочина; 4 — водоотводные сооружения; 5 — ограждение

Таблица 6.3

**Рекомендуемая ширина проезжей части дорог для встречного двухполосного движения**

Грузоподъемность автосамосвала, т	Ширина автодороги, м			Минимальная ширина, м
	цементобетонное покрытие	щебеночное покрытие	грунтовое покрытие	
27–30	10,5–14,0	10,2–13,8	10,0–13,3	9,5
40–42	11,4–15,3	11,1–15,1	10,8–15,0	10,0
75	14,4–20,2	14,4–20,1	14,0–19,4	14,0
110–120	18,3–24,5	18,0–24,2	17,3–24,0	15,5
170–180	22,8–30,1	22,5–29,7	21,9–29,4	18,5

Для достижения высоких технико-экономических показателей работы карьерных самосвалов рекомендуются значения ширины дороги *Ш*, м, для встречного двухполосного движения, приведенные в табл. 6.3.

Рекомендуемая ширина проезжей части представлена ее граничными значениями. Минимальная ширина определяется условиями безопасного движения, максимальная — требованиями наиболее полного использования тяговых качеств автосамосвалов.

При однополосном движении для различных автосамосвалов ширина полотна следующая: БелАЗ-7540 — 5,5–6,0 м; БелАЗ-7548 — 5,8–6,6 м; БелАЗ-549 — 8,0–9,8 м; БелАЗ-7519 — 8,3–10,6 м; БелАЗ-7521 — 10,4–12,8 м.

На криволинейных участках трассы проезжая часть выполняется с уширением *ш*, м, размер которого определяется из выражения

$$ш = l^2 R^{-1} + 0,1 VR^{-0,5},$$

где *V* — скорость движения, км/ч; *R* — радиус кривой по оси дороги, м; *l* — колесная база автомобиля, м.

Уширение производится посредством постепенного (по длине не менее 20 м) уменьшения ширины обочины (при этом ширина обочины должна оставаться не менее 1 м).

Продольные уклоны главных откаточных дорог устраиваются с подъемом в грузовом направлении до 80‰, реже

до 100‰, а в порожняковом направлении до 120‰, реже до 150‰.

Для обеспечения благоприятного режима движения самосвалов в тех случаях, когда это технически допустимо, длину участков дорог с большими подъемами следует ограничивать (табл. 6.4).

При криволинейных траншеях и радиусах менее 200 м необходимо производить смягчение продольного уклона на величину  $\Delta i$ , ‰.

Величина поперечного уклона автодороги зависит от типа дорожного покрытия, ширины, водопроницаемости, скорости движения и составляет 20–40‰.

Дороги на уступах выполняются с поперечным уклоном в 20‰ в сторону вышележащего уступа.

Величина продольного уклона временных дорог принимается в пределах 60–80‰.

Величина радиуса горизонтальных кривых автодорог в значительной степени влияет на скорость движения и устойчивость автомобиля при движении.

Таблица 6.4

**Длина подъема в зависимости от уклона дорог**

Уклон, ‰	60	80	100
Максимальная длина подъема, м	300	160	100

Таблица 6.5

**Минимальные радиусы кривых автодорог, м**

Дороги	Грузоподъемность автосамосвала, т					
	10–20	25–30	40–45	70–80	110–120	170–180
Постоянные дороги в карьере	30	50–60	50–60	50–60	50–60	50–60
Серпантинные и круговые кривые	15–20	20–30	30–35	35–40	35–40	40–45
Временные автодороги в карьере	10–12	12–15	12–15	15–20	17–20	20–25
Петлевые заезды под погрузку	7–10	10–11	12–13	12–14	14–15	18–20

Минимальные радиусы кривых для автосамосвалов различной грузоподъемности приведены в табл. 6.5.

**Проезжая часть дороги** покрывается дорожной одеждой. Дорожная одежда выполняется в один или несколько конструктивных слоев из различных материалов. Многослойная дорожная одежда устраивается, как правило, на постоянных дорогах и имеет следующие основные конструктивные слои.

*Покрытие* — верхний слой дорожной одежды, который в свою очередь состоит из слоя износа, периодически возобновляемого по мере его истирания, и основного слоя, определяющего эксплуатационные свойства покрытия.

*Основание* — несущая часть дорожной одежды, обеспечивающая совместно с покрытием передачу нагрузок на подстилающий слой или непосредственно на грунт земляного полотна.

*Дополнительный слой основания* — нижний конструктивный слой дорожной одежды, выполняющий наряду с передачей нагрузок на земляное полотно также функции морозозащитного, дренирующего, выравнивающего и других слоев.

Слои одежды располагают по принципу снижения их прочности в соответствии с уменьшением напряжений по глубине.

Основные типы дорожных покрытий или дорог разных категорий приведены в табл. 6.6.

Материалами для основания служат щебень, грунтощебень, гравий, грунт, обработанный вяжущими, а для дополнительного слоя — крупнозернистый песок, гравелистые грунты, раздробленная горная порода и другие местные материалы.

На временных забойных и отвальных дорогах устраивается обычно однослойная дорожная одежда из выровненной горной массы с подсыпкой щебеночного или гравийного материала. Для скользящих съездов соединительных и хозяйственных дорог устраивается однослойное покрытие из гравия или взорванной скальной вскрыши слоем в несколько десятков сантиметров, которая разравнивается бульдозера-

**Основные типы дорожных покрытий**

Категория дорог	Типы покрытий	Материалы покрытий
I	А. Капитальные	Цементобетонные (монолитные и сборные), асфальтобетонные, укладываемые в горячем и теплом состоянии, из прочных щебеночных материалов, обработанных вяжущими битумами
I	Б. Облегченные	Из щебеночных и гравийных материалов, обработанных жидкими органическими вяжущими веществами, из холодного асфальтобетона, из грунта, обработанного вяжущими битумами
II	Переходные	Щебеночные из каменных материалов и шлака, грунтов и местных слабых минералов, обработанных жидкими органическими вяжущими веществами, мостовые из булыжного и колотого камня
III	Низшие	Грунтовые, укрепленные различными местными материалами

ми, автогрейдерами и укатывается движущимися автомобилями.

Из капитальных покрытий распространение нашли железобетонные и цементобразные покрытия, которые обладают высокой износостойкостью и удовлетворительными характеристиками по сцеплению.

Толщина таких покрытий принимается в зависимости от осевой нагрузки: 100÷120 кН (машины типа КраЗ) — 22 см; до 340 кН (БелАЗ-7522, БелАЗ-75401, БелАЗ-7526) — 29÷39 см; до 480 кН (БелАЗ-7548, БелАЗ-7523, БелАЗ-7527) — 40÷45 см; до 760 кН (БелАЗ-7509) — 48÷58 см.

Нижний слой таких дорог делают из песка, ракушечника, щебня, металлургического шлака, песчано-гравийной массы, а также из породы, обработанной битумом или цементом. Толщина подстилающего слоя должна быть не менее 15 см.

Для уменьшения температурных напряжений цементобетонные покрытия устраивают из отдельных плит (длиной 6—9 м), разделенных между собой швами сжатия (с упру-

гими прокладками) и расширения, которые заливаются битумными мастиками. Получили распространение на карьерах и монолитные цементобетонные покрытия.

Для автосамосвалов грузоподъемностью 110—180 т с высокими нагрузками на ось целесообразно устройство покрытий нового типа — цементобетонных из струнобетона. При этом их толщина для машин грузоподъемностью 110—180 т составляет 60—70 см.

Асфальтобетонные покрытия из-за быстрого износа удовлетворительно работают при движении автомобилей грузоподъемностью менее 25 т.

Получили распространение на карьерах одно- и двухслойные покрытия из каменных материалов: щебеночные, грунтощебеночные и гравийные, обработанные черными вяжущими. В двухслойной одежде верхний слой устанавливается из дробленого щебня, гравия хорошего качества, отходов обогащения. Толщина таких одежд при эксплуатации автомобилей грузоподъемностью 110—180 т превышает 1 м.

Экспериментальные исследования позволяют рекомендовать конструкции дорожных покрытий для самосвалов грузоподъемностью 27—180 т, приведенные в табл. 6.7.

Таблица 6.7

**Рекомендуемые конструкции дорожных покрытий для самосвалов с различной грузоподъемностью**

Земляное полотно	Грузоподъемность автосамосвала, т				
	27	40	75	110	180
	<i>Рыхлые</i>				
Толщина покрытия, см	10—15	10—15	15—20	15—20	15—20
Крупность щебня, мм	20—40	20—40	20—40	20—40	20—40
Толщина основания, см	40—50	50—60	60—70	80—85	100—105
Крупность щебня, мм	40—70	40—70	40—70	12—150	120—150
	<i>Скальные и полускальные</i>				
Толщина покрытия, см	10—15	10—15	10—15	15—20	15—20
Крупность щебня, мм	20—40	20—40	20—40	20—40	20—40
Толщина основания, см	20	25—30	30—35	30—40	30—40
Крупность щебня, мм	40—70	40—70	40—70	40—70	40—70

## 6.2. СОДЕРЖАНИЕ И РЕМОНТ КАРЬЕРНЫХ АВТОДОРОГ

Содержание и ремонт дорог в карьерах находятся в ведении дорожной службы, в задачу которой входит обеспечение запланированных прочности и ровности покрытий дорог, сцепления колес автомобиля с покрытием и пылеподавления при эксплуатации покрытий переходного и низшего типов.

Прочность достигается восстановлением слоя износа, ровность — ликвидацией неровностей, сцепление колес с покрытием — удалением снега и грязи, посыпкой песком, мелким щебнем и т. д. Обеспыливание — обработкой покрытий черными вяжущими (битум, дорожный деготь) и пылесвязывающими материалами (универсин, растворы хлористых солей и т. д.).

Ровность покрытия определяет скорость движения автомобилей и является важным условием обеспечения требуемой производительности автосамосвала. Содержание дорог включает в себя работы по уходу за дорогой и дорожными сооружениями и поддержанию их в чистоте.

В весенне-осенний период особенно важными являются поддержание поперечного профиля земляного полотна, обеспечивающего сток воды по водоотливным сооружениям, очистка дорог от грязи, просыпавшейся горной породы и т. д. Для этого в данный период осуществляют периодическое профилирование карьерных дорог (1—4 раза в месяц). В летний период асфальтобетонные, черные щебеночные и черные гравийные покрытия размягчаются и становятся пластичными, а в зимний — на них появляются трещины. Переменные нагрузки от колес при различной интенсивности движения вызывают волны и сдвиги на покрытии. Летом большое значение имеет борьба с пылью на дорогах, так как она ухудшает условия работы водителей и повышает износ автомобилей.

В целях обеспыливания предварительно выровненную сухую поверхность покрытия рекомендуют обрабатывать пылесвязывающим веществом с помощью поливочных машин (под давлением 0,3—0,4 МПа) (табл. 6.8).

**Расход пылесвязывающих материалов**

Материал	Нормы расхода на 1 м <sup>2</sup> покрытия	Продолжительность обеспыливающего действия, сут
Хлористый кальций: порошкообразный	0,4–0,6	25–40
жидкий	1,0–1,5	15–25
Техническая поваренная соль	1,2–2,0	15–25
Карпалит	0,8–1,2	20–40
Сульфитно-спиртовая барда	1,0–1,5	10–15
Битум дорожный	0,7–1,0	30–90
Битумная эмульсия	1,0–0,3	30–90
Топочный мазут	0,7–1,0	30–90
Универсин	0,8–1,0	40–00

Зимой особое значение имеют работы по очистке дорог от снега и борьба с гололедицей (необходимое значение коэффициента сцепления колес с дорогой не менее 0,3). Выпавший снег убирают бульдозерами, грейдерами, снегоочистителями, из которых роторные и фрезерно-роторные наиболее эффективны, так как способны разрабатывать слежавшиеся массы снега. С оледенением можно бороться двумя способами. Первый способ – рассыпают сыпучие материалы: песок, золу, котельный шлак, гравий и т. д. При посыпке мелким гравием улучшается состояние дорог весной. Расход материалов 0,1–0,4 м<sup>3</sup> на 1000 м<sup>2</sup> покрытия. Второй способ – применение химических веществ, разрушающих кристаллическую структуру льда (поваренная соль, хлористый кальций и т. д.) в составе 50 г/л. Расход растворов 120–200 л/м<sup>2</sup>. Для предупреждения коррозии машин и механизмов в растворы вводят до 7% антикоррозийных добавок (суперфосфат и др.).

К текущему ремонту относят работы по предупреждению и устранению мелких повреждений дороги и дорожных сооружений: заделка трещин и выбоин, засыпка выбоин, профилирование дороги, исправление просадок и повреждений земляного полотна.

По СНиП просвет между трехметровой рейкой и поверхностью покрытия переходного типа дороги не должен превышать 2,5 м. Если на участке длиной, равной базе автомобиля, имеется 5 неровностей глубиной от 3 до 5 см или одна глубиной до 10 см, скорость движения не должна превышать 25 км/ч. При увеличении числа неровностей в два раза скорость должна быть 15–20 км/ч. В том случае, когда глубина неровностей дорог переходного типа превышает 10 см, а дорог в забоях и на отвалах более 15 см для машин с гидромеханической передачей и 20 см – с электромеханической, дороги закрывают для эксплуатации.

Средний ремонт проводят раз в 1–2 года, он включает в себя работы по ликвидации износа дороги: поверхностную обработку асфальтобетонных, черных, щебеночных и гравийных покрытий; замену отдельных плит; выравнивание покрытий с добавлением щебня или гравия; поверхностную обработку дороги.

Таблица 6.9

**Ориентировочное количество основного оборудования для ремонта 10 км автомобильных дорог**

Машины и механизмы	Покрытие	
	усовершенствованное	переходное
Бульдозер:		
гусеничный класса 15–25 т	0,4	1,0
колесный класса 5 т	1,0	1,0
Автогрейдер тяжелого типа	0,4	2,0
Трактор колесный класса 1,4 т с навесным оборудованием	1,0	1,0
Каток тяжелого типа	1,0	2,0
Пескоразбрасыватель	1,0–2,0	2,0
Поливочно-моечная машина	0,3	0,5
Снегоочиститель	1,0	2,0
<i>Примечание.</i> Приведены данные для автомобилей грузоподъемностью 75–120 т. При грузоподъемности 170–180 т количество оборудования увеличивается на 1/3. Для северных районов число поливочно-моечных машин и снегоочистителей увеличивают в 2,5–3 раза.		

Капитальный ремонт проводят 1 раз в 10–12 лет и заключается он в устранении износа всех элементов и сооружений дороги, доведении всех параметров дороги до норм, соответствующих определенной категории.

Дорожную службу карьера укомплектовывают машинами, механизмами и вспомогательным оборудованием в соответствии с проектом карьера или нормами технологического проектирования горно-добывающих предприятий. При обслуживании и ремонте дорог обычно применяют те же машины, что и на основных работах в карьере. Это экскаваторы, бульдозеры, и т. д., используемые на крупных ремонтных работах. Применяют также и специальные машины: грейдеры, катки, поливочные машины, снегоочистители и т. д. (табл. 6.9).

## **ГЛАВА 7**

# **ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ, РЕМОНТ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ**



## 7.1. СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА

Для поддержания требуемого технического уровня автосамосвалов на карьерах организована система технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р) машин.

Технические обслуживания регламентируются по периодичности, перечню и трудоемкости выполняемых работ. В системе ТО и Р карьерных автосамосвалов предусмотрены:

- ежедневное обслуживание (ЕО);
- обслуживание через 125 ч работы двигателя, но не более чем через 2000–2500 км пробега автомобиля (ТО-1);
- обслуживание через 500 ч работы двигателя, но не более чем через 8000–10 000 км пробега автомобиля (ТО-2);
- обслуживание через 1000 ч работы двигателя, но не более чем через 16 000–20 000 км пробега автомобиля (ТО-3) — для машин грузоподъемностью 75–180 т;
- сезонное обслуживание (СО), которое выполняется при подготовке автомобиля к весенне-летним или осенне-зимним условиям эксплуатации. Сезонное обслуживание выполняется при очередных ТО-2 или ТО-3.

**Ежесменное обслуживание (ЕС)** выполняют один раз в смену (до или после работы в карьере). При этом машину внешне осматривают, контролируют и проверяют ее комплектность, обеспечивая безопасность движения, заправку топливом, маслом и охлаждающей жидкостью, а для самосвалов, работающих в особых условиях, осуществляют санитарную и прочую обработку. Самосвалы должны осматривать два водителя — сдающий и принимающий смену. Это позволит сократить время проведения обслуживания и улучшить его качество.

Проводить ежесменное обслуживание рекомендуют на специально оборудованных в карьере площадках или в специальных помещениях, максимально приближенных к карьере (для уменьшения пробега машины).

Операции, выполняемые ежедневно, проводят дополнительно к операциям ежесменного обслуживания, как правило, в начале работы в первую смену. В зависимости от местных условий эти операции могут быть выделены в самостоятельный вид обслуживания — **ежедневное обслуживание**.

**Периодические технические обслуживания** (ТО-1, ТО-2, ТО-3) включают в себя контрольно-диагностические, крепежные, регулировочные, смазочные, разборно-сборочные, демонтаж-монтажные работы (со снятием и последующей установкой деталей узлов) и другие операции, направленные на предупреждение и выявление отказов и повреждений, снижение интенсивности изменения параметров технического состояния автомобилей, экономию топливно-энергетических ресурсов, уменьшение отрицательного воздействия автотранспорта на окружающую среду.

**Сезонное обслуживание** (СО) проводят два раза в год для подготовки подвижного состава к эксплуатации в холодное и теплое время года. Сезонное обслуживание совмещают, как правило, с ТО-2 или ТО-3 с соответствующим увеличением трудоемкости.

**Регламентированные ремонты** (ПР-1, ПР-2 и К) включают в себя восстановление изношенных деталей и регулировочные работы.

**Первый регламентированный ремонт** (ПР-1) состоит из осмотра и замены деталей клапанного механизма и его привода, вкладышей шатунных подшипников, головок цилиндров, верхних частей поршней.

Кроме того, предусматривают снятие и проверку узлов водяных и топливных насосов, масляного радиатора, охладителей наддувочного воздуха, регулировку подшипников ступиц передних колес и редукторов мотор-колес, генератора-возбудителя, проверку тормозных механизмов рулевого управления.

**Второй регламентированный ремонт (ПР-2)** предусматривает микрометричные измерения деталей цилиндро-поршневой группы и их замену, ревизию насоса, приводов генератора и тахогенератора, редуктора привода вентилятора, частичную разборку электрических машин, очистку и замену изношенных деталей.

**Текущий ремонт (ТР)** выполняют по мере возникновения неисправностей, и он не может быть регламентирован по периодичности и трудоемкости.

**Капитальный ремонт (К)** карьерных самосвалов и их агрегатов предназначен для восстановления их работоспособности и ресурса, близкого к полному. В капитальный ремонт входят сборочно-разборочные операции, ремонт агрегатов с большим объемом сварочных работ (рама, кузов, кронштейны), которые целесообразно выполнять на автотранспортном или специализированном ремонтном предприятии. Если ремонт осуществляют силами автохозяйства горно-добывающего предприятия, то он заключается в замене агрегатов и узлов, требующих

Таблица 7.1

**Нормы оборотных агрегатов на 100 автомобилей грузоподъемностью до 40 т**

Агрегаты, узлы, детали	Грузоподъемность, т		
	27	30	40
Двигатель	17	24	24
Гидромеханическая передача	17	20	24
Цилиндр подвески	28	34	42
Редуктор:			
бортовой	11	11	10
главный	5	5	5
Передняя ось	6	6	5
Платформа	6	6	6
Рулевое управление	6	6	6
Гидроусилитель руля	6	6	6
Опрокидывающий механизм	6	7	7
Задний мост	5	5	5

Таблица 7.2

**Нормы оборотных агрегатов на 10 автомобилей  
грузоподъемностью более 40 т**

Агрегаты, узлы, детали	Грузоподъемность, т		
	75–110	120	170–180
Двигатель	1,5	1,5	1
Турбокомпрессор	4,0	4,0	4,0
Радиатор:			
масляный	3,0	3,0	3,0
водяной	2,0	2,0	2,0
Поперечина № 3	2,0	2,0	2,0
Тяговый генератор	1,0	1,0	1,0
Тяговый электродвигатель	2,0	4,0	2,0
Редуктор мотор-колеса	2,0	4,0	2,0
Цилиндр подвески	4,0	6,0	4,0
Шкворень поворотного механизма	6,0	6,0	4,0
Рулевое управление:			
вал ручного управления	1,0	1,0	1,0
редуктор	1,0	1,0	1,0
цилиндр поворота	2,0	2,0	2,0
Цилиндр:			
переднего тормоза	2,0	2,0	2,0
заднего тормоза	4,0	8,0	4,0
стояночного тормоза	2,0	4,0	2,0
опрокидывающего механизма	2,0	2,0	—
Компрессор	4,0	4,0	4,0
Рычаг задней подвески	2,0	2,0	—
Редуктор вентилятора	2,0	2,0	—

капитального ремонта, исправными, взятыми из оборотного фонда (табл. 7.1 и 7.2).

Заводы-изготовители для самосвалов с гидромеханической передачей БелАЗ-540 и БелАЗ-548 и их модификаций, а также с механической передачей КраЗ-256 предусмотрели ежесменное (ЕС), первое (ТО-1) и второе (ТО-2) технические обслуживания, иногда выделяя сезонное техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонты.

Первое техническое обслуживание (ТО-1) предусматривают примерно через 100–125 ч (в зависимости от года вы-

пуска) работы двигателя, но не более чем через 2000 км пробега, второе (ТО-2) — через 500 ч работы двигателя, но не более чем через 8000 км пробега в зависимости от условий эксплуатации. Как было отмечено, средние пробеги и интенсивность отказов по отдельным узлам и агрегатам резко отличаются, что определяет разную периодичность их обслуживания.

Так, продолжительность безотказной работы гидромеханической передачи — 4500 км, передних тормозных колодок — 7200 км, задних — 4500 км, цилиндров подвески — 5400 км, карданной передачи — 900 км, генератора — 3300 км, компрессора — 2000 км и т. п. . Целесообразно все операции по обслуживанию узлов и других агрегатов, имеющих межремонтный пробег 1000–2000 км, отнести к первому техническому обслуживанию (ТО-1); а операции по обслуживанию узлов с межремонтным пробегом 4000–7000 км — ко второму техническому обслуживанию (ТО-2).

В процессе эксплуатации самосвалов на горно-рудных карьерах выявлено, что оптимальная периодичность ТО-1 и ТО-2 для БелАЗ-540 и БелАЗ-548 составляет соответственно 14 машино-смен (112 машино-часов) и 56 машино-смен (448 машино-часов), или 1100 и 4400 км пробега. Первый капитальный ремонт производят примерно через 100–130 тыс. км пробега. Пробег до последующих капитальных ремонтов снижается примерно на 20%.

Для машин с механической передачей трудоемкость ежедневного обслуживания, ТО-1, ТО-2, текущего и капитального (на 1000 км) ремонтов составляют соответственно 0,5; 3,5; 24,7; 6,2; 40 чел.-ч.

Простои в ЕО, ТО-1, ТО-2, текущем ремонте (на 1000 км пробега) соответственно составляют 0,5; 1,5; 4 и 2 ч, а при капитальном ремонте — до 15 дней.

Данные для автомобилей с гидромеханической передачей грузоподъемностью 27–30 и 40 т приведены в табл. 7.3.

Периодичность технического обслуживания двигателя устанавливается в соответствии с инструкциями завода-изготовителя и увязывается со сроками обслуживания автомобиля в целом.

Таблица 7.3

**Автомобили с гидромеханической передачей грузоподъемностью 27—30 и 40 т (данные в скобках)**

Показатели	ЕО	ТО-1	ТО-2
Периодичность, ч	Ежедневно	125	500
Трудоемкость, чел.-ч	1,2	12,8 (13,1)	57,5 (63,7)
Простои, ч	1,2	6	19

Таблица 7.4

**Распределение трудоемкости технических обслуживаний ТО-1/ТО-2, %**

Агрегаты, узлы, системы	БелАЗ-540А БелАЗ-7510	БелАЗ-75402 БелАЗ-75482	БелАЗ-548А БелАЗ-7548
Двигатель (включая системы питания и охлаждения)	12,7/21,6	13,3/21,9	13,2/22,3
Гидромеханическая передача	12,7/7,5	12,7/7,5	12,6/6,8
Карданная передача	3,5/0,8	3,5/0,8	3,5/0,7
Задний мост	—/6,3	—/6,3	—/6,3
Подвеска	2,9/6,2	2,9/6,2	3,1/8,5
Колеса и ступицы	14,3/11,4	14,3/11,4	14,2/13,0
Рулевое управление	1,9/11,4	1,9/11,4	1,8/11,4
Электрооборудование и приборы	14,4/14,7	14,4/14,6	14,2/13,3
Тормоза	15,4/10,5	15,4/10,5	15,2/9,6
Платформа	—/2,0	—/2,0	—/1,8
Опрокидывающий механизм	4,0/2,3	4,0/2,3	4,0/2,1

Трудоемкость сезонного обслуживания составляет до 80% трудоемкости ТО-2 для районов Крайнего Севера и 30—20% для всех прочих районов в зависимости от суровости климата.

Исходные нормативы по периодичности, трудоемкости и простоям технического обслуживания, текущего ремонта, шинных работ и нормативы пробега автомобилей и агрегатов до капитального ремонта (табл. 7.4, 7.5, 7.6) при-

Таблица 7.5

**Распределение трудоемкости при общем осмотре и смазочных работах**

Вид работ	Марка автосамосвала		
	БелАЗ-540А БелАЗ-7510	БелАЗ-75402 БелАЗ-75482	БелАЗ-548А БелАЗ-7548
Общий осмотр	1,8/0,4	1,8/0,4	1,8/0,4
Смазочные работы	16,4/4,9	15,8/4,7	16,4/4,4
<i>Примечание.</i> В числителе приведена трудоемкость при общем осмотре, в знаменателе — при смазочных работах.			

Таблица 7.6

**Норма пробега, тыс. км, автомобилей с гидромеханической передачей и их основных агрегатов до первого капитального ремонта**

Узел агрегата	Грузоподъемность автомобиля	
	27–30	40
Автомобиль в целом	145	140
Двигатель	100	70
Гидромеханическая передача	125	110
Задний мост	145	140
Цилиндр подвески	100	100
Ось передняя	145	140
Рулевое управление	145	140
Гидроусилитель РУ	145	140
Платформа	145/95	140/95
Подъемный механизм	145	140
<i>Примечание.</i> В числителе — при рыхлой породе, знаменателе — при скальной.		

ведены для так называемых эталонных условий: климатическая зона — умеренно-холодная (без агрессивной среды); количество автомобилей на автотранспортном предприятии — 51–100; пробег автомобилей с начала эксплуатации до первого капитального ремонта — 51–75% нормы; расстояние транспортирования груза — более 3 км; длина подъема — до 0,5 км; руководящий подъем  $\leq 50\%$ ; дорожное по-

крытие — асфальто-бетонное; крепость горной породы (по шкале проф. М.М. Протодяконова) < 5.

Корректировку нормативов технического обслуживания и ремонта в реальных условиях эксплуатации проводят с помощью коэффициентов, учитывающих отдельные отклонения от эталонных условий. Результирующие коэффициенты подсчитывают как произведение отдельных.

*Коэффициент корректировки трудоемкости технического обслуживания*  $K_{ТО}$  зависит только от количества автомобилей в парке (эталон 50–100 единиц,  $K_{ТО} = 1$ ) и изменяется от 1,2 (менее 25 единиц) до 0,85 (более 200).

*Коэффициент корректировки текущего ремонта*  $K_{ТР}$  имеет восемь сомножителей,  $K^1_{ТР}$  зависит от климатической зоны и агрессивности среды, изменяется от 1,3 (очень холодная) до 0,9 (умеренно теплая, влажная, теплая) и от 1 до 1,1 — при высокой агрессивности среды. Таким образом,  $K^1_{ТР}$  состоит из двух сомножителей.

$K^2_{ТР}$  зависит от количества автомобилей на автотранспортном предприятии и меняется от 1,2 (при числе автомобилей < 25 единиц) до 0,85 (> 200).

$K^3_{ТР}$  зависит от пробега автомобилей с начала эксплуатации до первого капитального ремонта в процентах от нормы и изменяется от 0,5 (25% пробега от нормы) до 1,7 (более 200%).

Влияние расстояния транспортирования учитывается коэффициентом  $K^4_{ТР}$ , который изменяется от 1 (> 3 км) до 1,45 (< 1 км), а длина подъема — коэффициентом  $K^5_{ТР}$ , изменяющимся от 1 (0,5 км) до 1,8 (> 2 км).

Влияние руководящего подъема учитывается коэффициентом  $K^6_{ТР} = 1$  при  $i = 50\%$  и 1,15 при  $i > 70\%$ . Коэффициент  $K^7_{ТР} = 1,25$  при щебеночном и гравийном покрытиях дорог и  $K^7_{ТР} = 1,35$ , когда дороги без покрытия (грунт скальный).

Твердость горной породы учитывается коэффициентом  $K^8_{ТР}$ . При крепости пород > 15  $K^8_{ТР} = 1,4$ .

*Коэффициенты, корректирующие трудоемкость шинных работ*  $K_{ш}$ :  $K^4_{ш}$  изменяется от 1 (расстояние транспор-

Таблица 7.7

**Периодичность, трудоемкость и простои в техническом обслуживании автомобилей**

Вид обслуживания	Периодичность, ч		Трудоемкость, чел.-ч		Простои, ч	
	БелАЗ-549, БелАЗ-7519	БелАЗ-7420—9590	БелАЗ-549, БелАЗ-7519	БелАЗ-7420—9590	БелАЗ-549, БелАЗ-7519	БелАЗ-7420—9590
ЕО	Ежедневно		0,7	0,8	0,7	0,8
ТО-1	100	100	22,5	31	6	8
ТО-2	500	500	51	71	17	18
ТО-3	1000	1000	70	98	23	25
СО	2 раза в год		31	41	—	—

тирования 3 км) до 1,83 (< 1 км);  $K_{ш}^5$  — от 1 (длина подъема 0,5 км) до 2,15 (> 2 км);  $K_{ш}^6$  — от 1 ( $i = 50\%$ ) до 1,15 ( $i > 70\%$ );  $K_{ш}^8$  — от 1 ( $f = 5$ ) до 1,40 ( $f > 15$ ) и  $K_{ш}^8$ , зависящий от протяженности дорог с бетонными и обработанными вяжущими материалами покрытиями — от 0,95 (до 30% дорог) до 0,85 (> 70%).

*Коэффициенты корректирования норм пробега  $K_{п}$* :  $K_{п}^1$ , состоящий из двух сомножителей, изменяется от 0,7 (очень холодная климатическая зона) до 1,1 (умеренно-теплый влажный климат) и от 1 до 0,9 (при высокой абразивности среды);  $K_{п}^4$  — от 1 (расстояние транспортирования более 3 км) до 0,75 (< 1 км);  $K_{п}^5$  — от 1 (длина подъема 0,5 км) до 0,8 (> 2 км);  $K_{п}^6$  — от 1 ( $i \leq 50\%$ ) до 0,85 ( $i = 70\%$ );  $K_{п}^7$  — от 1,1 (асфальтобетон) до 0,95 (для дорог без покрытия).

Машины с электромеханической трансмиссией, отличающиеся значительными габаритами и массой узлов и агрегатов, имеют некоторые особенности в системе технического обслуживания и ремонта.

Таблица 7.8

**Ориентировочное распределение трудоемкости, %, при выполнении технического обслуживания (ТО-1/ТО-2/ТО-3) агрегатов и систем**

Системы	Марка автосамосвала	
	БелАЗ-549, БелАЗ-7519, БелАЗ-7521	БелАЗ-7420-9590
Двигатель и его система	20,0/24,0/30,9	17,6/20,5/26,3
Электрооборудование и электрические машины	36,5/36,0/30,6	36,0/35,7/30,2
Механические передачи	—/—/0,5	—/—/0,5
Рулевое управление	5,0/4,0/8,9	4,0/3,6/7,6
Тормоза и опрокидывающий механизм	12,0/10,0/10,9	12,5/10,2/13,6
Подвеска, кузов, ступицы	—/7,0/5,1	—/10,0/7,2

По периодичности, перечню и трудоемкости операций техническое обслуживание таких машин подразделяют на следующие виды: ежесменное обслуживание (ЕС), первое (ТО-1), второе (ТО-2), третье (ТО-3) и сезонное (СО) (табл. 7.7, 7.8). Нормативы трудоемкости каждого вида технического обслуживания включают в себя нормативы трудоемкости предыдущих видов указанных в перечне операций.

Распределение трудоемкости при общем осмотре и смазочных работах приведено в табл. 7.9.

Для автосамосвалов с электромеханической передачей установлены следующие виды ремонта: регламентированный первый ремонт (ПР-1), второй (ПР-2), капитальный (К), непланный ремонт (ТР).

Первый регламентированный ремонт проводят через каждые 4 тыс. мото-часов, второй — через каждые 8 тыс. мото-часов, капитальный — через 16—24 тыс. мото-часов,

Таблица 7.9

**Распределение трудоемкости при общем осмотре и смазочных работах**

Вид работ	Марка автосамосвала	
	БелАЗ-549, БелАЗ-7519, БелАЗ-7521	БелАЗ-7420-9590
Общий осмотр	13,5/6,0/4,0	14,0/6,0/4,3
Смазочные работы	13,0/13,0/9,1	16,0/14,2/10,4

Таблица 7.10

**Нормативы трудоемкости (числитель, чел.-ч) и простоя (знаменатель, сут) в плановых ремонтах**

Марка автосамосвала	Вид ремонта	
	ПР-1	ПР-2
БелАЗ-549	355/8	598/14
БелАЗ-7519	405/9,5	690/16
БелАЗ-7420—9590	435/0	630/14,5
БелАЗ-75211	400/9,5	840/19,5
БелАЗ-75212	500/11,5	640/14,5

Таблица 7.11

**Нормативы трудоемкости (числитель, чел.-ч) и простоя (знаменатель, ч) в текущем ремонте автомобилей с электромеханической передачей на 100 мото-ч**

Автомобиль	Без шин	Шинные работы
БелАЗ-549	16,5/9,0	4,8/9,0
БелАЗ-7519	18,4/10,0	4,8/10,0
БелАЗ-7420-9590	19,0/11,5	8,0/11,5
БелАЗ-7521	21,6/11,0	8,0/11,0

т. е. структура ремонтного цикла К-П1-П2-П1-П2-К при длительности 5–8 лет (табл. 7.10, 7.11).

Автомобили и их агрегаты в капитальный ремонт направляют в зависимости от технического состояния, которое рекомендуют определять с помощью средств контроля и диагностики.

Нормативы выработки до капитального ремонта автосамосвалов и их основных узлов приведены в табл. 7.12, а трудоемкость и норма простоя — в табл. 7.13. Они могут быть увеличены в зависимости от горно-технических условий эксплуатации и по мере совершенствования их конструкции.

Эталонными условиями для машин с электромеханической передачей являются следующие: климатическая зона — умеренно-холодная без агрессивной среды; число автомобилей на автотранспортном предприятии — 26–50 единиц; пробег автомобилей с начала эксплуатации до 5 тыс. мото-ч; вместимость ковша экскаватора на погрузке соответствует максимально допустимой для данного автомобиля; доля трассы с уклоном более 50‰ — 0,51–0,6; руководящий подъем (спуск) — 71–80‰; тип дорожного покрытия — переходный; крепость горной породы (по шкале проф. М.М. Протоdjeяконова) — 10–15.

*Коэффициенты, корректирующие периодичность технических обслуживаний, регламентированных ремонтов и наработку до капитального ремонта  $K_{ТО, ПР}$  и  $K_{КР}$ , изменяются следующим образом:  $K_{ТО, ПР}^1$  и  $K_{КР}^1$  — от 1 до 0,9 (при*

Таблица 7.12

**Нормативы наработки (пробега) автомобилей, тыс. мото-ч (тыс. км), с электромеханической передачей и их основных агрегатов до первого капитального ремонта**

Узел, агрегат	БелАЗ-549, БелАЗ-7519, БелАЗ-7426-9590	БелАЗ-7521
	Автомобиль в целом	16(160)
Двигатель	8 (80)—12 (120)	20 (20)÷18 (80)
Турбокомпрессор	4(40)	8 (80)
Тяговый генератор	20 (200)	20 (200)
Тяговый электродвигатель	12 (120)	15 (150)
Возбудитель генератора	8 (80)	12(120)
Редуктор мотор-колеса	12 (120)	15 (150)
Тормозной цилиндр	15 (150)	15 (150)
Блок управления тормозами	10 (100)	10 (100)
Цилиндр опрокидывающего механизма	16 (160)	17,5 (175)
Гидроаппараты рулевого управления и опрокидывающего механизма	20 (200)	20(200)
Цилиндр подвески	12 (120)	12 (120)

Таблица 7.13

**Нормативы капитального ремонта автомобилей с электромеханической передачей**

Модель автомобиля	Трудоемкость, чел.-ч	Простои, дни	Модель автомобиля	Трудоемкость, чел.-ч	Простои, дни
БелАЗ-549	1230	35	БелАЗ-7521	1700	45
БелАЗ-7519	1415	40	БелАЗ-7420-9590	1500	40

высокой агрессивности среды);  $K_{ТО, ПР}^5$  и  $K_{КР}^5$  — от 1,15 (доля трассы с  $i > 50\%$  составляет 0,21—0,3 от расстояния транспортирования) до 0,9 ( $> 0,6$ );  $K_{ТО, ПР}^6$  и  $K_{КР}^6$  — от 1,05 ( $i = 50—60\%$ ) до 0,95 ( $> 80\%$ );  $K_{ТО, ПР}^7$  и  $K_{КР}^7$  — от 1,05 (усовершенствованное дорожное покрытие) до 0,95 (покрытия низшего типа);  $K_{КР}^8$  — от 1,15 ( $f < 5$ ) до 0,8 ( $f > 15$ ).

*Коэффициенты, корректирующие трудоемкость технических обслуживаний и планируемых ремонтов  $K_{ТО}$ ,  $K_{ПР}$  изменяются в следующих пределах:  $K_{ТО}^1$  и  $K_{ПР}^1$  — от 1,2 (очень холодный климат) до 1 (умеренный) и от 1 до 1,1 (при высокой агрессивности среды);  $K_{ТО}^2$  и  $K_{ПР}^2$  — от 1,15 (количество автомобилей на предприятии до 25) и до 0,85 ( $> 100$ ).*

*Коэффициенты, корректирующие трудоемкость текущего ремонта автомобиля (без шин)  $K_{ТР}$  и шинных работ  $K_{Ш}$ :  $K_{ТР}^1$  и  $K_{Ш}^1$  изменяются от 1,3 (очень холодный климат) и до 1 (умеренный) и от 1 до 1,1 (при высокой агрессивности окружающей среды);  $K_{ТР}^2$  — от 1,15 (число машин на предприятии до 25) до 0,85 ( $> 100$ );  $K_{ТР}^3$  — от 1 (наработка с начала эксплуатации до 5 тыс. ч) до 2,8 (45–50 тыс. ч);  $K_{ТР}^4$  — от 0,8 (использование рационального сочетания автомобиля и экскаватора менее 50%) до 1,2 (100%), а  $K_{Ш}^4$  — от 0,9 до 1,1;  $K_{ТР}^5$  и  $K_{Ш}^5$  — от 0,8 (доля участка с  $i > 50\%$  0,21–0,3 от расстояния транспортирования) до 1,05 ( $> 0,6$ ),  $K_{ТР}^6$  и  $K_{Ш}^6$  — от 0,9 ( $i = 50$ – $60\%$ ) до 1,05 ( $> 80\%$ );  $K_{ТР}^7$  — от 0,9 (усовершенствованное дорожное покрытие) до 1,1 (низшее) и  $K_{Ш}^7$  — от 0,95 (усовершенствованное) до 1,05 (низшее);  $K_{Ш}^8$  — от 0,9 ( $f < 5$ ) до 1,4 ( $f > 14$ ).*

## **7.2. ОПЕРАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОСАМОСВАЛОВ**

Перед обслуживанием автомобиль тщательно очищается от грязи и моется. Перед мойкой плотно закрываются шкафы с силовой и пуско-регулирующей аппаратурой, защищаются от попадания воды воздухозаборники и вентиляционные окна электрических машин, а также воздухозаборники воздушных фильтров специальными защитными чехлами и экранами.

Моечные и уборочные работы выполняются с соблюдением установленных правил техники безопасности и электробезопасности.

Надежная работа автомобиля и его узлов во многом зависят от своевременного и качественного обслуживания.

Таблица 7.14

**Перечень операций технического обслуживания автосамосвалов БелАЗ-7509 (БелАЗ-75091) и БелАЗ-7519 (БелАЗ-75191)**

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>1. Проверить уровень и при необходимости долить:</p> <p>а) масло в бак двигателя или поддон;</p> <p>б) охлаждающую жидкость;</p> <p>в) топливо в топливный бак;</p> <p>г) масло в регулятор частоты вращения двигателя;</p> <p>д) масло в масляный бак рулевого управления и опрокидывающего механизма;</p> <p>е) тормозную жидкость в компенсационный бачок тормозной системы;</p> <p>ж) спирт в резервуар противозамерзателя;</p> <p>з) жидкость в бачок стеклоомывателя</p>	<p><i>Ежедневное обслуживание (ЕО)</i></p> <p>До верхней метки на маслоизмерительном стержне</p> <p>До половины емкости расширительных бачков</p> <p>До уровня глазка</p> <p>До верхней метки на маслоизмерительном стержне</p> <p>До верхней метки на маслоизмерительном стержне</p> <p>До метки на бачке</p> <p>Заправлять при температуре ниже +4°С. После заправки нажать 5–6 раз на кнопку противозамерзателя до упора</p> <p>Наполнить бачок</p>	

Продолжение таблицы 7.14

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>2. Проверить визуально состояние соединений трубопроводов и шлангов всех гидросистем</p> <p>3. Слить отстой из топливного бака. Отстой сливать через 30—40 минут после заправки и начала работы автомобиля</p> <p>4. Слить конденсат из ресиверов тормозной системы</p> <p>5. Проверить степень засоренности воздушных фильтров по индикатору</p> <p>6. Проверить посредством внешнего осмотра состояние замков и уплотнений коллекторных люков и выводящих проводов электрических машин, уплотнений дверей аппаратных шкафов. На автомобилях, работающих в угольных разрезах, следует протереть внутренние полости электрических машин и аппаратных шкафов сухим сжатым воздухом</p> <p>7. Проверить состояние воздухопроводов системы вентиляции электрических машин</p>	<p>Подтянуть соединения в местах течи топлива, масла и охлаждающей жидкости</p> <p>До появления чистого топлива</p> <p>До полного удаления грязи и конденсата</p> <p>Окно индикатора не должно перекрываться порошком красного цвета</p> <p>Крышки коллекторных люков должны быть закрыты и плотно прилегать по всему периметру. Двери шкафов должны прилегать плотно. Выходные провода должны быть надежно закреплены и не иметь механических повреждений</p> <p>Мягкие рукава воздухопроводов не должны иметь разрывов. При минимальной частоте вращения двигателя из вентиляционных отверстий моторов колес должен выходить воздух</p>	<p>Выполнять после окончания работ</p>

<p>8. Проверить давление воздуха в шинах. Визуально проверить состояние крепления всех колес и состояние сварного соединения приварки бортового основания обода к обечайке в задних наружных колесах</p> <p>9. Проверить посредством внешнего осмотра крепление рычагов и тяг рулевого управления</p> <p>10. Проверить давление воздуха в ресивере потребителей энергии сжатого воздуха (автомобили с двигателем 8РА4-185)</p> <p>11. Проверить срабатывание системы защиты двигателя</p>	<p>Давление воздуха в шинах должно быть 0,55 МПа (5,6 кгс/см<sup>2</sup>) для шин 27.00-49 и 0,49 МПа (5,0 кгс/см<sup>2</sup>) для шин 33.00-51. Гайки колес должны быть затянуты до отказа. Трещин ободов не должно быть</p> <p>Гайки крепления рычагов и тяг должны быть затянуты до отказа</p> <p>Давление воздуха должно быть не менее 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>)</p>	<p>Шинный манометр МД14-3912200, адаптер 14-3114250</p> <p>Проверяется по манометру в кабине водителя при открытом запорном кране на ресивере</p>
<p>12. Проверить отсутствие воды во всасывающих коллекторах двигателей 6ДМ-21А и 8ДМ-21А</p> <p>13. Проверить плавность перемещения рейки топливного насоса двигателя 6ДМ-21А и 8ДМ-21А</p> <p>14. Проверить исправность дублирующего привода рулевого управления</p>	<p>При нажатии на кнопку аварийной остановки двигателя воздушные захлопки должны закрыться. После проверки возвратить захлопки в исходное положение</p> <p>При остановленном автомобиле передние колеса должны поворачиваться на 2—5°</p>	<p>Проверяется выворачиванием пробок на всасывающих коллекторах</p> <p>Проверяется включением выключателя на панели приборов</p>

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>15. Проверить работоспособность двигателя, рулевого управления, тормозной системы, системы освещения и сигнализации, стеклоочистителя и стеклоомывателя</p>	<p>Двигатель должен работать устойчиво на всей частоте вращения. Органы управления, тормозной системы, системы освещения и сигнализации, стеклоочистителя и стеклоомывателя должны быть технически исправны</p>	
<p><i>Первое техническое обслуживание (ТО-1)</i></p>		
<p>1. Очистить от грязи и вымыть автомобиль</p>	<p>Мойку выполнять только при установленных чехлах. После мойки снять чехлы и проверить отсутствие замыкания силовой цепи на корпус. Для этого пустить двигатель и включить силовую цепь при заторможенном автомобиле. Если сигнальная лампа горит, устранили замыкание. Продуть сжатым воздухом аппаратные шкафы</p>	<p>Моечная установка, комплект чехлов:                      1. 549-392201 — защитный чехол тягового генератора;                      2. 549-3922030 — защитный чехол выхлопной трубы;                      3. 549-3922120 — чехол воздушных борников воздушных фильтров;                      4. 7519-3922150 — чехол воздухозаборника тягового генератора (для БелАЗ-7509, БелАЗ-75091);                      5. 7519-3922150 — чехол воздухозаборника тяговых электродвигателей (для БелАЗ-7519, БелАЗ-75191)</p>
<p>2. Промыть фильтр предварительной очистки топлива</p>	<p>Промыть элементы до полного удаления отложений. Поврежденные фильтрующие элементы и уплотнительные кольца заменить</p>	<p>Ключи гаечные 22×24, 27×30, ванна, волосяная щетка или кисть</p>



Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>б) проверить состояние магнитной системы, дугогасительных камер, главных и блокировочных контактов контакторов и реле;</p> <p>в) проверить четкость включения и выключения, а также герметичность воздухопроводов ресивера и линейных тормозных контакторов</p>		<p>Напильник с мелкой насечкой, напильник бархатный, комбинированный прибор, комплект инструмента электрика, модель 2443</p> <p>Мыльная эмульсия, кисть</p>
<p>8. Проверить крепление элементов в блоках резисторов, мест пайки выводов и токопроводящих перемычек</p>	<p>Подтянуть крепление</p>	<p>Ключи гаечные 12 × 14, 14 × 17, 19 × 22, 41 × 46, комбинированный прибор</p>
<p>9. Проверить крепление контроллеров</p> <p>10. Проверить наличие жидкой смазки в манжетной полости крупногабаритных манжет редукторов моторколес и при необходимости слить. Промыть сапуны редукторов</p>	<p>Ослабевшие соединения подтянуть</p> <p>Для полного слива жидкой смазки отверстия в полых болтах оставить открытыми в течение одного часа, после чего продуть межманжетную полость сжатым воздухом и добавить через масленки по 150 г смазки</p>	<p>Ключ гаечный 14 × 17</p> <p>Ключи гаечные 12 × 14, 17 × 19, 22 × 24, шприц, ванна для мойки сапунов</p>
<p>11. Проверить крепление карданных валов и люфты в их шарнирах</p> <p>12. Подтянуть крепежные соединения ходовой части и рулевого управления:</p>	<p>При покачивании рукой карданного вала люфт не должен ощущаться</p>	<p>Ключ гаечный 19 × 22</p>
<p>а) гайку крепления пальца центрального шарнира (автомобили БелАЗ-7519, БелАЗ-75191);</p>		<p>Ключ 7519-3924074, вороток или усилитель крутящего момента</p>

<p>б) гайки крепления рычагов задней подвески (автомобили БелАЗ-7509, БелАЗ-75091);</p> <p>в) болты крепления стопорной пластины пальца центрального шарнира (автомобили БелАЗ-7519, БелАЗ-75191);</p> <p>г) гайки крепления колес;</p> <p>д) гайки крепления рычагов рулевой трапеции</p>		<p>Ключ 549А-3924060</p> <p>Ключ 17 × 19</p> <p>Ключ 549-3924316 Ключ 50 × 55</p>
<p>13. Проверить визуально состояние сварных соединений колес</p> <p>14. Проверить свободный ход рулевого колеса и состояние шарниров рулевых тяг и цилиндров поворотов</p> <p>15. Проверить герметичность пневматического привода стояночной и запасной тормозных систем</p>	<p>Трещин не должно быть</p> <p>Свободный ход рулевого колеса должен быть не более 25°. Если свободный ход рулевого колеса более 25°, устранить зазоры в шарнирах рулевого управления и подтянуть ослабевшие крепежные соединения</p> <p>Проверку производить при давлении в пневмосистеме 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>). Падение давления должно быть не более 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>) за 15 мин. При большем падении давления с помощью мыльной эмульсии определить место утечки воздуха и устранить неисправность</p>	<p>Люфтомер 8704-6005, манометр со шлангами, ключи 8×10, 12×14</p> <p>Падение давления проверяется манометром класса точности 1,5 с ценой деления 0,1, заворачиваемым на место датчика на ресивере</p>

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>16. Проверить ход штоков тормозных цилиндров стояночной тормозной системы</p>	<p>При расторможенном механизме стрелка указателя должна быть напротив риски с цифрой «0», а при заторможенном — между цифрами «1» и «2». Если при заторможенном механизме стрелка указателя доходит до цифры «2», отрегулировать ход штока. Допускается проверка хода штока линейкой. Ход штока должен быть не более 45 мм</p>	
<p>17. Проверить давление азота в гидроаккумуляторах рабочей тормозной системы</p>	<p>Проверку производить при отсутствии масла в пневмогидроаккумуляторе. Давление азота должно быть 6,2–6,4 МПа (62–64 кгс/см<sup>2</sup>). При необходимости подзарядить пневмогидроаккумуляторы</p>	<p>Приспособление 549А-3830390, переходник 549А-3924365, ключ гаечный 17×19, баллон с азотом, приспособления 549А-3724370-10, 7519-3924370-10</p>
<p>18. Проверить натяжение ремней привода компрессора и низковольтного генератора. Проверить крепление генератора, шкива, выводных проводов, а также состояние проводов и клемм</p>	<p>При нажатии на середину ветви с усилием 39,2 Н (4 кгс) прогиб ремня должен быть 8–14 мм для ремня компрессора и 4–7 мм для ремня генератора</p>	<p>Линейка, динамометр ДПУ-5 класса точности 2,0</p>

<p>19. Проверить уровень электролита в аккумуляторных батареях и при необходимости довести до нормального. Прочистить вентиляционные отверстия в пробках батарей</p> <p>20. Проверить во всех гидросистемах целостность рукавов и шлангов, а также их крепление</p> <p>21. Проверить состояние системы пожаротушения на самосвале-углевозе</p> <p>22. Выполнить операции по обслуживанию двигателя в соответствии с руководством по эксплуатации двигателя</p> <p>23. Выполнить смазочные работы в соответствии с картой смазки</p>	<p>Перед проверкой очистить аккумуляторные батареи ветошью, смоченной в 10%-м растворе нашатырного спирта. Уровень электролита должен быть на 10—15 мм выше предохранительного щитка</p> <p>Рукава и шланги, имеющие течи, вздутие, потерявшие эластичность и растрескивающиеся заменить. Ослабевшие крепления шлангов подтянуть</p>	<p>10%-й раствор нашатырного спирта, стеклянная трубка, резиновая груша</p>
<p>1. Проверить состояние крепления всех агрегатов к двигателю, дизель-генератора к раме, состояние соединительной муфты и упругих элементов</p> <p>2. Проверить крепление радиаторов к раме, очистить от грязи и застрявших предметов наружные поверхности радиаторов</p>	<p><i>Второе техническое обслуживание (ТО-2)</i></p> <p>Все агрегаты должны быть надежно закреплены. Поврежденные элементы соединительной муфты заменить новыми</p>	<p>Ключи гаечные 17 × 19, 22 × 24</p>

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>3. Произвести обслуживание щеточно-коллекторного узла. Дополнительно к операциям ТО-1:</p> <p>а) измерить износ щеток электрических машин и при необходимости заменить щетки;</p> <p>б) проверить состояние изоляции обмоток электрических машин и измерить ее сопротивление</p>	<p>Высота изношенной щетки должна быть не менее:</p> <p>а) для тягового генератора – 44 мм;</p> <p>б) для генератор-возбудителя – 20 мм;</p> <p>в) для тяговых электродвигателей – 25 мм (от рабочей поверхности с резиновой накладкой)</p> <p>Сопротивление изоляции обмоток электрических машин относительно корпуса должно быть не менее:</p> <p>а) в холодном состоянии для тягового генератора 3 МОм и для тяговых электродвигателей и генератора-возбудителя 5 МОм;</p> <p>б) в нагретом состоянии 0,5 МОм для всех электрических машин;</p> <p>Если сопротивление изоляции меньше указанных значений, то машины просушить и повторно проверить сопротивление изоляции</p>	<p>Штангенциркуль</p> <p>Мегаомметр М4100/3 класса точности 1,0 на 500 В</p>

<p>4. Проверить зазоры, провалы и усилия нажатия контактов контактного реле</p> <p>5. Проверить выдержку реле времени КТ1 и КТ2</p> <p>6. Очистить фарфоровые изоляторы и изоляционные промежутки блоков резисторов. Проверить сопротивление изоляции тормозных резисторов относительно корпуса</p> <p>7. Проверить состояние контактов кулачковых элементов ходового и тормозного контроллеров и правильность регулирования момента замыкания и размыкания контактов</p> <p>8. Проверить функционирование и уставки узлов защиты тягового электропривода:</p> <p>а) проверить уставки реле КА1 и КА2;</p> <p>б) проверить уставку реле корпуса КV5F</p> <p>9. Проверить уставки узлов системы электрического торможения:</p>	<p>Выдержка на отключение реле должна составлять 0,8—1 с</p> <p>Сопротивление должно быть не менее 0,5 МОм</p> <p>В соответствии с инструкцией по обслуживанию ходового и тормозного контроллеров</p> <p>Ток срабатывания реле должен быть 1400—1500 А</p> <p>Напряжение срабатывания реле должно быть в пределах 400—410В</p>	<p>Динамометр ДПУ-5, класс точности 2,0 и ДПУ-0,01-2, класс точности 1,0, штангенциркуль</p> <p>Электросекундомер</p> <p>Мегаомметр М 4100/3 класс точности 0,5</p> <p>Напильник, комплект инструмента электрика, модель 2343</p> <p>Реостатная установка с пультом управления приборами</p> <p>Реостатная установка с пультом управления приборами</p>
---	--	---

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
а) проверить правильность установки сельсина;	Выходное напряжение сельсина в момент включения торможения должно быть не более 1,5 В	Комбинированный прибор (тестер) Ц-4317
б) проверить и отрегулировать максимальное напряжение тяговых электродвигателей при торможении;	В соответствии с инструкцией по техническому обслуживанию электропривода	Комбинированный прибор (тестер) Ц-4317
в) проверить и отрегулировать максимальный ток возбуждения тяговых электродвигателей;	Напряжение возбуждения тяговых электродвигателей должно быть 24—26 В	Комбинированный прибор (тестер) Ц-4317
г) проверить и отрегулировать ток в задающей обмотке 5Н-4К в резервном режиме;	Напряжение на выводах обмотки 5Н-4К должно быть 1,9—2,3 В	Комбинированный прибор (тестер) Ц-4317
д) проверить и отрегулировать напряжение в цепи ограничения, по реактивной ЭДС, тяговых	Напряжение на измерительной розетке XS13 в точках 125 и 150 блока AR8 должно быть 43 + 1В	Комбинированный прибор (тестер) Ц-4317
10. Проверить состояние изоляции и укладку электрических проводов силовой цепи, подтянуть крепление проводов	Ослабление крепления клеммных соединений и повреждение изоляции проводов не допускается	Мегаомметр, комплект инструмента электрика, модель 2343

<p>11. Проверить затяжку болтов крепления электродвигателя к крестовине заднего моста (рычаг задней подвески)</p> <p>12. Проверить состояние сварных соединений рамы</p> <p>13. Осмотреть детали сварных узлов направляющего устройства подвески и кронштейнов крепления подвески</p> <p>14. Подтянуть крепежные соединения:</p> <p>а) болты крепления нижнего кронштейна цилиндра передней подвески;</p> <p>б) гайки шаровых опор цилиндра передней и задней подвески;</p> <p>в) болты крепления кронштейнов шкворня к раме и гайку шкворня;</p> <p>г) гайки крепления проушины к центральному рычагу</p> <p>15. Проверить зарядку цилиндра подвески</p> <p>16. Промыть фильтр тормозной системы</p> <p>17. Проверить плотность электролита в аккумуляторных батареях. При необходимости восстановить плотность и подзарядить батареи</p>	<p>Момент затяжки болтов 1,8—2,0 кН·м (180—200 кгс·м)</p> <p>Трещин не должно быть. Появившиеся трещины заварить</p> <p>Обнаруженные трещины заварить</p> <p>Перед подтяжкой очистите от накопившейся грязи верхние площадки нижних кронштейнов задней подвески</p> <p>В соответствии с инструкцией по техническому обслуживанию подвески</p> <p>Поврежденные элементы фильтра заменить новыми</p>	<p>Усилитель крутящего момента Э41.00.00.00</p> <p>Слесарный молоток</p> <p>Характеристическая линейка 549А-3924130-01, 7519-3924130-10</p> <p>Ванна, ключ гаечный 27×30</p> <p>Ареометр</p>
--	--	--

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>18. Проверить правильность регулировки света фар и крепления приборов освещения и световой сигнализации</p> <p>19. Заменить фильтрующие элементы в гидробаке объединенной гидросистемы</p> <p>20. Выполнить смазочные работы в соответствии с картой смазки</p> <p>21. Выполнить операции по обслуживанию двигателя в соответствии с руководством по эксплуатации двигателя</p> <p>22. Подтянуть крепление наконечников к клеммам и крепление батарей. Смазать клеммы батарей</p> <p>23. Подтянуть крепление кабины</p>	<p>В соответствии с инструкцией по техническому обслуживанию электрооборудования</p>	<p>Экран, отвертка</p> <p>Ключ 14×17</p> <p>Смазочное оборудование</p> <p>Ключ 17×19, ключи гаечные торцевые, модель 2336-М1</p> <p>Ключ 19×22</p>
<i>Третье техническое обслуживание (ТО-3)</i>		
<p>1. Осмотреть состояние резиновых амортизаторов дизель-генератора</p> <p>2. Очистить и промыть внутреннюю поверхность масляного бака двигателя, для чего демонтировать крышки люков отстойников и электрических нагревателей масла</p>	<p>Амортизаторы, имеющие расслоение резины или отслоение ее от металла, заменить новыми</p> <p>Стенки и днище бака должны быть полностью очищены</p>	<p>Ванна, щетка, ветошь, ключи гаечные 10×12, 36×41</p>

<p>3 Подтянуть болты крепления: а) поперечной штанги заднего моста; б) переднего буфера</p> <p>4. Подтянуть болты крепления тормозных барабанов рабочей тормозной системы (выполняется при замене или перестановке колес)</p>		<p>Ключи гаечные 24×27, 32×36</p> <p>Ключ гаечный 41×46</p>
<p>1. Разобрать сферические шарниры выпуска отработанных газов и очистить детали от нагара</p> <p>2. Произвести обслуживание предпускового подогревателя двигателя</p> <p>3. Провести обслуживание щеточно-коллекторного узла. Дополнительно к операциям ТО-1 и ТО-2:</p> <p>а) проверить усилия нажатия на щетки;</p> <p>б) проверить биение коллектора;</p>	<p><i>Сезонное обслуживание (СО)</i></p> <p>Поверхность деталей шарниров должна быть чистой</p> <p>В соответствии с инструкцией по техническому обслуживанию систем двигателя</p> <p>Усилие нажатия на щетку: для тягового генератора 8—12 Н (0,8—1,2 кгс), для тягового электродвигателя — 34—38 Н (3,4—3,8 кгс), для генератора-возбудителя 11—14 Н (1,1—1,4 кгс)</p> <p>Биение коллектора: для тягового генератора и тягового электродвигателя — не более 0,04 мм, для генератора возбудителя — не более 0,07 мм</p>	<p>Металлическая щетка, керосин, специальная жидкость для удаления нагара</p> <p>Индикатор часового типа с ценой деления 0,01</p>

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления для выполнения работ
<p>4. Проверить сопротивление изоляции цепей шкафа</p> <p>5. Проверить состояние подвижных и неподвижных контактов, а также зазор провалов и усилий нажатия электропневматических контакторов</p> <p>6. Проверить работоспособность аппаратуры и цепей блоков обогрева шкафов (выполняются осенью)</p> <p>7. Проверить настройку систем тягового электропривода:  а) проверить уставки внешней характеристики тягового генератора;  б) проверить уставки срабатывания реле ослабления поля KV3 и KV4 тяговых электродвигателей;  в) проверить уставки блоков ASR;  г) проверить уставки напряжения реле корпуса KV5F</p> <p>8. Проверить регулировку подшипников передних колес (автомобиль БелАЗ-7509)</p>	<p>Сопrotивление изоляции цепей шкафа должно быть не менее 3 МОм</p> <p>Зазор главных контактов должен быть не менее 16,5 мм, провал 13—15 мм, конечное усилие нажатия 550—630 Н (55—63 кгс)</p> <p>Система обогрева аппаратов шкафов должна функционировать</p> <p>В соответствии с инструкцией по техническому обслуживанию тягового электропривода</p>	<p>Мегаомметры на 100 В для проверки цепей с рабочим напряжением 24 В и 500 В для проверки цепей с рабочим напряжением 220 В</p> <p>Штангенциркуль, динамометр типа ДШУ-5 класса точности 2,0</p> <p>Реостатная установка</p> <p>Ключ 549А-3925050</p>

<p>9. Промыть масляный бак рулевого управления и опрокидывающего механизма. Заменить фильтрующий элемент сапуна</p> <p>10. Произвести обслуживание аккумуляторных батарей и при необходимости подзарядить</p> <p>11. Удалить сажу из сажесборников платформы через боковые люки</p> <p>12. Промыть сапуны топливного и масляного баков, коробки отбора мощности, редукторов электромоторов и редуктора привода вентиляторов и возбuditеля</p> <p>13. Проверить регулировку подшипников ступиц электромотор-колес</p>	<p>Внутренняя поверхность бака должна быть чистой, без смолистых отложений</p> <p>Проверить плотность электролита в соответствии с сезоном и подзарядить батареи</p> <p>При снятых крышках люков пустить двигатель и проработать 5–10 мин при частоте вращения 1000—1500 об/мин до удаления сажи</p>	<p>Жесткая волосяная щетка, ванна</p> <p>Ареометр, зарядное устройство</p> <p>Ключ гаечный 10×12</p> <p>Ванна, волосяная щетка</p>
--	--	--

Перечень операций технического обслуживания, включающий в себя контрольные, моечные, крепежные и регулировочные работы, приведен в табл. 7.14.

### 7.3. СМАЗКА АВТОСАМОСВАЛОВ

Надежная работа автомобиля и срок его службы во многом зависят от своевременной и тщательной смазки, а также от качества применяемых смазочных материалов.

Перечень смазочных работ и рекомендуемых смазочных материалов приведен в карте смазки (табл. 7.15, рис. 7.1 и 7.2).

Применение смазочных материалов, не указанных в карте смазки, а также нарушение сроков смазки отрицательно сказываются на работоспособности агрегатов и систем автомобиля.

При смазке через пресс-масленки необходимо следить, чтобы на трущиеся поверхности вместе со смазкой не попали пыль и грязь. Для этого перед смазкой очищаются от грязи места смазки и тщательно протираются масленки.

Перед заправкой масла в емкости тщательно очищаются пробки от пыли и грязи. Заправка агрегатов производит-

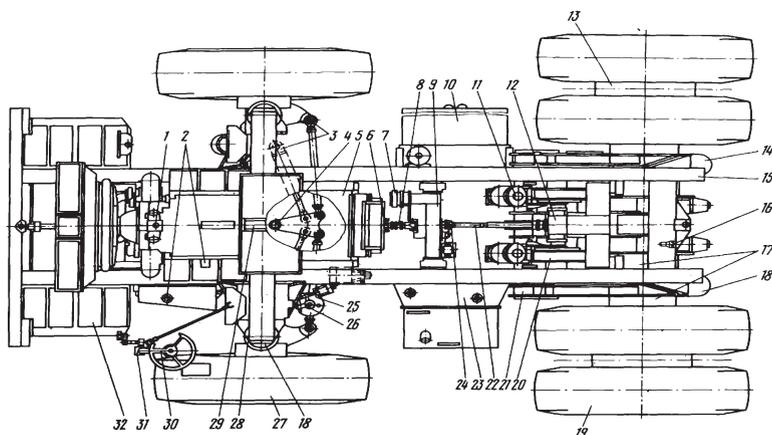


Рис. 7.1. Карта смазки автосамосвалов БелАЗ-7509, БелАЗ-75091

ся от маслораздаточных колонок. При отсутствии колонок масло заливается через воронку с сеткой из чистой маслозаправочной посуды.

Отработавшее масло сливается из агрегатов сразу после остановки автомобиля, когда агрегаты прогреты. После слива масла очищаются магниты сливных пробок. Заправляются агрегаты автомобиля также подогретым маслом.

При смазке центрального шарнира и поперечной штанги автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, шаровых опор цилиндров подвески автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-75091, шаровых опор передних цилиндров подвески автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, а также осей задних опор платформы рекомендуется добавлять в смазку медный порошок ПиС-2 ГОСТ 4960—75 в количестве 10% массы смазки.

При текущем ремонте автомобилей, когда отдельные узлы подвергаются частичной или полной разборке, необходимо руководствоваться следующими указаниями:

- сборка узлов и агрегатов должна производиться в условиях, обеспечивающих чистоту собранных агрегатов;

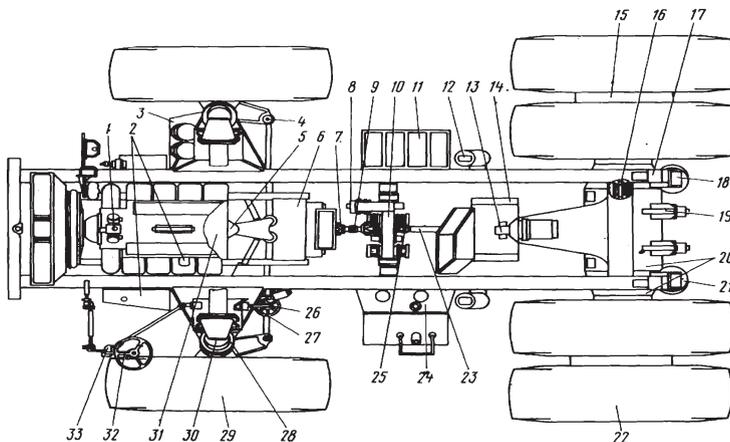


Рис. 7.2. Карта смазки автосамосвалов БелАЗ-7519, БелАЗ-75191

## Карта смазки автосамосвалов БелАЗ-7509(БелАЗ-7509А), БелАЗ-7519 (БелАЗ-7519А)

№ точек смазки на рисунках	Наименование точек смазки и мест заправки		Температура окружающего воздуха	Наименование смазочных материалов и номер стандарта или ТУ	Число точек смазки	Периодичность проверки и замены смазки	Указания по выполнению операций
	7.1	7.2					
2	2	Масляный бак двигателя автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-7519	Выше +5°С Ниже +5°С	Масло М-14В2 М14-Г2 Масло М-14В2з	1	ЕО ТО-2	Довести уровень масла до нормы Заменить масло и фильтрующие элементы масляных фильтров
2	2	Картер двигателя автомобилей БелАЗ-7509А, БелАЗ-7519А, БелАЗ-75199	Выше +5°С Ниже +5°С	Масло М-10ДМ Масло Mobil Delvac Super 15w/40 Класс CD по API	1	ЕО ТО-1 300 ч СО	Довести уровень масла до нормы Отобрать пробу масла и произвести его анализ. Заменить масло. Если содержание примесей в масле больше допустимого, следует заменить масло ранее указанного срока Заменить масло, на марку, соответствующую сезону
1	1	Регулятор двигателя автомобилей	Выше +5°С	Масло МС-20	1	ЕО	Довести уровень масла до нормы

1	БелАЗ-7509, БелАЗ-7519	Ниже +5°С	Масло МС-14	ТО-3 СО	Заменить масло, на марку, соответствующую сезону
1	1	Выше +5°С	Масло М-10ДМ	ЕО	Довести уровень масла до нормы
23	24	Ниже +5°С	Масло Mobil Delvac Super 15w/40 Класс CD по API	ТО-3 СО	Заменить масло, на марку, соответствующую сезону
19	22	Всесезонное	Масло гидравлическое МГ-30	ЕО	Довести уровень масла до нормы
		Выше +5°С Ниже +5°С	Заменители: масло моторное М-10В2 масло моторное М-8В2	2500 ч СО	Заменить масло, на марку, соответствующую сезону
9	10	Всесезонное Выше -30°С Ниже -30°С	Масло моторное М-14В2з Заменители: масло трансмиссионное Тап-15В или ТСп-15К, масло ТСп-10 или ТСз-9гип, ГОСТ 38—01158—78	ТО-1 1500 ч	Довести уровень масла до нормы Заменить масло Масло ТСп-10 или ТСз-9гип заменить через 500 ч
		Коробка отбора мощности	Масло, применяемое для редукторов электромотор-колес	2500 ч	Заменить масло

Продолжение таблицы 7.15

№ точек смазки на рисунках	Наименование точек смазки и мест заправки		Температура окружающего воздуха	Наименование смазочных материалов и номер стандарта или ТУ	Число точек смазки	Периодичность проверки и замены смазки	Указания по выполнению операций
	7.1	7.2					
12	—	Редуктор привода вентиляторов и генератора возбuditеля автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-75091		Масло, применяемое для редукторов электромотор-колес	1	ТО-1 2500 ч	Довести уровень масла до нормы Заменить масло
25,26	26,33	Планетарный редуктор рулевого управления. Угловые редукторы рулевого управления		Масло, применяемое для редукторов электромотор-колес	3	ТО-2 Один раз в год или СО	Довести уровень масла до нормы Заменить масло
30	32	Труба рулевой колонки		Масло, применяемое для редукторов электромотор-колес	1	ТО-2	Довести уровень масла до нормы
18	21	Цилиндры подвески		Масло, применяемое для редукторов электромотор-колес	1	ТО-2	Довести уровень масла до нормы

—	—	—	Жидкость амортизационная АЖ-12г ГОСТ 23008—78	4	ТО-2	Добавить масло при каждой подзарядке при необходимости
—	—	Амортизатор сиденья водителя	Масло, применяемое для цилиндров подвески	1	—	Заменить масло при ремонте амортизатора
—	—	Компенсационный бачок главного тормозного цилиндра	Жидкость тормозная «Нева» ТУ 6—01—1167—72	1	ЕО	Довести уровень масла до нормы
5	6	Подшипник тягового генератора	Заменить жидкость тормозная ГТЖ-22М ТУ 6—01—787-75	2	Один раз в год (осенью)	Заменить жидкость
17	20	Подшипники тяговых электродвигателей	Смазка Литол-24 Заменить: смазка ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773—73	4	ТО-3	Добавить через пресс-масленки по 0,07 кг смазки в каждый подшипник
—	—	Подшипники генератора возбуждения	Смазка Литол-24 Заменить: смазка ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433—80	2	ТО-3	Добавить через пресс-масленки по 0,05 кг смазки в каждый подшипник
—	—	Подшипники генератора возбуждения	Смазка Литол-24 Заменить: смазка ЛЗ-31	2	ТО-3	Добавить через пресс-масленки по 0,015 кг смазки в каждый подшипник

Продолжение таблицы 7.15

№ точек смазки на рисунках	Указания по выполнению операций		Периодичность проверки и замены смазки	Число точек смазки	Наименование смазочных материалов и номер стандарта или ТУ	Температура окружающей среды	Наименование точек смазки и мест заправки
	7.1	7.2					
7	8		Один раз в год при СО	4	Смазка № 158		Подшипники синхронного и низковольтного генераторов
—	—		Один раз в год при СО	4	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1		Электродвигатели маслозакачивающего и топливopодкачивающего насосов автомобилей БелАЗ-75091, БелАЗ-75191 БелАЗ-75199
—	—		ТО-3	2	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1		Датчик тахометра
—	—		Один раз в год при СО	2	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка № 158		Подшипники стартера

14	18, 30	Шаровые опоры цилиндров подвески	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	4	ТО-2	Смазать через пресс-масленки до вы-давливания свежей смазки из предохра-нительных клапанов
28	28	Втулки шкворней передней подвески	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	4	ЕО	Смазать через пресс-масленки до вы-давливания свежей смазки из предохра-нительных клапанов
21	—	Втулки осей рычагов зад-ней подвески автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-75091	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	8	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из-под уплотнителей
—	13	Шарнир центрального рычага зад-ней подвески автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	1	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров

Продолжение таблицы 7.15

№ точек смазки на рисунках	Наименование точек смазки и мест заправки		Температура окружающей среды	Наименование смазочных материалов и номер стандарта или ТУ	Число точек смазки	Периодичность проверки и замены смазки	Указания по выполнению операций
	7.1	7.2					
—	16	Шарниры поперечной штанги задней подвески автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199		Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фinol-1, Фinol-2	2	ТО-2	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров
6	7	Шарниры карданных валов а) привода коробки отбора мощности б) привода редуктора вентиляторов и генератора возбуждений автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-75091		Смазка № 158	2	4000 ч	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из-под уплотнителей
24	—				2	4000 ч	Разобрать карданные шарниры, удалить старую смазку, промыть детали и заложить в каждый подшипник 4—5 г смазки

25	25	в) привода вентилятора охлаждения электромотор-колес на автомобилях БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199			2	Один раз в 2 года	Разобрать шарниры, промыть детали и заложить свежую смазку
—	—	г) рулевого управления			5	Один раз в год	Разобрать шарниры, промыть детали и заложить свежую смазку
15	13	Манжеты ступиц редукторов электромотор-колес	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка ВНИИП-242 ГОСТ 20421—75		2	ТО-1	Слить жидкую смазку из межманжетной полости
—	—				2	ТО-2	Слить жидкую смазку из межманжетной полости и добавить через верхние и нижние масленки по 150 г смазки в каждый редуктор

Продолжение таблицы 7.15

№ точек смазки на рисунках	Наименование точек смазки и мест заправки		Температура окружающего воздуха	Наименование смазочных материалов и номер стандарта или ТУ	Число точек смазки	Периодичность проверки и замены смазки	Указания по выполнению операций
	7.1	7.2					
20	14	Подшипники вентиляторов тяговых электродвигателей Шлицевое соединение карданных валов: а) привода коробки отбора мощности б) привода вентилятора охлаждения электромоторов колес на автомобилях БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199		Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	2	ТО-3	Смазать через пресс-масленки до выдвигания свежей смазки из предохранительного клапана
				Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	1	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выдвигания свежей смазки из отверстия в заглушке
	23				1	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выдвигания свежей смазки из отверстия в заглушке

22	—	в) привода редуктора вентиляторов и генераторов возбуждения автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-75091 г) рулевого управления		1	ТО-1	Смазать через пресс-масленку, сделав 25 качков шприцем
—	—	Подшипник привода датчиков ограничения скорости автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	2	ТО-2	Разобрать карданный вал, промыть детали и заложить свежую смазку Добавить смазку через пресс-масленку
29	31	Шлицевые соединения привода тягового генератора автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	1	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров

Окончание таблицы 7.15

№ точек смазки на рисунках	Наименование точек смазки и мест заправки		Температура окружающего воздуха	Наименование смазочных материалов и номер стандарта или ТУ	Число точек смазки	Периодичность проверки и замены смазки	Указания по выполнению операций
	7.1	7.2					
27		Подшипники ступиц передних колес автомобилей БелАЗ-7509, БелАЗ-75091		Смазка Литол-24	2	Один раз в год	Снять ступицы, промыть детали и заложить свежую смазку
—	29	Подшипники ступиц передних колес автомобилей БелАЗ-7519, БелАЗ-75191, БелАЗ-75199		Смазка Литол-24	2	ТО-2	Смазать через пресс-масленки
3	4	Шарниры тяг и гидроцилиндров рулевого управления		Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	8	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из-под уплотнителей
4	5	Ось центрального рычага рулевой трапеции		Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	2	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров
26	27	Шарниры слеснящей тяги и тяги золотника гидрораспределителя		Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	3	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров

11	12	Опоры цилиндров опрокидывающего механизма	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	4	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров
15	17	Оси задних опор платформ	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	2	ТО-1	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров
10	3	Подшипники реверсора	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	2	ТО-1	Завернуть колпачок масленки на один оборот
—	—	Блокировочные контакты контакторов ПК-753Б9	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	5	ТО-2	Покрыть контакты тонким слоем смазки
32	11	Клеммы аккумуляторных батарей	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	16	ТО-2	Смазать тонким слоем при установке батарей
—	—	Штекерные колодки низковольтного электрооборудования	Смазка Литол-24	—	—	Смазать металлические поверхности тонким слоем при каждой разборке
16	19	Регулировочные рычаги стояночных тормозных механизмов	Смазка Литол-24 Заменитель: смазка Фиол-1, Фиол-2	2	СО	Смазать через пресс-масленки до выхода свежей смазки из зазоров

- перед сборкой детали должны быть обдuty сжатым воздухом, трущиеся поверхности деталей смазаны соответствующим смазочным материалом.

Для смазки сферического подшипника золотника гидро-распределителя, полости пружины и направляющей штока следящей тяги, подшипника промежуточной опоры карданного вала рулевого управления, подшипника вала рулевой колонки, подшипников электродвигателей дублирующего привода рулевого управления, подшипников ходового и тормозного контроллеров, сферических подшипников и оси двупле-чего рычага привода рабочей тормозной системы, валов привода стояночной тормозной системы, осей колодок рабочих тормозных механизмов, шарниров сиденья водителя, осей петь-ель, замка и привода замка дверей кабины, валов разжимных кулаков тормозных механизмов, краника отопителя применяется смазка Литол-24 ГОСТ 21150–75. При сборке цилин-дров колесных и стояночных тормозных механизмов смазка наносится тонким слоем на внутренние поверхности цилиндра. При каждой разборке штекерных соединений штекерные колодки рекомендуется смазывать только смазкой Литол-24, так как при смазывании их другими смазками не обеспечивается требуемая токопроводимость. Смазка наносится тонким слоем на металлическую часть штекерной колодки.

При эксплуатации автомобилей необходимо применять смазочные материалы для смазки агрегатов и шарниров в соответствии с картой смазки и своевременно в указанные сроки контролировать качество масла по наличию механических примесей, вязкости и содержанию воды.

## **7.4. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ**

### ***Топливо***

Для двигателя необходимо применять дизельное топливо по ГОСТ 505–82 следующих марок: Л (летнее) — при температуре окружающего воздуха 0 °С и выше, З (зимнее) — при температуре минус 20 °С и выше, А (арктическое) — при температуре минус 50 °С и выше.

Для предотвращения выхода из строя топливной аппаратуры из-за наличия в топливе воды топливо нужно отстаивать не менее десяти суток.

Таблица 7.16

**Характеристика трансмиссионных масел и рабочих жидкостей**

Параметры	ТСп-15к	ТСп-10	Тап-15В	МГП-10
Вязкость кинетическая, мм <sup>2</sup> /с: при 100°С, не менее	15	10	15	—
при 50°С	—	—	—	10
Содержание механических примесей, %, не более	0,01	0,002	0,03	Отсутствуют
Содержание воды, %, не более	Следы	Следы	Следы	Отсутствуют
Температура, °С, вспышки в открытом тигеле, не ниже застывания, не выше	180 — 25	128 — 40	180 — 20	145 — 40

Таблица 7.17

**Характеристики моторных масел**

Параметры	Масло					
	М-14В2	М-14В2з	М-10ДМ	МС-20	МС-14	М10В2
Вязкость кинетическая при 100 °С, мм <sup>2</sup> /с	14 + 0,5	14 + 1	10 + 1,5	20	14	10 + 0,5
Индекс вязкости, не менее	85	100	90	—	—	83
Зольность, %, не более	1,0—1,2	1,2	1,5	0,003	0,003	0,6
Щелочное число, мг КОН на 1 г масла, не более	4,8—5,5	6,0	8,0	0,03	0,25	3,5
Содержание механических примесей, %, не более	0,015	0,015	0,03	Отсутствуют	Отсутствуют	0,025
Содержание воды, %, не более	Следы	Следы	Следы	Отсутствуют	Отсутствуют	Следы
Температура, °С, вспышки в открытом тигеле, не ниже застывания, не выше	200 — 12	205 — 30	205 — 15	270 — 18	220 — 30	200 — 15

## ***Смазочные масла***

В табл. 7.16 и 7.17 приведены основные характеристики масел и рабочих жидкостей для смазки агрегатов и узлов.

## ***Охлаждающие жидкости***

Для автомобилей с двигателем 8РА4-185 в летнее время можно использовать чистую мягкую воду с показателем концентрации водородных ионов рН, равным 8–9. Для автомобилей с двигателями типа ДМ-21А в летнее время также можно применять чистую мягкую воду с показателем концентрации водородных ионов 8–9, общей жесткостью не более 2,15 мг-экв/л и суммарным содержанием хлорионов и сульфатионов не более 300 мг/л.

В зимнее время (при температуре ниже плюс 5 °С) для всех автомобилей необходимо использовать только низкозамерзающую охлаждающую жидкость (антифриз) «Тосол-А40» или «Тосол-А65» ТУ 6-02-751–78. Кроме того, допускается применение низкозамерзающей охлаждающей жидкости марок 40 или 65 ГОСТ 159–52. Охлаждающие жидкости «Тосол-А40» и марки 40 используют при температуре окружающего воздуха до минус 40 °С, а охлаждающие жидкости «Тосол-А65» и марки 65 — до минус 65 °С.

## ***Прочие материалы***

Этиловый технический спирт ГОСТ 17299–78, ГОСТ18300–72 используется для заправки противозамерзателя при температуре воздуха ниже минус 5 °С, а также для промывки коллекторов и изоляции электрических машин.

Газообразный азот (ГОСТ 9293–74) применяется для зарядки цилиндров подвески и пневмогидроаккумуляторов рабочей тормозной системы. Поставляется азот в баллонах под давлением 15 МПа (150 кгс/см<sup>2</sup>). В использованных баллонах должно оставаться давление газа 0,2–0,5 МПа (2–5 кгс/см<sup>2</sup>).

## **ГЛАВА 8**

# **АВТОМОБИЛЬНОЕ ХОЗЯЙСТВО НА КАРЬЕРАХ**



Карьерные автохозяйства, обеспечивающие техническую эксплуатацию самосвалов, сосредоточены обычно в самостоятельных подразделениях, которыми могут быть автотранспортный цех, автобаза и т. д., входящие на правах цеха в комбинат, разрез или карьероуправление. Выделение автохозяйства в специализированное объясняется как большим числом единиц подвижного состава на крупных предприятиях (300 единиц и более), так и специфическим характером обслуживания и ремонта.

При наличии в комбинате нескольких карьеров эксплуатационная база может быть создана двумя способами:

1) посредством организации единой базы автомобильного транспорта в одном из карьерных хозяйств (самом крупном);

2) посредством организации на каждом карьере собственного автохозяйства со всеми подразделениями.

Несмотря на ряд преимуществ первого способа, при больших расстояниях транспортирования он ведет к снижению производительности самосвалов (и экскаваторов) из-за больших непроизводительных пробегов самосвала. Вместе с тем второй способ при резком сокращении непроизводительных пробегов может привести к ухудшению качества обслуживания и ремонта из-за недостаточного технического уровня хозяйства и распыления средств, выделенных на автохозяйство.

Более рационально, как показал опыт и исследования, сочетать преимущества размещения автоцехов на самом предприятии и централизованного управления технологическим процессом обслуживания и ремонта.

Горные предприятия, как правило, имеют в своем составе карьерные ремонтные механические мастерские (РММ) и передвижные ремонтные мастерские (ПРМ), в которых производят техническое обслуживание, регламентируемые и текущие ремонты.

Даже капитальный ремонт автомобилей часто проводится на горно-добывающем предприятии ввиду отсутствия достаточного количества специализированных ремонтных заводов, поэтому сроки капитальных ремонтов в большой степени зависят от местных условий, так как они заключаются в замене неисправных агрегатов и узлов на исправные (из оборотного фонда), ремонты же агрегатов и узлов в свою очередь — в замене неисправных деталей на исправные из запасных частей. Такой капитальный ремонт (по агрегатам на самом горном предприятии) целесообразен также и в связи с тем, что разборка автомобиля для отправки на специализированный ремонтный завод, погрузка на железнодорожные платформы, транспортирование к месту ремонта, ремонт, обкатка, погрузка исправных узлов на железнодорожный транспорт для отправки потребителю, транспортирование, сборка, обкатка и т. д. чрезвычайно трудоемки и требуют значительных материальных затрат. Ведь из-за больших габаритов и давлений на полотно автодороги автосамосвалы БелАЗ не могут двигаться по дорогам общего пользования. Платформу автосамосвала вообще можно ремонтировать только на самом предприятии, в противном случае ее следовало бы разрезать на несколько частей перед погрузкой на железнодорожную платформу.

Для капитального ремонта автомобилей и агрегатов в некоторых регионах есть заводы по ремонту соответствующего оборудования

Производственная база современного карьерного хозяйства должна включать: пункт заправки автосамосвалов топливом и смазочными материалами, сооружения для хранения горюче-смазочных материалов, сооружения для хранения автотранспортных средств в межремонтное время, выходные и праздничные дни, комплекс зданий и сооружений для технического обслуживания и ремонта, подсобные и вспомогательные помещения, способствующие своевременному и качественному выполнению работ основными участками, а также установки для очистки кузова самосвала (рис. 8.1).

Пункт заправки и хранения горюче-смазочных материалов предусматривают в виде комплекса хранилищ и складов со всем необходимым оборудованием. Вместимость резервуаров для дизельного топлива обычно 150–200 тыс. л, а для машинного масла — до 50 тыс. л. Число мест на заправочном пункте устанавливают в зависимости от числа автомобилей и режима их работы в карьере. Время простоя при заправке составляет 4–8 мин в зависимости от типа машин (скорость подачи топлива 450 л/мин). На заправочном пункте предусматривают возможность одновременной заправки топливом и смазочными материалами с каждого машино-места. Скорость подачи масел и жидкостей 55 л/мин.

Хранение автосамосвалов должно обеспечивать работоспособное состояние машины в период между сменами, в выходные и праздничные дни. Автосамосвал должен быть готов к работе комплексно, т. е. необходимо разогреть до минимальной рабочей температуры все основные узлы и агрегаты (двигатель, масляные баки, аккумуляторные батареи и т. д.).

До недавнего времени считалось целесообразным хранение самосвалов в закрытых отапливаемых гаражах, осо-

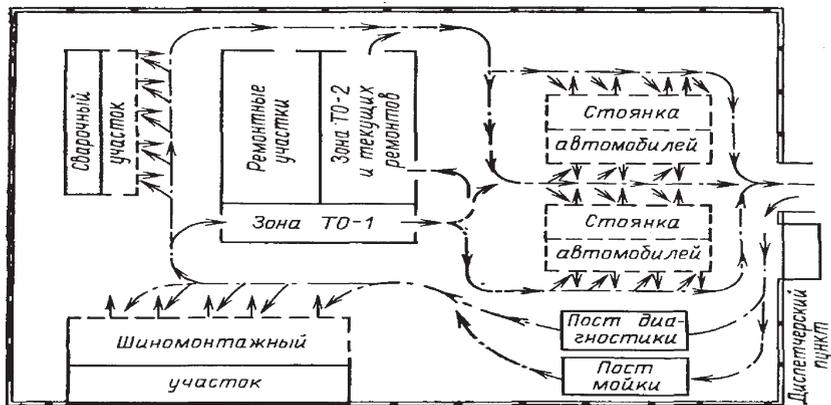


Рис. 8.1. Схема размещения производственных подразделений карьерного автохозяйства

бенно в районах с суровым климатом, что обуславливало огромные капитальные затраты. С увеличением грузоподъемности, а следовательно, габаритов автосамосвалов и гаражей для снижения затрат на хранение машин оборудуют открытые стоянки.

При эксплуатации дизельных самосвалов зимой, особенно в суровых климатических условиях, большие трудности вызывает запуск охлажденного двигателя, так как надежный запуск его возможен лишь при температуре не ниже  $-5^{\circ}\text{C}$  (при более низкой температуре ухудшается текучесть горючих и смазочных материалов, нарушающая условия смесеобразования и воспламенения смеси, падает мощность аккумулятора, засасывается в цилиндры двигателя холодный воздух).

Установлено, что 12-часовое пребывание автомобиля при температуре  $-40^{\circ}\text{C}$  полностью исключает возможность дальнейшей его эксплуатации без разогрева. После суточного пребывания аккумуляторной батареи при  $-35^{\circ}\text{C}$  температура электролита падает до  $-29^{\circ}\text{C}$ , а вместимость батареи при этом уменьшается на 85%.

Для поддержания температуры аккумуляторной батареи выше  $+26^{\circ}\text{C}$  можно применять теплоизоляционные материалы и подогревательные устройства как на самом автосамосвале, так и на местах хранения. Запускать автосамосвалы при низкой температуре можно без подогрева двигателя, используя незамерзающие масла, специальные топлива и приспособления, при подогреве индивидуальными подогревателями (ПДЖ-600 для машин Белорусского автомобильного завода) и групповыми — передвижными и стационарными.

На горно-рудных предприятиях распространены стационарные групповые установки в виде специальных сооружений на открытых площадках, конструктивно не связанные с автосамосвалами. Площадка должна иметь твердое покрытие с уклонами не более 0,01 и 0,04 соответственно в направлении продольных и поперечных осей устанавливаемых автомобилей, водосборную трубу с разводками на каждое место, теплоподающую магистраль, выполняемую сек-

циями на 10 машино-мест для постепенного подключения их по мере поступления автосамосвалов, электроэнергию, подведенную на каждое машино-место для запуска двигателя от внешнего источника энергии.

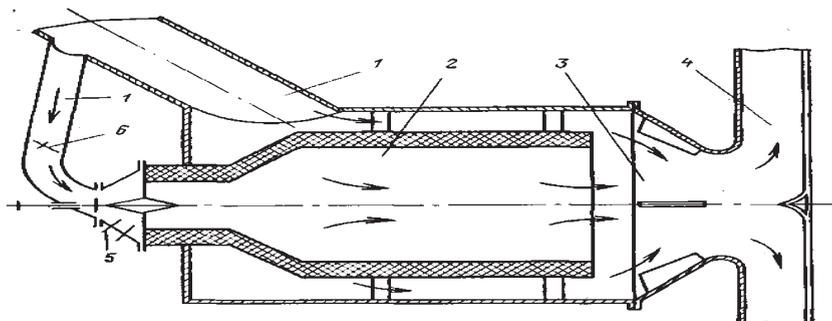
Узлы самосвала во время открытой стоянки необходимо подогревать таким образом, чтобы не сливать жидкость из системы охлаждения (до  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и существенно не переоборудовать самосвал. Известны методы подогрева с помощью горячей воды, пара, электроэнергии, горючего воздуха и инфракрасных горелок.

Подогрев горячей водой предусматривают только для блока двигателя путем подключения системы его охлаждения к специальным трубопроводам, по которым циркулирует горячая вода. Подогрев других агрегатов таким способом весьма сложен.

Подогрев паром нерационален из-за конденсации его в системе охлаждения, отсыревания электропроводки и других явлений. Кроме того пар — интенсивный теплоноситель — опасен для обслуживающего персонала.

Большое распространение в различных климатических зонах получил воздухообогрев, так как он обеспечивает комплексную тепловую подготовку и при этом нет необходимости дооборудования автомобилей какими-либо дополнительными устройствами. Экономический эффект при использовании горячего воздуха для обогрева, хотя на его производство требуются значительные затраты, достигается за счет исключения предпусковых отказов автосамосвалов. Подогревают и подают горячий воздух в систему воздухопроводов калориферными установками, конвективными при небольшом числе автосамосвалов (10–15) и огневыми при числе машин, превышающем 40 единиц, или реактивными двигателями при хранении большого количества автосамосвалов (100–200 единиц).

Воздух в калорифер подают вентилятором по двум воздухопроводам: по первому — в топливную камеру, где он интенсивно нагревается, по второму, огибая топочное пространство, основная масса воздуха поступает по магистральному трубопроводу к каждому машино-месту (рис. 8.2).



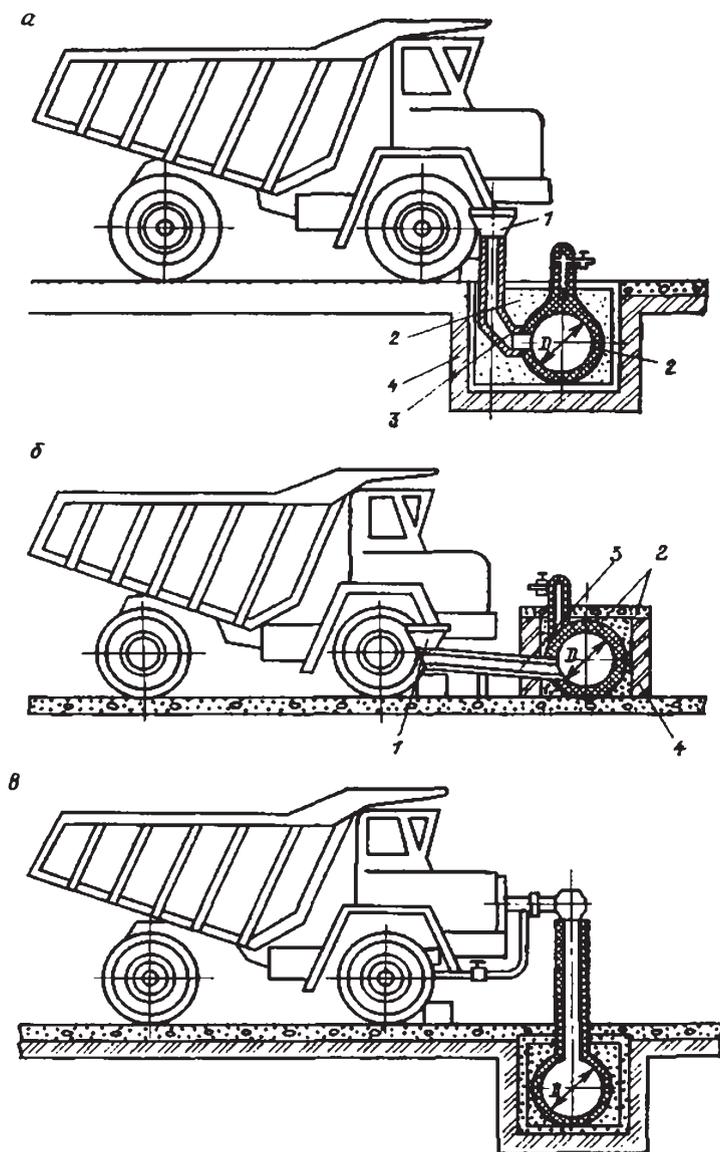
**Рис. 8.2. Схема калорифера:**

1 — воздуховоды; 2 — камера сгорания; 3 — смесительная камера; 4 — центральный воздуховод; 5 — форсунки; 6 — воздушная заслонка

Применяют два способа подачи воздуха автомобилям: снизу и через радиатор (рис. 8.3). При работе установки в непрерывном режиме, когда воду из двигателя не сливают, эффективна подача воздуха через радиатор. При этом подогрев осуществляют за счет естественной циркуляции воды, нагреваемой горячим воздухом, который проходит через радиатор. Удобной в эксплуатации считают также подачу воздуха снизу, так как при этом не требуется жесткой фиксации автосамосвалов относительно источника горячего воздуха.

Подаваемый к самосвалу воздух должен быть нагрет до температуры 80–100 °С. При температуре наружного воздуха до – 40 °С минимальный объем горячего воздуха, подводимый соответственно к автосамосвалам БелАЗ-540 и БелАЗ-548 — 1000 и 1500 м<sup>3</sup>/ч на каждый самосвал. Электрообогрев осуществляют встроенными в водяную или масляную систему двигателей термоэлементами, подключаемыми к штепсельным устройствам электросети.

Для облегчения пуска двигателей применяют специальные установки, питаемые от внешнего источника постоянного тока (стартерные выпрямительные агрегаты ВАСТ-20-800, питаемые от сети трехфазного тока напряжением 380 В, установки с кремниевыми выпрямителями ВК-20, аэродромные выпрямительные установки ВУА, обеспечивающие одновременную заводку нескольких автомобилей).



**Рис. 8.3. Конструктивные схемы размещения воздухопроводов подачи и распределения горячего воздуха к автосамосвалам:**  
 снизу из воздуховода: *а* — подземного; *б* — размещенного на поверхности; *в* — через радиатор из подземного воздуховода;  
 1 — патрубок; 2 — теплоизоляция; 3 — отводная труба; 4 — кирпичная кладка

На ряде северных карьеров самосвалы Белорусского автозавода с электрической передачей и импортные содержатся только на открытых стоянках. Запуск двигателя не вызывает затруднений, при трехсменном режиме эксплуатации автосамосвалов в межсменный период двигателя обычно не выключают.

Пункт мойки состоит из секции подготовки, где автомобиль разогревают, чтобы разница между температурой воды и поверхности машины не превышала 18–20 °С, механизированной мойки и сушики. Секции располагают таким образом, чтобы обеспечить возможность поточного перемещения автомобилей.

Пункт диагностики служит для контроля за техническим состоянием автосамосвалов и его агрегатов без разборки. Техническую диагностику подразделяют на экспресс-диагностику и углубленную. Экспресс-диагностика предназначена, для того чтобы установить, исправен ли автомобиль и может ли он быть допущен к эксплуатации без каких-либо технических воздействий. При этом основное внимание уделяют агрегатам и узлам, от которых зависит безопасность движения автомобиля.

Цель углубленной диагностики — не только быстро обнаружить неисправный агрегат или узел, но и точно установить причину неисправности. Диагностика — составная часть технического обслуживания, она проводится на специализированном посту, оснащенный необходимым оборудованием и приборами, которые измеряют режимные параметры автосамосвала, характеризующие его техническое состояние. Объективными диагностическими параметрами могут служить мощность двигателя, характеризующая техническое состояние трансмиссии, давление наддува — состояние компрессора, давление картерных газов — степень изношенности поршневой группы, разность показаний тяговой силы при последовательном отключении подачи топлива к отдельным форсункам — равномерность работы цилиндров, состав выхлопных газов — регулировку фаз газораспределения и т. д.

В главном производственном корпусе размещают зоны технического обслуживания, регламентированных и теку-

щих ремонтов, участки восстановительного ремонта узлов и агрегатов самосвала (участок ремонта двигателя, трансмиссии, топливной аппаратуры, подвески и опрокидывающего механизма, рулевого управления, а также кузнечно-сварочный, медницко-радиаторный и механические участки).

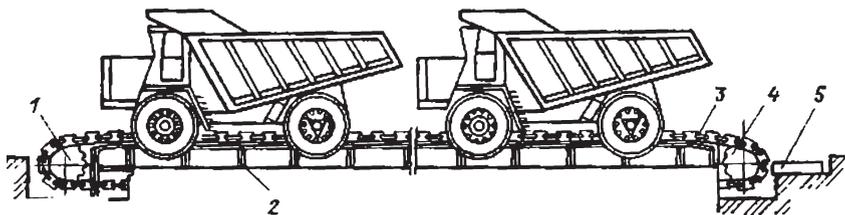
Рационально создание поточной линии при ТО-1. Это сокращает производственные площади, уменьшает количество оборудования, обеспечивает более простую схему перемещения машин в зоне обслуживания и упрощает его.

Число постов на поточной линии зависит от числа самосвалов в хозяйстве и при 3-сменном режиме эксплуатации, 3-сменной ремонтной службе колеблется в пределах 5–22 при инвентарном парке в 50–300 автосамосвалов.

Конвейерную линию для технического обслуживания автосамосвалов грузоподъемностью 75 и 110 т эксплуатируют на комбинатах «Печенганикель» и Сорском. Автосамосвалы между постами движутся от внешнего источника энергии.

На поточных линиях конвейер перемещает автосамосвалы вдоль специализированных постов, на которых выполняют строго определенный объем работ (рис. 8.4); заменяют фильтры и смазочные материалы, сливают топливо и заправляют систему питания, например, на первом и последнем постах.

Посты должны быть оборудованы системой трубопроводов, связанных со складом горюче-смазочных материа-



**Рис. 8.4. Схема конвейера для перемещения автосамосвалов по постам поточной линии:**

1 – ведущая звездочка приводной станции; 2 – рама конвейера; 3 – тяговая цепь; 4 – звездочка натяжной станции; 5 – натяжная станция

лов, который находится в подвальном помещении зоны ТО, выдвижными воронками шарнирного типа и заправочными колонками ТК-40 и М-367 производительностью соответственно 40 и 8 л/мин. Такое оснащение постов обеспечивает высокую культуру производства и исключает засорение и загрязнение топливо-смазочных материалов.

Снятие и установку, частичную разборку узлов и агрегатов осуществляют на остальных постах. При этом работы с наиболее недоступными узлами выполняют с помощью средств, передвигающихся непосредственно по раме конвейера, например устройств для снятия и установки редуктора главной передачи. Имеется также передвижной гидравлический подъемник грузоподъемностью 80 т для вывешивания рамы автомобиля при замене вилки задней подвески. В зоне постов находится также электропогрузчик, оборудованный устройством для снятия и установки колес.

На постах устанавливают рычажное устройство для проверки люфта в подшипниках передних ступиц и втулках шкворней. Благодаря конвейеру эффективность работы этих устройств повышается. Режим постов строго синхронизирован.

В табл. 8.1 приведено количество постов в зоне технического обслуживания и ремонта при средней наработке автомобиля 5 тыс. мото-ч для машин с электромеханической передачей.

Для проведения технического обслуживания машин большой грузоподъемности внедрена на комбинате «Печен-

Таблица 8.1

**Количество постов в зоне технического обслуживания (ремонта)**

Модели автомобиля	Количество автомобилей в АТП			
	25	50	100	200
БелАЗ-549	3(3)	4(5)	7(8)	15(16)
БелАЗ-7519	3(3)	4(5)	8(9)	16(18)
БелАЗ-7521	3(4)	6(7)	9(10)	18(20)

*Примечание.* При парке автомобилей в 25 единиц количество постов рассчитано для двухсменного режима работы ремонтной службы, в других случаях — для трехсменного.

ганикель» кольцевая платформа, вмещающая три автосамосвала и имеющая три поста с подъемными механизмами. Эта установка позволяет повысить механизацию работ и увеличить производительность труда на 15–20% при одновременном сокращении производственной площади на 17–22%.

Число специализированных постов в зонах ТО-2 зависит от объемов работ в каждой зоне. Для того чтобы не нарушился ритм производства, производительность всех зон должна быть одинаковой.

Число автосамосвалов, проходящих второе техническое обслуживание в течение суток

$$N'_{\text{ТО-2}} = N_{\text{ИНВ}} / D_{\text{ТО-2}},$$

где  $N_{\text{ИНВ}}$  — инвентарный парк автосамосвалов;  $D_{\text{ТО-2}}$  — периодичность ТО-2, мото-ч.

Трудоемкость по каждой  $i$ -й зоне, чел.-ч,

$$T^i_{\text{ТР}} = t_{\text{ТО-2}} k_i,$$

где  $k_i$  — коэффициент трудоемкости  $i$ -й зоны, характеризующий долю трудоемкости работ в  $i$ -й зоне от общей трудоемкости работ  $t_{\text{ТО-2}}$ .

Число постов в каждой  $i$ -й зоне

$$n = N'_{\text{ТО-2}} T^i_{\text{ТР}} / (P_{\text{П}} T_{\text{П}}),$$

где  $P_{\text{П}}$  — число рабочих, обслуживающих пост (4–5);  $T_{\text{П}}$  — время работы поста, ч/сут.

Планы производственного помещения и зон ТО-2 и ТР показаны на рис. 8.5 и 8.6.

Площади зон технического обслуживания и ремонта для автомобилей с гидромеханической передачей планируют в соответствии с рекомендуемыми расстояниями, м, между:

- продольными сторонами автомобилей на постах — 1,95;
- торцевыми сторонами автомобилей — 1,50;
- продольной стороной автомобиля и стеной или стационарным оборудованием — 1,95;

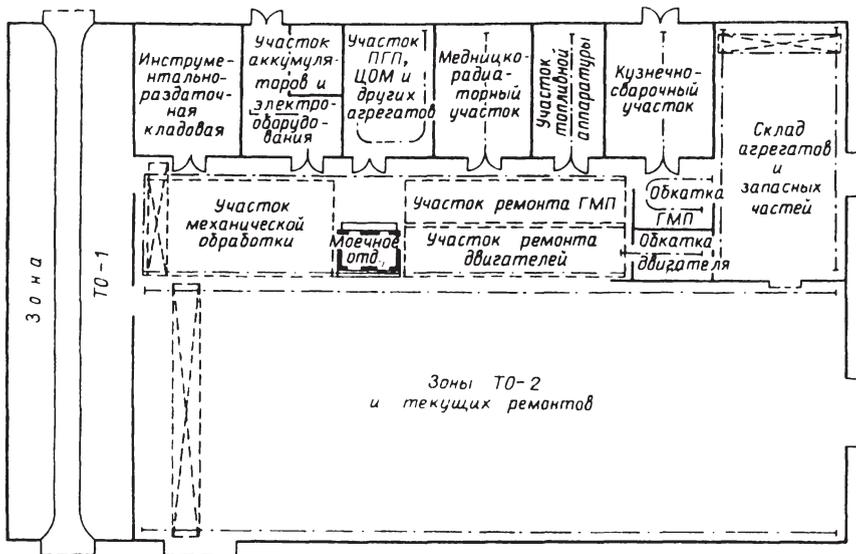


Рис. 8.5. Схема планировки производственного помещения

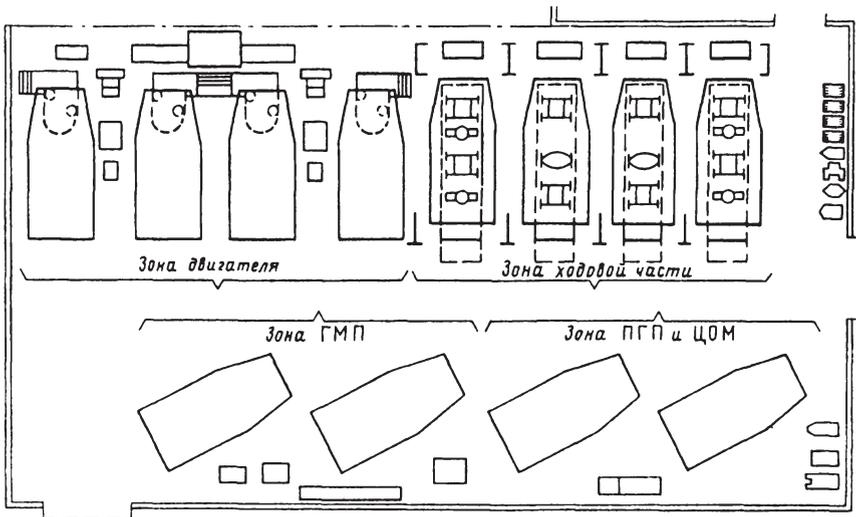


Рис. 8.6. Схема планировки в зоне ТО-2 и ТР

- задней стороной автомобиля и стеной на постах — 1,8;
- продольной стороной автомобиля и колонной — 1,5.

Ширина проезда, м, при движении:

- передним ходом — 6—10
- задним ходом — 8—12

Для автомобилей с электромеханической передачей параметры постов в зависимости от грузоподъемности приведены в табл. 8.2.

Удельные площади, м<sup>2</sup>/100 тыс. мото-ч, основных и вспомогательных помещений производственно-технической базы на годовую наработку парка при эталонных условиях эксплуатации приведены в табл. 8.3.

Шиномонтажный участок представляет собой отдельное подразделение для ремонта шин, камер, разборки и сборки колес.

Таблица 8.2

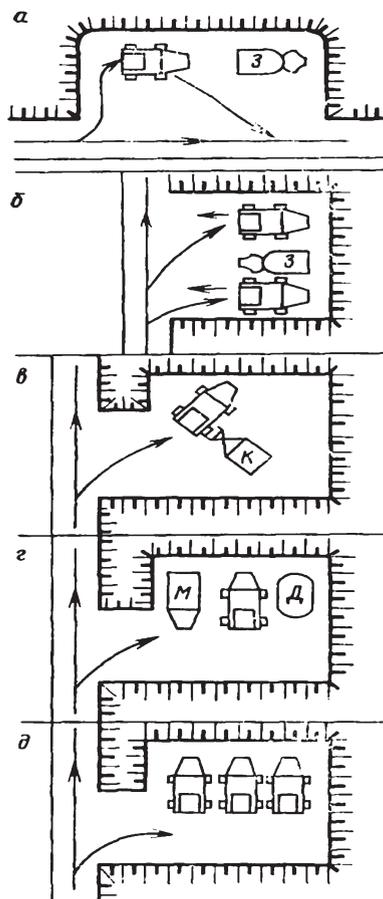
#### Параметры постов для автомобилей с электромеханической передачей

Грузоподъемность автосамосвалов	75 т	110 т	180 т
Расстояния между, м:			
автомобилем и стеной здания	2,5	2,5	3,0
автомобилем и колонной или стационарным оборудованием	1,2	1,2	1,5
продольными сторонами автомобилей на постах <sup>1</sup>	7,5	9,0	9,0
задней стороной автомобиля и стеной на постах <sup>1</sup>	3,0	4,5	4,5
торцовыми сторонами автомобилей	2,5	2,5	3,0
Превышение ширины ворот над наибольшей шириной автомобиля, м	1,6	1,6	1,8
Минимальная ширина проезда при прямоугольной однорядной установке автомобилей, м	9,8	9,8	14,6
<sup>1</sup> С применением грузоподъемных средств.			

Таблица 8.3

#### Удельные площади основных и вспомогательных помещений производственно-технической базы

Грузоподъемность автосамосвалов	75 т	110 т	180 т
Зоны технического обслуживания и ремонта	760	1000	2045
Цехи (участки)	240	382	710
Склады	155	243	445



**Рис. 8.7. Схемы рабочих площадок для обслуживания и технической эксплуатации автосамосвалов в глубоких карьерах:**

Площадки: *а* — для заправки автосамосвалов в карьере; *б* — обеспечивающие двусторонний подъезд автосамосвалов к автомобилю-заправщику; *в* — для снятия и установки колес автосамосвала; *г* — для передвижной авторемонтной мастерской и передвижной диагностической установки; *д* — для смены водителей

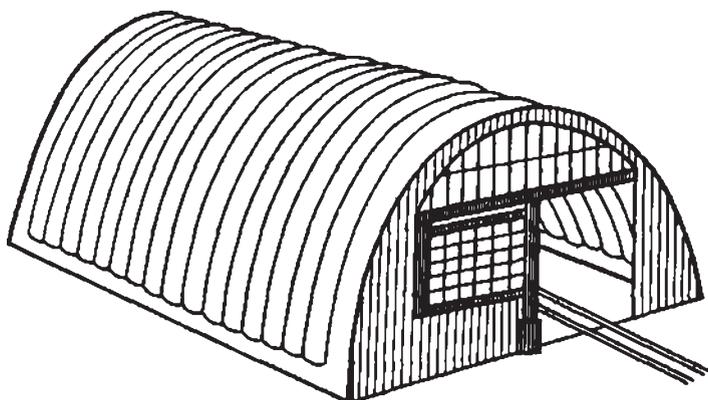
Сварочные участки для ремонта кузова, шасси размещают на открытой площадке. Склады запасных частей, материалов, обменных узлов и агрегатов — в главном производственном корпусе. Размещение всех этих подразделений должно обеспечивать последовательность технологического процесса, возможность поступления автомобилей на любой участок, сокращение или исключение пересечения потоков при движении автомобилей и перемещение тяжелых узлов и агрегатов.

В тех случаях, когда автотранспорт работает в глубоких карьерах, в качестве первого (сборочного) транспортного звена такие элементы эксплуатации, как заправка, контрольно-смотровые работы, устранение мелких неисправностей и отказов, смена водителей и некоторые другие операции целесообразно выполнять в карьере, непосредственно в зоне работы автотранспорта или за ее пределами. При этом в значительной степени устраняются порожняковые пробеги автосамосвалов. На промышленную площадку автотранспортного цеха (автохозяйства) автосамосвалы поступают только для проведения технических обслуживаний и ремонтных работ.

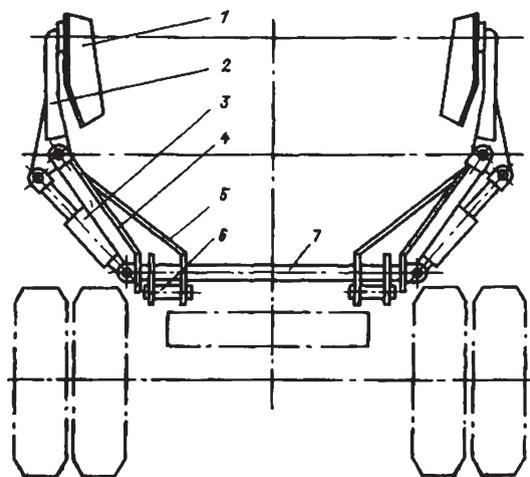
Вместе с тем в такой организации работ имеются и трудности при устройстве временных сооружений в случае ограниченных размеров карьерного пространства. Такие сооружения (сроком на 1—3 года) представляют собой спланированные площадки с масло- и топливозаправщиками, а также мастерской на колесах, а иногда и с легкими временными сооружениями (рис. 8.7).

Легкие сооружения можно изготавливать из полиэтиленовой пленки, армированной стекловолокном, легких алюминиевых сплавов, пневматических строительных конструкций (рис. 8.8).

Для устранения различного рода неисправностей и легких текущих ремонтов автосамосвалов в карьерах устраивают специальные передвижные мастерские в виде автомобильных фургонов, в которых размещено оборудование для технического обслуживания и ремонта на месте ведения работ. В передвижных мастерских проводят сварочные,



**Рис. 8.8.** Пневмокаркасное сооружение для хранения и обслуживания машин и механизмов в глубоких карьерах



**Рис. 8.9.** Устройство для снятия и установки колес:

1 – захват; 2 – рычаг захвата; 3 – цилиндр; 4 – опора рычага; 5 – растяжка; 6 – палец опоры; 7 – труба

ремонтно-механические работы, очищают системы высокого давления, подают антифриз, накачивают шины и т. д. Наиболее трудоемкие работы – операции с крупногабаритными шинами. Снимают и устанавливают колеса с помощью навесного оборудования на автопогрузчиках (рис. 8.9).

## **ГЛАВА 9**

# **РАСЧЕТ КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА**



## 9.1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОСАМОСВАЛ ПРИ ДВИЖЕНИИ

На автосамосвал при движении действуют сила тяги, силы сопротивления движению и силы торможения.

**Сила тяги**  $F_k$ , Н, автосамосвала зависит от мощности источника энергии, мощности двигателя и сцепного веса. Как правило, основным ограничением является ограничение по сцеплению ведущих колес автосамосвала с дорожным покрытием, т. е.

$$F_k = 1000M_A g K_{\text{сц}} \phi_c,$$

где  $M_A$  — масса автосамосвала, т;  $K_{\text{сц}}$  — коэффициент сцепного веса;  $\phi_c$  — коэффициент сцепления колеса с дорогой;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Значения коэффициента сцепного веса приведены в табл. 9.1, а коэффициенты сцепления колеса с дорогой в табл. 9.2.

Сила тяги автосамосвала имеет также ограничение по мощности двигателя при заданной скорости движения  $v$ , км/ч, и определяется

$$F_k = 3600N_{\text{диз}} \eta_T \eta_{\text{о.м}} / v,$$

где  $N_{\text{диз}}$  — мощность двигателя (дизеля), кВт;  $\eta_T$  — КПД трансмиссии, передающей вращающий момент от вала двигателя к движущим колесам (при механической трансмиссии — 0,72–0,82, при гидромеханической — 0,7–0,72, при

Таблица 9.1

**Значения коэффициента сцепного веса для автосамосвалов с различной колесной формулой**

Колесная формула автосамосвала	4×2	4×4	6×4
Коэффициент сцепного веса	0,65	1	0,7

Таблица 9.2

**Значения коэффициента сцепления для дорог различного типа и состояния**

Дорожное покрытие	При сухом дорожном покрытии	При мокром дорожном покрытии	При загрязненном дорожном покрытии
<i>Постоянные дороги</i>			
Щебеночное с поверхностной обработкой	0,57–0,75	0,43–0,55	0,4
Асфальтовое	0,7	0,4	0,25
Асфальтобетонное и бетонное	0,7	0,45	0,3
<i>Временные дороги</i>			
Забойные укатанные проезды	0,6	0,4–0,5	–
Отвальные укатанные проезды	0,4–0,58	0,2–0,34	–
<i>Примечание.</i> На дорогах, покрытых снегом, коэффициент сцепления снижается до 0,2–0,3, при гололеде до 0,15–0,2.			

электромеханической — 0,69–0,71);  $\eta_{0,м}$  — коэффициент, учитывающий отбор мощности на вспомогательные устройства автомобиля (0,85–0,88);  $v$  — скорость движения, км/ч.

**Сила сопротивления движению** состоит из силы основного сопротивления и дополнительных (от уклона, на криволинейном участке, от воздушной среды).

*Сила основного сопротивления движению  $W_0$*

$$W_0 = M_A g w_0,$$

где  $w_0$  — удельное сопротивление движению, Н/кН.

Удельное основное сопротивление движению автосамосвала зависит от типа и состояния дороги. Ориентировочные значения  $w_0$  для различных типов карьерных дорог приведены в табл. 9.3.

*Сила сопротивления от уклона* определяется через соответствующие удельные значения и вычисляется по формуле

$$W_i = M_A g w_i,$$

где  $w_i$  — дополнительное удельное сопротивление от уклона, Н/кН.

**Удельное основное сопротивление движению автосамосвала**

Дороги	Покрытие	$w_0$ , Н/кН
Главные откаточные	Бетонное, асфальтобетонное, гудронизированное, брусчатка	15–20
	Гравийное	25–30
	Щебеночное	30–39
Забойные и отвальные дорожные проезды	Грунтовые укатанные проезды в забоях	40–48
	Грунтовые укатанные проезды на отвалах	До 150
	Грунтовые неукатанные проезды	250–300

Дополнительное удельное сопротивление от уклона равно числу тысячных уклона.

*Сила дополнительного сопротивления на криволинейных участках*

$$W_R = M_A g w_R,$$

где  $w_R$  — дополнительное удельное сопротивление на криволинейных участках дороги, Н/кН.

Дополнительное удельное сопротивление на криволинейных участках дороги определяется по эмпирической формуле

$$w_R = 30(200 - R) / 200,$$

где  $R$  — радиус криволинейного участка, м.

*Сила сопротивления воздушной среды*

$$W_B = \lambda_{\Pi} \Omega (v \pm v_B)^2,$$

где  $\lambda_{\Pi}$  — коэффициент обтекаемости (для карьерных автосамосвалов 5,5–7);  $\Omega$  — площадь лобовой поверхности автомобиля (приблизительно равна произведению колеи на высоту автомашин и для машин грузоподъемностью 30÷180 т составляет 10–31,5 м<sup>2</sup>);  $v_B$  — составляющая скорости ветра, совпадающая с направлением движения автомобиля, км/ч.

Составляющая скорости ветра

$$v_B = v_{\text{ВЕТ}} \cos \beta,$$

где  $v_{\text{ВЕТ}}$  — скорость ветра, км/ч;  $\beta$  — угол между направлением ветра и направлением движения автомобиля.

Знак «+» при встречном ветре, а «-» при попутном.

*Полное сопротивление движению*

$$W = M_A g (w_0 \pm w_i + w_R) + W_B.$$

*Тормозное усилие* (рабочих колодочных тормозов) определяется как сумма нажатий тормозных колодок  $K$ , кН, умноженная на расчетный коэффициент трения  $\phi_K$  колодки о колесо

$$B = 1000 \sum K \phi_K = 1000 \phi_K \sum K.$$

При этом тормозная сила должна ограничиваться сцеплением тормозных колес с дорогой во избежание «юза»

$$B \leq 1000 M_A g \phi_T,$$

где  $\phi_T$  — коэффициент сцепления, реализуемый при торможении, равен  $(0,7 \div 0,8) \phi_C$ .

## 9.2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОСАМОСВАЛА

Основное уравнение движения транспортной машины

$$F_K - W = M_{\text{ПР}} dv/dt,$$

где  $M_{\text{ПР}}$  — приведенная масса автосамосвала;  $dv/dt$  — ускорение или замедление автосамосвала, м/с<sup>2</sup>.

Так как  $M_{\text{ПР}} = \delta M_A$ , предыдущее выражение примет следующий вид

$$F_K - W = 1000 \delta M_A dv/dt,$$

где  $\delta$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс автосамосвала.

Коэффициент инерции вращающихся масс автосамосвала зависит от типа автосамосвала и режима рабо-

ты. Для автосамосвалов с гидромеханической трансмиссией при движении с грузом он равен  $1,01 \div 1,03$ , без груза —  $1,07 \div 1,085$ ; с электромеханической трансмиссией при движении: с грузом —  $1,1$ , без груза —  $1,18$ .

Величина  $1000 \delta M_A dv/dt$  представляет собой сопротивление сил инерции  $W_j$  т.е

$$F_K - W = W_j,$$

или

$$F_K = W_O \pm W_i + W_R + W_B + W_j,$$

где  $W_O$  — основное сопротивление движению, Н;  $W_i$  — сопротивление уклона дороги, Н (знак «+» при движении на подъем, а «-» на спуск);  $W_R$  — сопротивление на криволинейных участках пути, Н;  $W_B$  — сопротивление воздушной среды, Н (учитывается при  $v > 15$  км/ч);  $W_j$  — сопротивление сил инерции, Н.

После преобразований

$$(F_K - W_B) / (M_A g) = \omega_0 \pm i + \omega_R + 1000 \delta a / g.$$

Выражение  $F_K - W_B$  называют избыточной силой тяги, а  $(F_K - W_B) / (M_A g)$  — динамическим фактором  $D$ . Величину  $1000 \delta a / g$  называют относительным ускорением (т.е. ускорением с учетом инерции вращающихся масс, отнесенным к ускорению свободного падения) и обозначают  $j$ .

Таким образом, динамический фактор

$$D = \omega_0 \pm i + \omega_R + j.$$

При равномерном движении

$$D = \omega_0 \pm i + \omega_R.$$

При движении под уклон:

с работающим двигателем

$$D = \omega_0 - i + j,$$

с выключенным двигателем (свободный выбег)

$$-W_B / (M_A g) = \omega_0 - i + j.$$

Относительное ускорение при этом  $j = i - w_0 - W_B / M_A$  может быть и положительным, и отрицательным в зависимости от уклона наклона трассы.

При движении торможением

$$(-B - W_B) / (M_A g) = w_0 \pm i + j.$$

Пренебрегая сопротивлением воздушной среды при торможении, имеем

$$-j = 1000\phi_T \pm i + w_0.$$

Динамический фактор ограничивается условием сцепления колес автосамосвала с дорогой

$$D_{\max} \leq (F_{\max} - W_B) / M_A,$$

или, пренебрегая сопротивлением воздушной среды,

$$D_{\max} \leq 1000k_C \phi.$$

Графическую зависимость динамического фактора  $D$  или силы тяги от скорости движения автосамосвала называют динамической (тяговой) характеристикой. Динамические характеристики получают экспериментальным путем на заводских стендах. По известному динамическому фактору (суммарному сопротивлению для конкретных условий) определяется скорость движения автосамосвала.

На рис. 9.1 приведены тяговые и тормозные характеристики автосамосвалов.

Тяговые характеристики автосамосвалов позволяют учитывать их загрузку, что особенно важно ввиду того, что самосвалы одной и той же грузоподъемности выпускаются с несколькими кузовами и транспортируют грузы различной насыпной плотности, т. е. имеют разную массу перевозимого груза.

Для определения скорости движения самосвала по тяговой характеристике откладываем на верхней горизонтальной шкале массу перевозимого груза в тоннах (точка  $A$ ). Через точку  $A$  проводится вертикальная линия до пересечения с лучом, соответствующим общему удель-

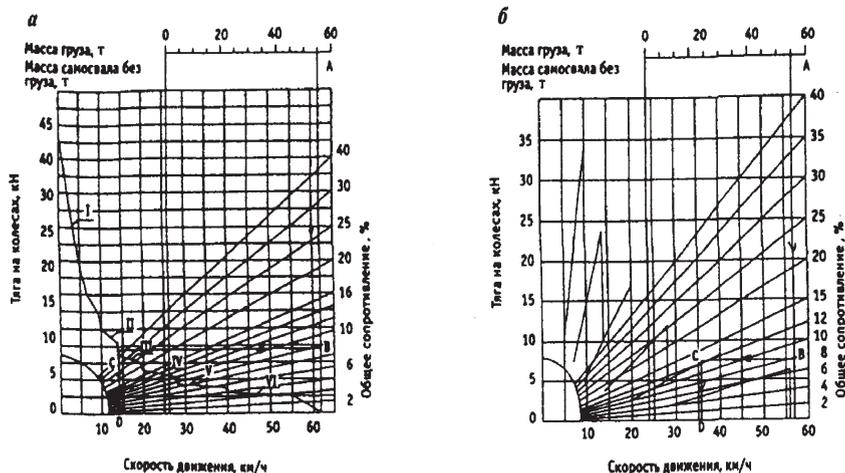


Рис. 9.1. Тяговая (*a*) и тормозная (*б*) характеристики автосамосвала БелАЗ-7555:

*I–VI* — ступени передач

ному сопротивлению движения в тысячных долях (при равномерном движении) — точка *B*, и через точку *B* проводим горизонтальную прямую до пересечения с кривой  $F_K = f(v)$ , точка *C*. Опустив из точки *C* вертикальную прямую, находим скорость  $v$  км/ч — точка *D*. Тормозные характеристики позволяют определить зону эффективной работы тормоза-замедлителя для конкретных условий эксплуатации.

### 9.3. ТЯГОВЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ

При тяговых расчетах обосновывается тип автосамосвала, режим его движения по различным участкам трассы и время движения, а при эксплуатационных устанавливается полное время цикла (рейса) автосамосвала, его производительность, расход топлива и необходимый для обеспечения заданного грузооборота парк машин.

## **Выбор типа автосамосвала**

При мощности карьера по горной массе менее 5 млн т/год рациональное значение грузоподъемности автосамосвала составляет 10–30 т, соответственно при 5–10 млн т/год — 30–65 т, при 10–20 млн т/год — 65–100 т, а при мощности более 20 млн т/год — более 100 т; причем при больших глубинах, расстояниях транспортирования и повышенных уклонах предпочтительно выбирать машины с большей удельной мощностью и грузоподъемностью.

Вместе с тем необходимо учитывать, что как по прочности, так и по организационным соображениям в кузове автосамосвала должно поместиться не менее 4–6 ковшей экскаватора или погрузчика. Таким образом, параметры выбираемого автосамосвала должны соответствовать следующим условиям:

$$q \geq \mu k_{\text{н.э}} V_{\text{э}} / \gamma_{\text{р}}$$

$$V_{\text{Г}} \geq \mu k_{\text{н.э}} V_{\text{э}} / k_{\text{н.а}},$$

где  $\mu$  — минимальное число ковшей, которое должно уместиться в кузове автосамосвала;  $k_{\text{н.э}}$  — коэффициент наполнения ковша экскаватора (погрузчика);  $k_{\text{н.а}}$  — коэффициент наполнения кузова автосамосвала ( $k_{\text{н.а}} < 1,25 \div 1,3$ ).

По требующейся грузоподъемности и вместимости автосамосвала выбирают конкретный типоразмер машины в соответствии с ее техническими характеристиками.

Для суровых климатических условий следует ориентироваться на соответствующие модификации машин в северном исполнении. В том случае, когда примерно равноценными оказываются несколько (2–3) типов автосамосвалов, уточнение последнего производится или по минимуму затрат, или приходится учитывать особенности конкретного карьера, отрасли, страны.

Коэффициент использования грузоподъемности выбранного автосамосвала не должен превышать 1,05 и рассчитывается по формуле

$$k_q = k_{\text{н.а}} \gamma_{\text{р}} V_{\text{Г}} / q.$$

## **Обоснование технической скорости движения автосамосвалов**

Значение технической скорости обуславливается несколькими факторами: тяговой способностью автосамосвала (обычно на стационарных дорогах в направлении подъема), условиями безопасности при торможении (главным образом, на стационарных горизонтальных дорогах и в направлении спуска) и заносом машин (на криволинейных участках).

Кроме того, правилами технической эксплуатации автосамосвалов на открытых разработках скорость движения самосвалов в соответствии с категориями дорог ограничивается: на временных — 15–25 км/ч, а на стационарных — 40–50 км/ч.

Скорость по тяговой способности привода  $v_{in}$  на каждом  $i$ -м участке трассы определяется по динамическим или тяговым характеристикам соответствующего автосамосвала. Значение динамического фактора  $D$  или силы тяги  $F_K$  рассчитывают при равномерном движении (правило установленных скоростей).

Скорость по безопасности при торможении  $v_{im}$  должна обеспечить остановку автомобиля на пути, длина которого не превышает расстояние видимости  $L_B$ , м, для данных условий эксплуатации.

Экстренное (аварийное) торможение производится фрикционными тормозами. В этот момент движущей силой является сила инерции. При торможении с отключенным от трансмиссии двигателем автомобиль обладает кинетической энергией, которую нужно поглотить на пути торможения работой сил сопротивления и тормозным усилием  $B$ , Н, т. е.

$$1000M_A \sigma v_{im}^2 / (2 \cdot 3,6^2) = (W_0 \pm W_i + B) L_{д.т.},$$

где  $L_{д.т.}$  — путь действительного торможения, на котором происходит поглощение живой силы автосамосвала.

После преобразований имеем

$$L_{д.т.} = 3,9 \sigma v_{im}^2 (w_0 \pm i + 1000\phi_T).$$

Полный путь торможения

$$L_T = L_{p.B} + L_{д.т},$$

где  $L_{p.B}$  — путь, проходимый автомобилем за время реакции водителя, м.

$$L_{p.B} = 0,278 v_{im} t_p,$$

где  $t_p$  — время реакции водителя (0,6—0,7 с).

Полный тормозной путь для автосамосвалов, как правило, не лимитируется, но он должен быть меньше расстояния видимости  $L_B$  в данной местности, не менее чем на длину машины  $l_M$ , м

$$L_B \leq L_T + l_M.$$

Из этого условия определяют скорость автосамосвала, допустимую по условию безопасности по торможению.

Расстояние видимости принимают в пределах 30—60 м в зависимости от климатических и горно-геологических условий. При  $L_B < 20$  м — движение запрещается (метели, бураны, туманы).

Как известно, кроме механической системы торможения автосамосвала, используемой для служебного и экстренного торможения, имеется еще и вспомогательное (служебное торможение), применяемое для поддержания равномерной скорости на спусках.

При расчете параметров вспомогательной тормозной системы стремятся обеспечить при экстренном торможении минимальный тормозной путь.

Для определения скоростей движения, обеспечиваемых тормозами-замедлителями, пользуются тормозными характеристиками автосамосвалов (рис. 9.2). Отложив на верхней горизонтальной оси массу перевозимого груза (точка  $A$ ), проводим вертикальную прямую до луча, соответствующего общему удельному сопротивлению, точка  $B$ . Далее через точку  $B$  проводим горизонтальную прямую до пересечения с тормозными характеристиками — точки  $C_1$  и  $C_2$ . Соответствующие этим точкам скорости  $D_1$  и  $D_2$  обуславливают диапазон безопасных скоростей, с которым должно быть со-

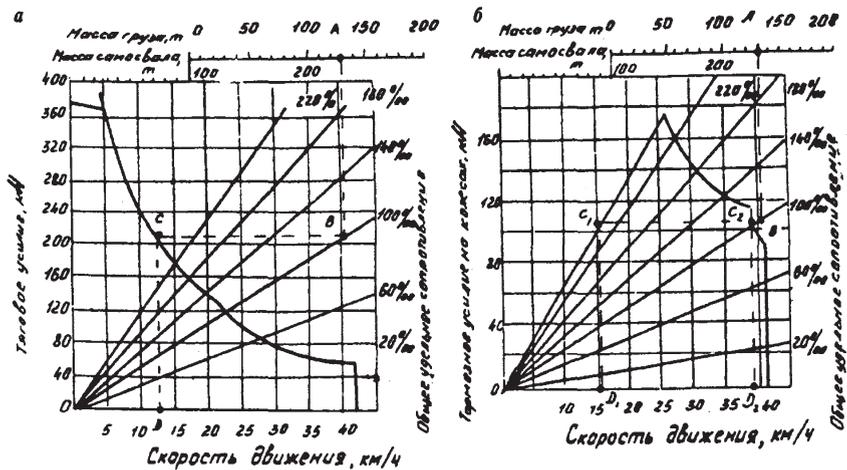


Рис. 9.2. Тяговая (а) и тормозная (б) характеристики автосамосвала БелАЗ-7513

гласовано значение скорости, полученное по условию безопасности по торможению.

Для машин с гидромеханической трансмиссией (см. рис. 9.1) имеем одно значение скорости (точка D), которое должно быть меньше максимального значения, полученного по условию безопасности по торможению.

Далее принятую скорость проверяют на возможность заноса автомашины на поворотах  $v_{i3}$  по формуле

$$v_{i3} = 3,9\sqrt{Rg(f_{СК} \pm i_B)},$$

где  $f_{СК}$  — коэффициент бокового скольжения (0,3—0,45);  $i_B$  — поперечный уклон виража, (0,02—0,06).

Фактические скорости движения автосамосвалов всегда несколько меньше расчетных, поэтому их необходимо скорректировать расчетным коэффициентом  $K_{СК}$ .

$$v_{iФ} = K_{СК} v_i.$$

Зависимость  $K_{СК}$  от динамического фактора приведена в табл. 9.4.

**Зависимость  $K_{ск}$  от динамического фактора**

$D$	40	60–80	100–120	140–160
$K_{ск}$	0,77	0,85	0,89	0,9

**Производительность автосамосвалов**

Сменная производительность автосамосвала определяется по формуле

$$Q_{см} = 60 TP k_c / t_p,$$

где  $T$  – продолжительность смены, (8–12) ч;  $t_p$  – время рейса, мин;  $P$  – грузоподъемность машины, т;  $k_c$  – коэффициент использования сменного времени, равный отношению времени работы к продолжительности смены (0,7–0,9).

Время рейса автомашины

$$T_p = t_{п} + t_{дв} + t_p + t_M + t_0,$$

где  $t_{п}$  – продолжительность погрузки, мин.;  $t_{дв}$  – продолжительность движения, мин.;  $t_p$  – продолжительность разгрузки, мин.;  $t_M$  – продолжительность маневров при погрузке и разгрузке, мин.;  $t_0$  – продолжительность простоя в ожидании погрузки и разгрузки, мин.

Продолжительность погрузки

$$t_{п} = n_K t_{ц} / 60,$$

где  $n_K$  – число ковшей, разгружаемых в кузов автосамосвала;  $t_{ц}$  – продолжительность рабочего цикла экскаватора, с.

В зависимости от соотношения плотности  $\rho_{п}$  перевозимой породы, грузоподъемности  $q_A$  автосамосвала, объема  $V_A$  его кузова число  $n_K$  ковшей может ограничиваться либо объемом кузова ( $\rho_{п} / k_p \leq q_A / V_A$ ), либо грузоподъемностью автосамосвала ( $\rho_{п} / k_p \geq q_A / V_A$ ).

$$n_K = V_A k_{веп} / (0,9 k_H E),$$

$$n_K = q_A k_p / (E \rho_{п} k_H),$$

где  $E$  — вместимость ковша экскаватора, м<sup>3</sup>;  $k_p$  — коэффициент разрыхления породы в ковше экскаватора; 0,9 — коэффициент разрыхления породы в кузове автосамосвала;  $k_H$  — коэффициент наполнения ковша экскаватора;  $k_{\text{ВЕР}}$  — коэффициент загрузки автосамосвала с верхом (1,1–1,15);  $\rho_{\text{П}}$  — плотность перевозимой породы, т/м<sup>3</sup>.

Рассчитанные значения  $n_K$  округляются до целых чисел и принимается меньшее из них.

Время рейса автосамосвала определяется среднетехнической скоростью движения, которая зависит от количества и длины участков дороги с разным дорожным покрытием и скорости движения по ним (табл. 9.5).

Для упрощения расчетов трасса карьерной автодороги может быть разделена на четыре характерных участка, в пределах которых скорость движения автомашин принимается постоянной: по рабочим уступам, по капитальным съездам и траншеям, по поверхности карьера и по отвалам.

Продолжительность движения автосамосвала определяется по формуле

$$T_{\text{ДВ}} = t_{\text{ГР}} + t_{\text{ПОР}} = 60 (l_{\text{ГР}} / v_{\text{ГР}} + l_{\text{ПОР}} / v_{\text{ПОР}}),$$

Таблица 9.5

**Технические скорости движения карьерных автосамосвалов с грузом и без груза (приведены в скобках)**

Дороги	Скорость движения автосамосвала, км/ч		
	БелАЗ-540	БелАЗ-548	БелАЗ-549
Магистральные щебеночные	32(42)	32(38)	30(42)
Магистральные бетонные	45(48)	38(47)	34(50)
Дороги в карьерах	13(14)	11(14)	13(15)
Дороги в отвалах	17(19)	16(18)	11(13)
Дороги в наклонных выработках:			
бетонные с уклоном $i = 20^\circ/_{\text{оо}}$	30(50)	25(49)	24(50)
бетонные с уклоном $i = 60^\circ/_{\text{оо}}$	18(35)	16(34)	16(35)
щебеночные с уклоном $i = 20^\circ/_{\text{оо}}$	20(50)	20(48)	18(48)
щебеночные с уклоном $i = 60^\circ/_{\text{оо}}$	14(30)	14(30)	14(30)

где  $t_{ГР}$ ,  $t_{ПОР}$  — время движения автосамосвала с грузом и без груза, мин;  $l_{ГР}$ ,  $l_{ПОР}$  — длина пути с грузом и без груза, км;  $v_{ГР}$ ,  $v_{ПОР}$  — скорость движения автосамосвала с грузом и без груза, км/ч.

Продолжительность разгрузки  $t_p$  автосамосвала включает время подъема кузова и время его опускания. Для автосамосвалов грузоподъемностью до 40 т она составляет 60 с, при большей грузоподъемности автосамосвалов 70—90 с.

Продолжительность маневров  $t_M$  при погрузке автосамосвала зависит в основном от схемы подачи и находится в пределах 0—10, 20—25, 50—60 с соответственно для сквозной, петлевой и тупиковой схем.

Продолжительность простоя в ожидании погрузки и разгрузки определяется по формуле

$$t_0 = 0,5(t_{II} + t_p).$$

Годовая производительность автомашины

$$Q_{Г} = Q_{СМ} n_{СМ} n_{СУТ},$$

где  $n_{СМ}$  — число смен работы машин в сутки;  $n_{СУТ}$  — число дней работы машин в год (240—260).

### ***Парк машин***

Число автомашин в работе в связи с неодинаковыми расстояниями перевозок от отдельных экскаваторов и условиями погрузки определяют как сумму машин, необходимых для обслуживания всех экскаваторов

$$N_A = N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_n,$$

где  $N_1, N_2, N_3 \dots N_n$  — число машин, необходимое для обслуживания первого, второго, третьего и  $N$ -го экскаватора

$$N_n = Q_{Э,СМ} / Q_{СМ} = Q_{К} k_H / (n_{Э} Q_{СМ}),$$

где  $Q_{Э,СМ}$  — сменная производительность экскаватора, т/см;  $Q_{К}$  — производительность карьера в смену, т/см;  $k_H$  — коэффициент неравномерности работы карьера (1,15—1,2);  $n_{Э}$  — число рабочих экскаваторов.

Инвентарный парк автосамосвалов определяется по формуле:

при совпадении режима работы карьера и режима эксплуатации автосамосвалов

$$N_{\text{А.И}} = N_n / k_{\text{Т.Г}},$$

где  $k_{\text{Т.Г}}$  — коэффициент технической готовности парка (0,7–0,8);

при трехсменном режиме работы карьера и двухсменном режиме эксплуатации автосамосвалов

$$N_{\text{А.И}} = N_n k_p,$$

где  $k_p$  — коэффициент резерва (1,3).

### ***Расход топлива***

Расход топлива  $A$ , Дж, при перемещении груза: из глубинного карьера

$$A = (q + q_T)g(\omega_0 \sum_{i=1}^i l_i + H) + q_T g(\sum_{i=1}^i l_i - l_T)\omega_0;$$

с нагорного карьера

$$A = q_T g(\omega_0 \sum_{i=1}^i l_i + H) + (q + q_T)g(\sum_{i=1}^i l_i - l_T)\omega_0,$$

где  $H$  — высота подъема (спуска) груза, м;  $l_T$  — длина участков, на которых производится торможение автомобилей, км;  $\sum l_i$  — длина трассы в груженом и порожнем направлениях.

Тогда расчетный расход  $A_p$ , л, топлива, учитывая, что 1 ккал = 4,1868 Дж, определяется как

$$A_p = A / (4,2 q_{\text{Т.С.}} \eta_{\text{ДВ}}),$$

где  $q_{\text{Т.С.}}$  — удельная теплота сгорания дизельного топлива, ккал/л (10 000 ккал/л);  $\eta_{\text{ДВ}}$  — КПД двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии.

Фактический расход топлива, л

$$A_{\Phi} = A_p K_3 K_H K_M,$$

где  $K_3$ ,  $K_H$ ,  $K_M$  — коэффициенты, учитывающие повышение расхода топлива соответственно в зимнее время, на внутригаражные нужды (обкатка, регулировка), на маневры ( $K_3 = 1,1$ ;  $K_H = 1,06$ ;  $K_M = 1,05 \div 1,1$ ).

Фактический расход дизельного топлива колеблется для машин грузоподъемностью 30 т — 100 ÷ 240 л/100 км, грузоподъемностью 42 т — 170 ÷ 310 л/100 км, грузоподъемностью 80 т — 320 ÷ 710 л/100 км, грузоподъемностью 120 т — 560 ÷ 980 л/100 км, а грузоподъемностью 180 т — 1200 ÷ 1600 л/100 км. Значительная разница в данных объясняется различием технического состояния машин и горно-технических условий эксплуатации.

Расход смазочных материалов составляет 5—8% расходуемого топлива.

#### **9.4. ПРОПУСКНАЯ И ПРОВОЗНАЯ СПОСОБНОСТЬ КАРЬЕРНЫХ АВТОДОРОГ**

Пропускная способность полосы  $II$ , автомобиль/ч, автодороги в одном направлении

$$II = 60(K_d t_m)^{-1} = 1000 v(K_d \div S)^{-1},$$

где  $K_d$  — коэффициент неравномерности движения (1,25—1,75);  $t_m$  — интервал времени между автомобилями, мин;  $S$  — расстояние между автосамосвалами, м.

Расстояние между автосамосвалами должно быть не менее тормозного пути

$$S \geq 0,278 v t_p + 3,9 \sigma V^2 / (100 \phi_M + \omega_0 \pm i) + l_M,$$

где  $t_p$  — время реакции водителя и время приведения тормозов в действие (1—2 с);  $l_M$  — длина машины, м;  $\sigma$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс автомобиля (для автомобилей с гидромеханической трансмиссией при движении с грузом 1,03—1,01, при движении по-рожняком 1,085—1,07; для автомобилей с электромеханической трансмиссией 1,1—1,15);  $\phi_M$  — коэффициент сцепления

колеса с дорогой при торможении;  $\omega_0$  — удельное основное сопротивление движению автомобиля, Н/кН (см. табл. 9.3);  $i$  — уклон автодороги, ‰.

Провозная способность дороги  $M_A$ , т/сутки,

$$M_A = P_y q / f_p,$$

где  $P_y$  — пропускная способность ограничивающего участка дороги, число автомобилей/сут;  $f_p$  — коэффициент резерва пропускной способности (1,75–2);  $q$  — грузоподъемность автомобиля, т.

## 9.5. РАСЧЕТ УЗЛОВ И СИСТЕМ АВТОСАМОСВАЛА

### *Расчет гидромеханической передачи*

#### *Расчет гидротрансформатора*

Сумма крутящих моментов на колесах гидротрансформатора при любом установившемся режиме работы равна нулю:

$$M_H + M_T + M_P = 0,$$

где  $M_H$ ,  $M_T$ ,  $M_P$  — момент соответственно на насосном, турбинном, реакторном колесах.

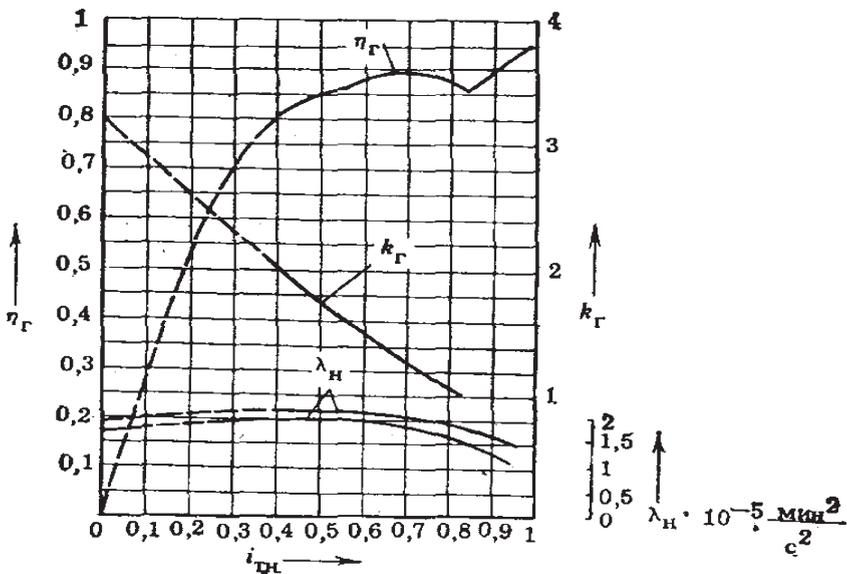
Передаваемые гидротрансформатором крутящие моменты определяются его геометрическими размерами и тремя характеристиками:

$$\lambda_H = f(i_{T,H});$$

$$k_T = f(i_{T,H});$$

$$\eta_T = f(i_{T,H}),$$

где  $\lambda_H$  — коэффициент момента входного вала (насоса) гидротрансформатора;  $k_T$  — коэффициент трансформации крутящего момента гидротрансформатора;  $\eta_T$  — КПД гидротрансформатора;  $i_{T,H}$  — передаточное отношение гидротрансформатора (отношение угловых скоростей турбины и насоса).



**Рис. 9.3. Характеристики гидротрансформатора ЛГ-470:**

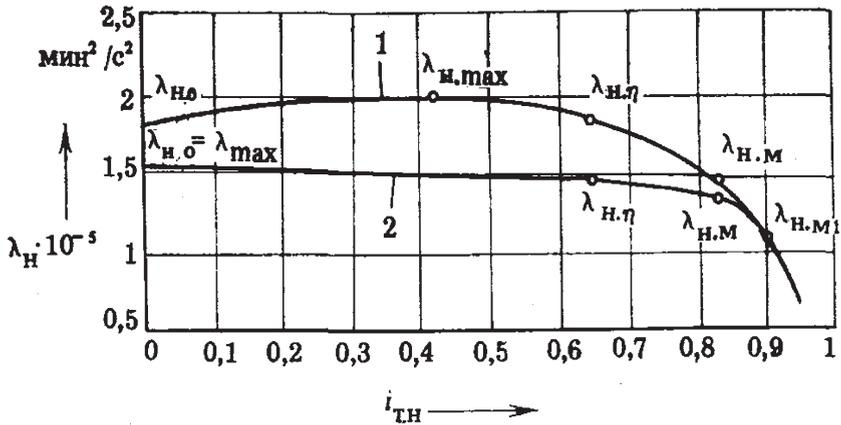
$\eta_{Г}$  — КПД гидротрансформатора;  $k_{Г}$  — коэффициент трансформации;  $\lambda_{Н}$  — коэффициент момента входного вала гидротрансформатора

Коэффициент  $\lambda_{Н}$  характеризует нагрузочные свойства гидротрансформатора. Для оценки преобразующих свойств гидротрансформатора используется коэффициент трансформации  $k_{Г}$ . Качественная работа гидротрансформатора характеризуется коэффициентом полезного действия  $\eta_{Г}$ .

Размер гидротрансформатора условно определяется максимальным габаритным размером лопаточной системы, который называется активным диаметром  $D_A$ .

Указанные характеристики гидротрансформатора ЛГ-470 приведены на рис. 9.3.

Характеристика  $\lambda_{Н} = f(i_{ТН})$  представлена в двух вариантах: нормальной и пониженной энергоемкости. Эти гидротрансформаторы отличаются только лопаточной системой второго реакторного колеса, остальные геометрические размеры сохранены. Выпуск гидротрансформатора ЛГ-470 в двух вариантах расширяет диапазон его использования с двигателями различной мощности.



**Рис. 9.4. Характеристики коэффициента момента входного вала гидротрансформаторов:**

1 – прозрачного; 2 – непрозрачного;  $\lambda_{н.о}$  – при остановленном турбинном колесе;  $\lambda_{н.таx}$  – максимальный;  $\lambda_{н.η}$  – при максимальном КПД;  $\lambda_{н.м}$  – при переходе на режим гидромукфы;  $\lambda_{н.м1}$  – при передаточном отношении  $i_{тн} = 0,9$

Вышеуказанные характеристики гидротрансформатора являются исходными для расчета характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора, которая определяет тягово-динамические свойства и топливную экономичность автомобиля.

Зависимость  $\lambda_{н} = f(i_{тн})$  определяет режим совместной работы двигателя и гидротрансформатора. На рис. 9.4 представлены данные зависимости для прозрачного и непрозрачного гидротрансформаторов.

Если для прозрачного гидротрансформатора характеристика представляет выпуклую кривую с рядом характерных точек ( $\lambda_{н.о}$ ,  $\lambda_{н.таx}$ ,  $\lambda_{н.η}$ ,  $\lambda_{н.м}$ ), то при непрозрачном гидротрансформаторе участок характеристики от  $\lambda_{н.о}$  до  $\lambda_{н.м}$  прямолинейный при равенстве значений  $\lambda_{н.о} = \lambda_{н.таx} = \lambda_{н.η} = \lambda_{н.м}$ . Так как на практике это равенство точно не соблюдается, принято относить к непрозрачным гидротрансформаторы, у которых

$$П = \lambda_{н.таx} / \lambda_{н.м} = 1,2.$$

Это отношение называется коэффициентом прозрачности гидротрансформатора. Гидротрансформатор ЛГ-470, применяемый на автомобилях большой мощности, относится к малопрозрачным гидротрансформаторам, так как его коэффициент прозрачности  $P = 1,32$ .

У гидротрансформатора ЛГ-470 при режиме работы от  $i_{Т.Н} = 0$  до  $i_{Т.Н} = 0,4$  наблюдается обратная прозрачность, т. е.

$$P_0 = \lambda_{Н.0} / \lambda_{Нmax} = 1,2.$$

Этот режим не является рабочим, а поэтому его можно не учитывать при выборе характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Обратная прозрачность не оказывает влияния также на процесс трогания автомобиля с места.

Для построения графика совместной работы двигателя и гидротрансформатора на график внешней скоростной характеристики двигателя, приведенной к насосному колесу с учетом отбора мощности от двигателя, представленную зависимостью крутящего момента от частоты вращения вала двигателя, наносятся нагрузочные параболы момента насосного колеса гидротрансформатора.

Для построения нагрузочных парабол, представляющих зависимость крутящего момента насосного колеса от его частоты вращения  $M_H = f(n_H)$  при постоянном значении коэффициента крутящего момента входного вала, используется формула

$$M_H = \lambda_H \rho n_H^2 D_A^5,$$

где  $M_H$  — крутящий момент на насосном колесе, Н·м;  $\lambda_H$  — коэффициент момента входного вала;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  — частота вращения насосного колеса, мин.<sup>-1</sup>.

Считается достаточным проводить расчет нагрузочных парабол, используя значения следующих коэффициентов момента входного вала:  $\lambda_{Н.0}$ ,  $\lambda_{Нmax}$ ,  $\lambda_{Н.η}$ ,  $\lambda_{Н.М}$ ,  $\lambda_{Н.М1}$ .

Нагрузочными параболками, соответствующими  $\lambda_{Нmax}$  и  $\lambda_{Н.М1}$ , ограничивается область реальных режимов работы двигателя. Режим работы гидротрансформатора с

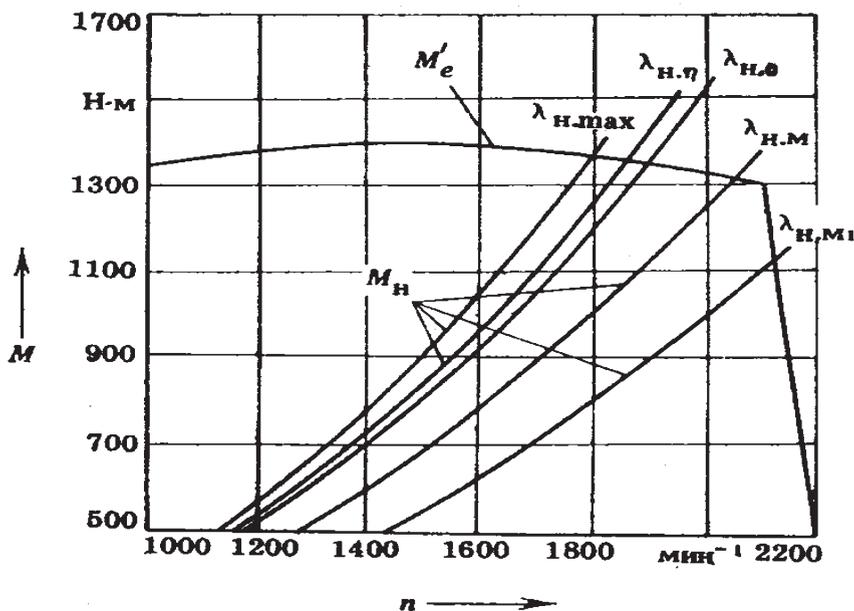
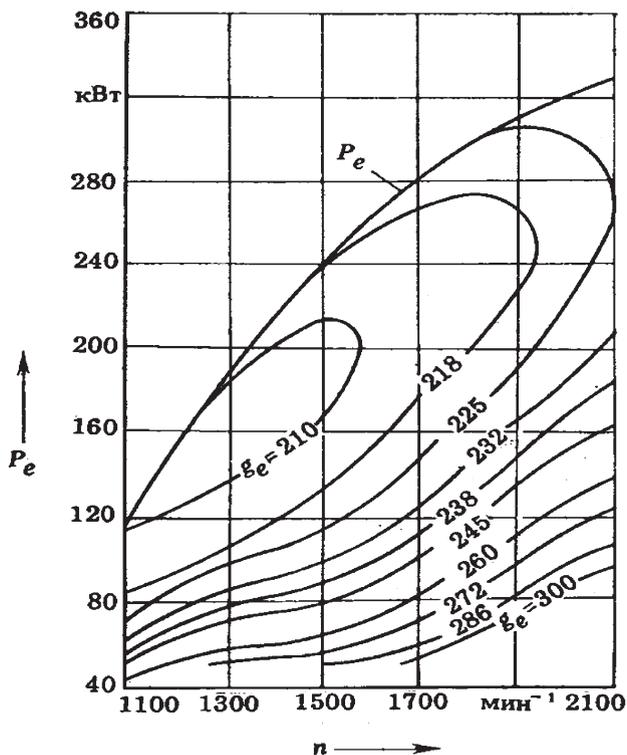


Рис. 9.5. Характеристика совместной работы двигателя ЯМЗ-240П и гидротрансформатора ЛГ-470 пониженной энергоемкости:  $M'_e$  — крутящий момент на валу двигателя;  $M_H$  — крутящие моменты на насосном колесе при  $\lambda_{H.0}$ ,  $\lambda_{H.\max}$ ,  $\lambda_{H.\eta}$ ,  $\lambda_{H.M}$ ,  $\lambda_{H.M1}$

$i_{T.H} > 0,9$  не используется на автомобилях большой грузоподъемности в связи с резким снижением коэффициента крутящего момента входного вала гидротрансформатора и соответственно со снижением использования мощности двигателя.

Характеристика совместной работы двигателя ЯМЗ-240П и гидротрансформатора ЛГ-470 представлена на рис. 9.5.

В зависимости от нагрузочной способности или значений коэффициентов крутящего момента входного вала гидротрансформатора и его активного диаметра пучок нагрузочных парабол крутящего момента на насосном колесе может быть смещен вправо или влево вдоль характеристики крутящего момента двигателя от положения, показанного на рисунке. Кроме того, от прозрачности гидротрансформато-



**Рис. 9.6.** Характеристика топливной экономичности двигателя:  
 $P_e$  — мощность двигателя, кВт;  $g_e$  — удельный расход топлива, г / (кВт·ч)

ра зависит плотность пучка нагрузочных парабол. Поэтому при выборе наиболее рациональной характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора следует учитывать следующее:

- 1) характеристику топливной экономичности двигателя (рис. 9.6), представленную кривыми одинаковых удельных расходов топлива;
- 2) продолжительность работы автомобиля с использованием максимальной мощности двигателя;
- 3) коэффициент прозрачности гидротрансформатора и характер изменения коэффициента момента входного вала гидротрансформатора.

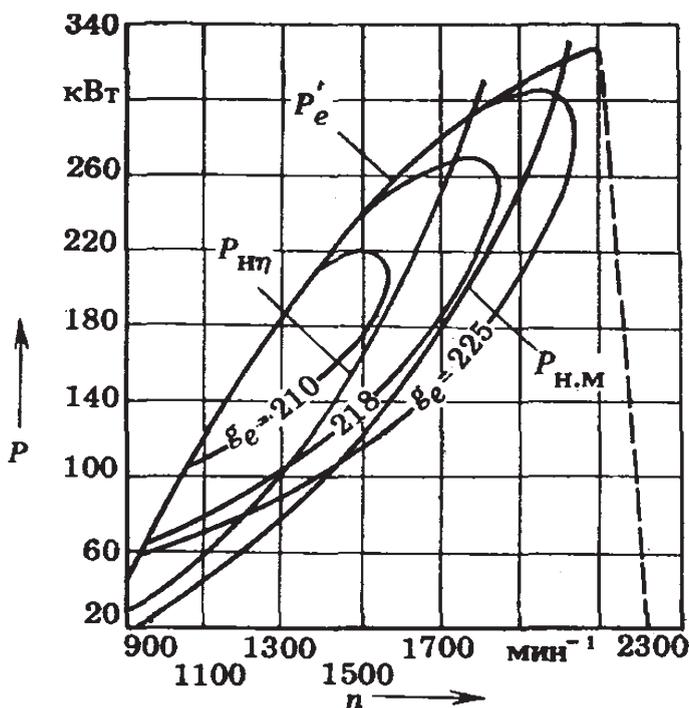


Рис. 9.7. Характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора:

$P'_e$  — мощность двигателя, приведенная к насосному колесу;  $P_{H\eta}$  и  $P_{H.М}$  — характеристики мощности на насосном колесе при  $\lambda_{H\eta}$  и  $\lambda_{H.М}$ .

От характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора зависят тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля, так как ею определяются режимы работы двигателя. Поэтому для анализа этих показателей целесообразно совмещать характеристики топливной экономичности двигателя и нагрузочные параболы мощности насосного колеса гидротрансформатора, используя формулу

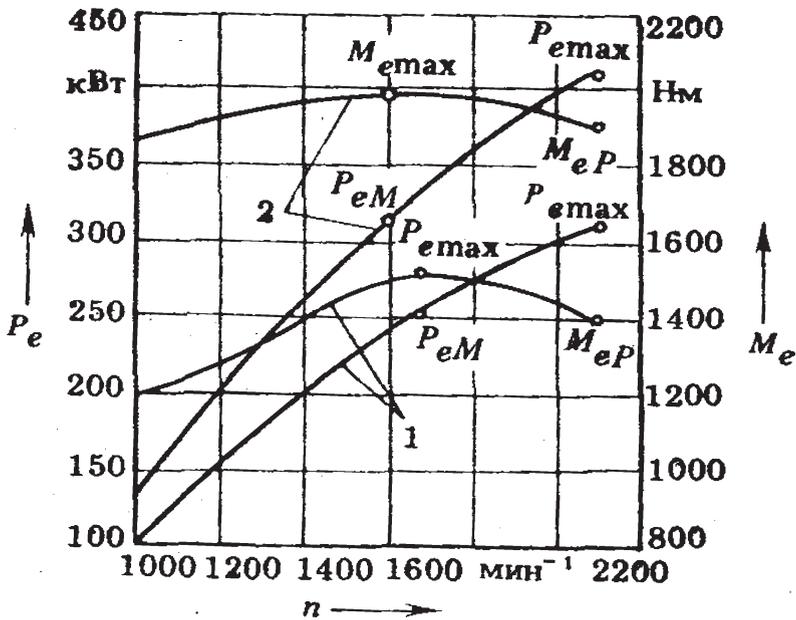
$$P_H = 0,105 \lambda_H \rho n_H^3 D_A^5,$$

где  $P_H$  — мощность на насосном колесе, Вт.

Характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора (рис. 9.7) наглядно показывает режимы

работы двигателя при конкретных значениях мощности и удельного расхода топлива.

Анализируя внешнюю скоростную характеристику дизельных двигателей (рис. 9.8), можно сделать вывод о том, что отношение максимального крутящего момента двигателя  $M_{e,max}$  к крутящему моменту при максимальной мощности двигателя  $M_{eP}$ ,  $M_{e,max} / M_{eP} = 1,08 \div 1,12$ . Таким образом, крутящий момент двигателя увеличивается на 8–12% при переходе с режима работы двигателя  $M_{eP}$  на режим  $M_{e,max}$ . Это отношение называется коэффициентом приспособляемости двигателя, который также можно назвать силовым диапазоном двигателя по аналогии с силовым диапазоном коробки передач, если рассматривать коэффициент приспособляемости



**Рис. 9.8.** Внешние характеристики дизельных двигателей: 1, 2 — двигатели соответственно ЯМЗ-240П и ЯМЗ-8401;  $P_{e,max}$  — максимальная мощность;  $P_{eM}$  — мощность при максимальном моменте;  $M_{e,max}$  — максимальный крутящий момент;  $M_{eP}$  — крутящий момент при максимальной мощности

собляемости двигателя с точки зрения его влияния на тяговые свойства автомобиля.

Отношение мощности двигателя при максимальном крутящем моменте к максимальной мощности двигателя для дизельных двигателей  $P_{eM} / P_{e \max} = 0,72 \div 0,78$ , т. е. мощность двигателя при максимальном моменте, снижается на 22–28%.

Следовательно, нерационально использовать малый силовой диапазон дизельных двигателей в пределах 1,08–1,12, так как при этом их мощность снижается до 30%. Этот небольшой силовой диапазон двигателя может компенсироваться силовым диапазоном механической коробки передач, тогда как значительное недоиспользование мощности двигателя компенсировать трансмиссией нельзя.

С целью лучшего использования мощности двигателя пучок нагрузочных парабол следует располагать в зоне максимальной мощности двигателя. При смещении пучка нагрузочных парабол момента на входном валу гидротрансформатора влево автомобилю будет обеспечиваться лучшая топливная экономичность, так как область наименьших удельных расходов топлива лежит в пределах частоты вращения вала двигателя 1300–1900 мин.<sup>-1</sup>.

Проведенные исследования по определению степени использования мощности двигателя карьерного автомобиля показали, что в глубоких карьерах 60–70% времени они работают на режимах с полной подачей топлива, т. е. с максимальным использованием мощности двигателя. Следовательно, для автомобилей большой грузоподъемности целесообразно иметь такую характеристику совместной работы двигателя и гидротрансформатора, которая позволяла бы при необходимости использовать максимальную мощность двигателя в широком диапазоне дорожных сопротивлений.

В настоящее время все гидротрансформаторы, устанавливаемые на автомобили большой грузоподъемности, имеют блокировочную муфту. Поэтому при выборе характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора необходимо учитывать все режимы работы гидротранс-

форматора: трансформации крутящего момента, гидромульты и блокировки гидротрансформатора.

Характеристика выхода системы двигатель — гидротрансформатор представляет график зависимости мощности и крутящего момента на турбинном валу гидротрансформатора от его частоты вращения.

Характеристика выхода системы двигатель ЯМЗ-240П — гидротрансформатор ЛГ-470 представлена на рис. 9.9.

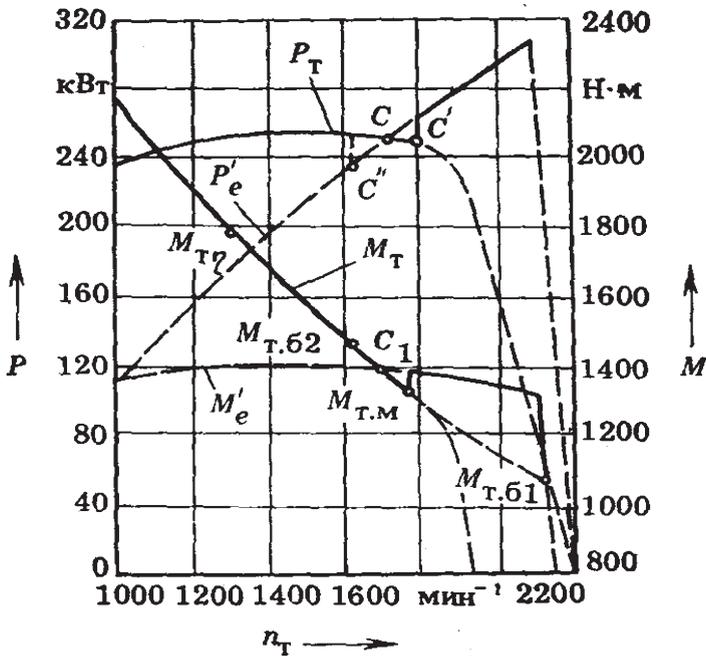


Рис. 9.9. Характеристика выхода системы двигатель ЯМЗ-240П — гидротрансформатор ЛГ-470:

$P_T$  — мощность на турбинном колесе;  $P'_e$  — мощность двигателя, приведенная к насосному колесу;  $M_T$  — крутящий момент на турбинном колесе;  $M'_e$  — момент двигателя, приведенный к насосному колесу;  $C, C_1$  — точки, в которых мощности и моменты на турбинном колесе до и после блокировки равны;  $C', C''$  — соответственно точки блокировки и разблокировки гидротрансформатора;  $M_{T\eta}, M_{T.M}$  — крутящий момент на турбинном колесе при  $\lambda_{\eta}, \lambda_{M}$  соответственно;  $M_{T.61}$  — крутящий момент при переходе на высшую передачу;  $M_{T.62}$  — крутящий момент при разблокировке гидротрансформатора

При частоте вращения турбинного колеса 1400—1785 мин.<sup>-1</sup> график мощности имеет горизонтальный участок, т. е. сохраняется постоянство мощности при силовом диапазоне  $M_{T\eta} / M_{T.M} = 1,27$  и кинематическом диапазоне  $n_{T.M} / n_{T\eta} = 1,26$ . Это достигнуто благодаря расположению нагрузочной параболы  $i_{T.H.M}$  в зоне максимальной мощности. Приведенная характеристика является наиболее целесообразной, так как соблюдается гиперболическая зависимость крутящего момента и частоты вращения турбинного вала.

Анализируя характеристики гидротрансформатора, можно сделать вывод, что КПД гидротрансформаторов остается достаточно низким даже в случае, когда работа гидротрансформатора ограничена передаточными отношениями  $i_{T.H.\eta}$  и  $i_{T.H.M}$ . При потерях мощности от 10 до 15% снижаются тягово-скоростные свойства автомобиля и ухудшается его топливная экономичность. Поэтому на автомобилях большой единичной мощности применяются блокируемые гидротрансформаторы, имеющие фрикционную муфту, при включении которой жестко соединяются насосное и турбинное колеса.

Блокировка гидротрансформатора осуществляется автоматически в зависимости от принятых условий: при достижении определенной частоты вращения турбинного колеса, т. е. по одному или двум параметрам, которыми являются положение рейки топливного насоса высокого давления дизеля и частота вращения турбинного вала. Второй способ — более совершенный и позволяет блокировать гидротрансформатор на всех режимах работы дизельного двигателя, в том числе на частичных характеристиках. Применяется также автоматическая блокировка гидротрансформатора по трем параметрам. В качестве третьего параметра используют угловое ускорение турбинного вала.

Для определения точки блокировки гидротрансформатора на графики выхода системы дизель — гидротрансформатор наносятся графики зависимостей  $P'_e$  и  $M'_e$  от  $n_T$ , при заблокированном гидротрансформаторе, ког-

да  $n_H = n_T$ , а мощность  $P'_e = P_T$  ( $P'_e, M'_e$  — соответственно мощность и момент на турбинном колесе при заблокированном гидротрансформаторе). В точках пересечения  $P'_e$  и  $P_T$  или  $M'_e$  и  $M_T$  целесообразна блокировка гидротрансформатора.

С целью исключения циклической работы (включение — выключение) фрикционной муфты блокировки на графике необходимо расположить точки блокировки  $C'$  и разблокировки  $C''$  так, чтобы частоты вращения в этих точках отличались от  $n$  в точке  $C$  на 50—100 мин.<sup>-1</sup>. В этом случае каждый раз после блокировки или разблокировки на турбинном валу мощность будет большей.

При автоматической блокировке по двум параметрам определяется передаточное отношение гидротрансформатора, кривая нагрузочной параболы которого пересекает кривую мощности двигателя в точке, соответствующей точке  $C'$ . Эта парабола будет определять момент блокировки в зависимости от нагрузки двигателя (положения рейки топливного насоса) и частоты вращения турбинного вала. Из рис. 9.9 видно, что режим блокировки гидротрансформатора целесообразно использовать в случае, когда он дает увеличение мощности на турбинном валу, а поэтому при наличии блокировки можно гидротрансформатор как гидромufту не использовать. Следовательно, к применению на автомобилях большой мощности рекомендуется характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора, при которой нагрузочная парабола мощности гидротрансформатора проходит через точку, в которой мощность на 3—5% ниже, и нагрузочная парабола мощности двигателя проходит через точку, в которой мощность на 10—12% ниже максимальной мощности  $P_{e \max}$  на внешней характеристике двигателя (рис. 9.10).

Данная характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора позволяет обеспечить максимальное использование мощности двигателя при удельных расходах топлива, близких к минимальным, а также уменьшить работу трения фрикционной муфты блокировки гидротранс-

форматора по сравнению с вариантом, при котором парабола мощности  $i_{\text{н.т.м}}$  проходит через точку  $P_{e \text{ max}}$ .

Основным методом проектирования гидротрансформаторов является метод подобия, при котором выбирается прототип нового гидротрансформатора, его характеристика наиболее полно соответствует требуемой. При выборе прототипа учитываются его характеристики  $\lambda_{\text{н}} = f(i_{\text{т.н}})$ ,  $k_{\text{Г}} = f(i_{\text{т.н}})$ ,  $\eta_{\text{Г}} = f(i_{\text{т.н}})$ , анализируемые на рабочих режимах гидротрансформатора.

Применение многоступенчатых коробок передач и блокируемых гидротрансформаторов в ГМП позволяет ограничить режим работы гидротрансформатора зоной от передаточного отношения гидротрансформатора, соответствующего максимальному КПД гидротрансформатора, до  $i_{\text{т.н.м}} = 0,85$ , т. е. использовать режимы работы при наиболее высоких значениях КПД. Поэтому следует ввести понятие

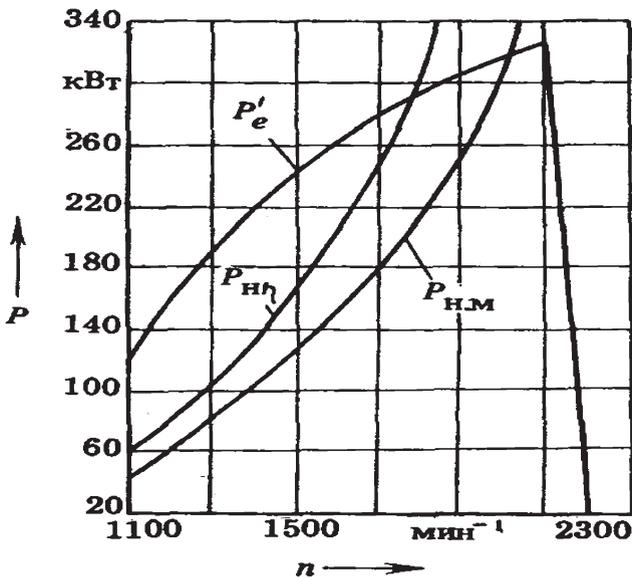


Рис. 9.10. Характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора карьерного самосвала:

$P'_e$  — мощность двигателя, приведенная к насосному колесу;  $P_{\text{н}\eta}$ ,  $P_{\text{нм}}$  — мощность на насосном колесе соответственно при  $\lambda_{\text{н}\eta}$ ,  $\lambda_{\text{нм}}$

«коэффициент прозрачности гидротрансформатора в рабочей зоне»:

$$P_p = \lambda_{H\eta} / \lambda_{H.M.}$$

От коэффициента прозрачности гидротрансформатора в рабочей зоне зависит расположение нагрузочных парабол мощности, т. е. режим работы двигателя. С учетом вышепринятых условий параболы мощности  $P_{H\eta}$  и  $P_{H.M.}$  должны соответствовать

$$P_{H\eta} = (0,9 \div 0,88) P_{e \max},$$

$$P_{H.M.} = (0,97 \div 0,95) P_{e \max}.$$

Значение коэффициента прозрачности в рабочей зоне гидротрансформатора

$$P_p = \lambda_{H\eta} / \lambda_{H.M.} \frac{P_{H\eta} / (\rho n_{H\eta}^3 D_A^5)}{P_{H.M.} / (\rho n_{H.M.}^3 D_A^5)},$$

где  $n_{H\eta}$ ,  $n_{H.M.}$  — частоты вращения насосного колеса, соответствующие мощностям  $P_{H\eta}$ ,  $P_{H.M.}$ .

$$P_p = n_{H.M.}^3 P_{H\eta} / (n_{H\eta}^3 P_{H.M.}) = n_{H.M.}^3 (0,90 \div 0,88) \times \\ \times P_{e \max} / (n_{H\eta}^3 (0,91 \div 0,95) P_{e \max}) = (0,91 \div 0,94) n_{H.M.}^3 / n_{H\eta}^3.$$

На карьерных самосвалах рекомендуется устанавливать комплексные гидротрансформаторы, имеющие фрикционную муфту блокировки, с коэффициентом прозрачности в рабочей зоне  $P_p = 1,28 \div 1,36$ .

При проектировании гидротрансформаторов с использованием метода подобия все геометрические размеры и формы лопаток нового гидротрансформатора изменяются пропорционально принятому коэффициенту подобия по сравнению с выбранным прототипом. После принятия прототипа, характеристика коэффициента момента входного вала гидротрансформатора которого, зависящая от его передаточного отношения, вполне удовлетворительна, выбирается активный диаметр нового гидротрансформатора

$$D_{A.H} = \sqrt[5]{\frac{(0,102 \div 0,100)P_{e\max}}{\rho\lambda_{H.M}n_H^3}},$$

где  $\lambda$  — коэффициент момента входного вала гидротрансформатора-прототипа при  $i_{T.H.M.}$

Далее определяется коэффициент подобия

$$k_{\Pi} = D_{A.H} / D_{A.П.}$$

где  $D_{A.П.}$  — активный диаметр гидротрансформатора-прототипа.

Увеличивая геометрические размеры лопаточной системы колес при проектировании нового гидротрансформатора, необходимо соблюдать полное подобие распреде-

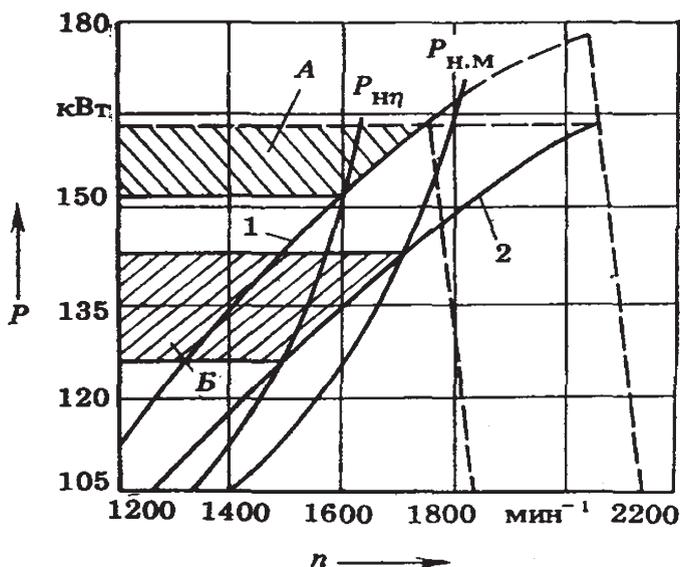
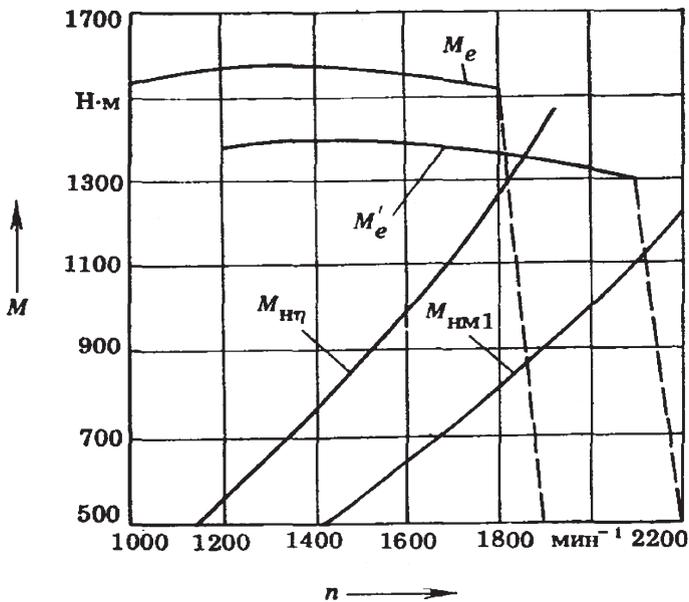


Рис. 9.11. Характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора при различных внешних характеристиках двигателя:

1, 2 — при дефорсировании мощности двигателя соответственно по частоте вращения и цикловой подаче топлива;  $P_{H.η}$ ,  $P_{H.M}$  — мощность на насосном колесе соответственно при  $\lambda_{H.η}$ ,  $\lambda_{H.M}$ ; A — диапазон использования мощности при характеристике двигателя 1; B — то же, двигателя 2



**Рис. 9.12.** Характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора, полученная путем введения согласующего редуктора:

$M_{HП}$ ,  $M_{HM1}$  — крутящие моменты на насосном колесе соответственно при  $\lambda_{HП}$ ,  $\lambda_{HM}$ ;  $M'_e$  — крутящий момент двигателя, приведенный к насосному колесу

ления скоростей потока жидкости, т. е. скорости потока должны увеличиваться пропорционально коэффициенту подобия.

В конструкторской практике не всегда представляется возможным создание нового гидротрансформатора, а поэтому для получения необходимой характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора применяются методы:

- 1) изменения внешней характеристики двигателя, когда используется дефорсированный по мощности двигатель;
- 2) введения согласующей передачи.

С целью более широкого применения дизельных двигателей одного типоразмера для различных автомобилей и тягачей производится их дефорсирование, т. е.

уменьшение номинальной мощности. Например, дизельный двигатель ЯМЗ-238 имеет номинальную мощность 176 кВт при частоте вращения вала 2100 мин.<sup>-1</sup>. При установке на одноосный тягач МоАЗ-546П его мощность понижают до 165 кВт, учитывая условия работы одноосного тягача. Уменьшение мощности можно осуществить путем ограничения максимальной частоты вращения вала двигателя до 1800 мин.<sup>-1</sup> или за счет изменения цикловой подачи топлива, сохраняя максимальную частоту вращения двигателя. Из рис. 9.11 видно, что первый способ обеспечивает характеристику работы двигателя и гидротрансформатора с более высоким использованием мощности дизеля.

В некоторых случаях на автомобилях для использования серийного гидротрансформатора применяется согласующая передача, которая устанавливается между двигателем и гидротрансформатором. Ее назначение — изменение внешней характеристики двигателя. На рис. 9.12 показаны графики зависимости крутящего момента двигателя от частоты вращения его вала и эта же зависимость, приведенная к насосному колесу благодаря введению согласующей передачи.

### ***Расчет коробки передач ГМП***

Рабочий силовой диапазон системы дизель — гидротрансформатор, включающий наивыгоднейшие режимы их работы (трансформацию крутящего момента с высоким КПД, режим гидромукты и блокировки гидротрансформатора), может быть представлен как

$$D_{д-т} = M_{тн} / M_{т.61},$$

где  $M_{т.61}$  — точка, показывающая до достижения какого крутящего момента целесообразно использовать режим заблокированного гидротрансформатора перед переходом на следующую высшую передачу (см. рис. 9.9).

Комплексные гидротрансформаторы, применяемые на автомобилях большой мощности, имеют рабочий  $D_{д-т} =$

$= 1,45 \div 1,55$ . Эти значения и следует принимать в качестве коэффициента ряда передаточных чисел КП.

Следующим этапом является определение силового диапазона КП, который представляет отношение максимального к минимальному передаточному числу. Значение общего передаточного числа трансмиссии при включенной низшей (первой) передаче выбирается из условия обеспечения необходимой силы тяги при длительном движении автомобиля в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях и работе гидротрансформатора с максимальным КПД для исключения перегрева ГМП

$$F_{K1} = \phi_{\max} m_A g = M_{T\eta} u_H \eta_{TP} / r_0,$$

$$u_H = \phi_{\max} m_A g r_0 / (M_{T\eta} \eta_{TP}),$$

где  $F_{K1}$  — окружная сила на ведущих колесах при включенной низшей передаче, Н;  $\phi_{\max}$  — максимальный коэффициент суммарного дорожного сопротивления;  $m_A$  — полная масса автомобиля, кг;  $r_0$  — радиус качения колеса без скольжения, м;  $\eta_{TP}$  — КПД трансмиссии.

$$\eta_{TP} = \eta_{X.X} \eta_{3.3} \eta_{K.B} \eta_0,$$

где  $\eta_{X.X}$  — КПД ГМП на холостом ходу, не менее 0,94;  $\eta_{3.3}$  — КПД зубчатых зацеплений ГМП, участвующих в передаче крутящего момента;  $\eta_{K.B}$  — КПД карданного вала передачи;  $\eta_0$  — КПД ведущего моста.

Для карьерных самосвалов наиболее трудным режимом движения является преодоление подъема с уклоном 0,14 на временных дорогах при коэффициенте сопротивления качению  $f = 0,04$  (отсутствие твердого покрытия), т. е.  $\phi_{\max} = 0,18$ .

Общее передаточное число трансмиссий при включенной низшей передаче КП самосвалов повышенной проходимости

$$u_H = k_\phi \psi m_A g r_0 k_p / (M_{T\eta} \eta_{TP}),$$

где  $k_\phi$  — коэффициент использования сцепного веса;  $k_p$  — коэффициент перераспределения нагрузки по мостам;  $\psi$  —

коэффициент сцепления шин с дорогой (рекомендуется принимать 0,5, реализация больших значений коэффициента сцепления будет осуществляться при  $\eta_r < \eta_{r\max}$ ).

Общее передаточное число трансмиссии при включении высшей передачи (прямой или повышающей) определяется из условия использования полной мощности двигателя с целью получения максимальной скорости движения груженого автомобиля на горизонтальном участке дороги, имеющем усовершенствованное покрытие. Необходимая окружная сила ведущих колес автомобиля на высшей передаче

$$F_{K2} = f_K m_A g + k_B A v_{\max}^2 = V_{T61} u_B \eta_{TP} / r_0.$$

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче КП

$$u_B = r_0 (f_K m_A g + k_B A v_{\max}^2) / (M_{T61} \eta_{TP}),$$

где  $k_B$  — коэффициент сопротивления воздуха;  $A$  — лобовая площадь автомобиля, м<sup>2</sup>;  $v_{\max}$  — максимальная скорость автомобиля, м/с;  $f_K$  — коэффициент сопротивления качению (для шин карьерных автомобилей 0,02, для шин низкого давления 0,03).

Для карьерных самосвалов следует принимать  $v_{\max} = 50$  км/ч.

Диапазон коробки передач

$$D_{K.П} = u_H / u_B.$$

Приняв значение силового диапазона системы дизель-гидротрансформатор за знаменатель геометрической прогрессии ряда передаточных чисел

$$D_{Д-Т}^{z-1} = D_{K.П},$$

где  $z$  — число передач в КП,

$$(z - 1) \lg D_{Д-Т} = \lg D_{K.П},$$

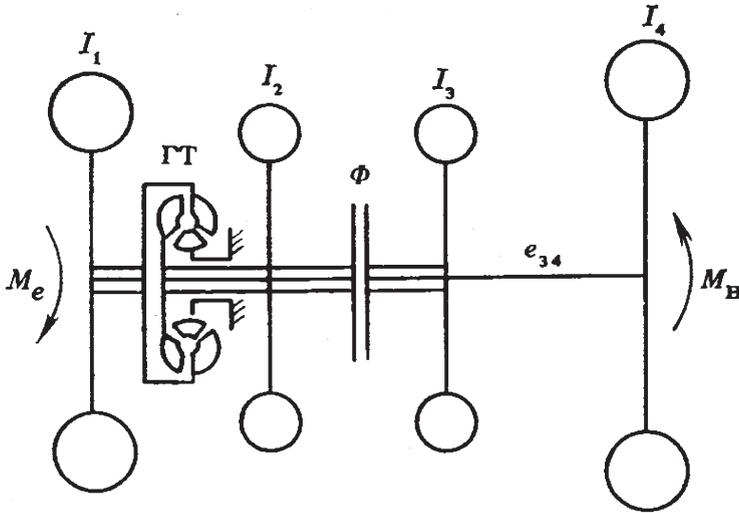
$$z = (\lg D_{K.П} / \lg D_{Д-Т}) + 1.$$

## ***Расчет фрикционной муфты ГМП***

Существующие методы расчета фрикционных муфт с определением расчетного момента трения при постоянных значениях коэффициентов запаса и трения не могут быть использованы для муфт, работающих в масле, потому что динамический коэффициент трения в процессе буксования дисков муфты повышается в 2–3 раза, так как он зависит от следующих переменных параметров: скорости скольжения дисков, давления и температуры. Это связано с тем, что в процессе буксования дисков начальная жидкостная и полужидкостная смазки переходят в граничную. В связи с этим целесообразно иметь такую методику определения расчетного момента трения фрикционной муфты, которая учитывала бы переменный характер коэффициента трения и давала бы возможность установить закон изменения момента трения во времени и необходимый момент трения в конце буксования фрикционной муфты, который может использоваться как расчетный.

Для определения закона изменения момента трения и его расчетного значения используются характеристика совместной работы двигателя и гидротрансформатора, значения передаточных чисел ГМП и расчетная динамическая схема трансмиссии автомобиля. В зависимости от решаемой задачи динамическая система трансмиссии упрощается. На рис. 9.13 показана расчетная динамическая схема трансмиссии, принятая для расчета характеристики изменения момента трения фрикционной муфты в зависимости от времени буксования.

Особенность данной схемы состоит в том, что к массе с моментом инерции  $I_3$ , включающей ведомую часть муфты, приведены моменты инерции вращающихся деталей, которые расположены до полуосей ведущего моста. В  $I_4$  объединены моменты инерции вращающихся масс, расположенных за полуосями, включая инерционную массу автомобиля. Такое преобразование осуществлено, поскольку податливость полуосей ведущего моста в десятки раз превышает податливость карданного вала после их приведения к



**Рис. 9.13. Расчетная динамическая схема трансмиссии:**

$I_1$  — момент инерции вращающихся частей двигателя и насосного колеса гидротрансформатора;  $I_2$  — момент инерции турбинного колеса и ведущей части фрикционной муфты;  $I_3$  — момент инерции ведомой части фрикционной муфты и вращающихся деталей, расположенных до полуосей ведущего моста;  $I_4$  — момент инерции вращающихся масс, расположенных за полуосями, включая массу автомобиля; ГТ — гидротрансформатор; Ф — фрикционная муфта;  $e_{34}$  — упругое звено

одному уровню, т. е. к уровню расположения фрикционной муфты.

В динамическую схему включено одно упругое звено с податливостью  $e_{34}$ , которое определяет частоту свободных колебаний данной динамической системы, равную нижней частоте колебаний динамической системы трансмиссии. Исследования динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии автомобиля при включении фрикционных муфт, показали, что на осциллограммах записи этого процесса просматриваются колебания динамического момента с несколькими частотами. Однако наибольшая амплитуда колебаний динамического момента определяется в основном нижней частотой колебаний, что позволяет принять расчетную динамическую схему с одним упругим звеном.

Фрикционная муфта  $\Phi$  разделяет динамическую систему на ведущую часть, к которой относятся массы с моментами инерции  $I_1$  и  $I_2$ , и ведомую часть, в которую входят массы с  $I_3$  и  $I_4$  и упругое звено с податливостью  $e_{34}$ . При включении фрикционной муфты ее момент трения является возмущающей силой, которая вызывает вынужденные колебания ведомой части динамической системы трансмиссии. Уравнение движения массы с моментом инерции  $I_3$  без учета влияния демпфирующих сопротивлений и при условии, что момент трения муфты не достигает значения, которое необходимо для начала движения массы с  $I_4$ , к которой приложен момент сопротивления может быть записано в виде

$$M_{\Phi}(t) = I_3 d\omega_3 / dt + \phi_3 / e_{34},$$

где  $\omega_3$ ,  $\phi_3$  — угловая скорость и угловое перемещение массы  $I_3$ ;  $e_{34}$  — податливость упругого звена.

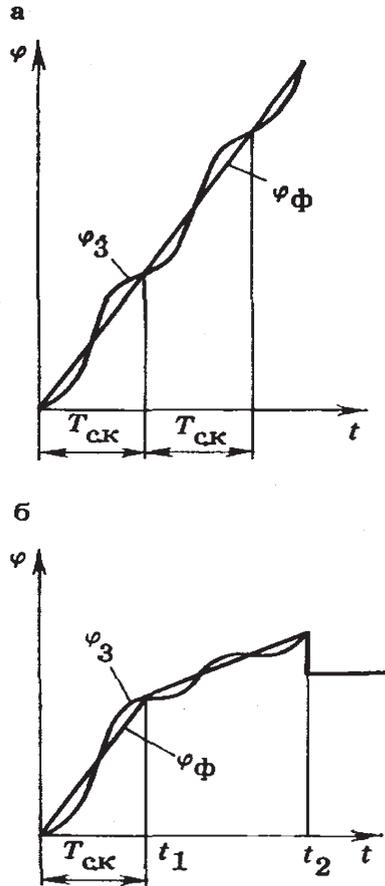
Из формулы видно, что момент трения муфты вызывает движение массы с моментом инерции  $I_3$  за счет кручения упругого звена.

Из теории механических колебаний известно, что если закон изменения момента трения выражается формулой  $M_{\Phi}(t) = k_M t$ , перемещение  $\phi_3$  из дифференциального уравнения определяется как

$$\phi_3 = (k_M t + k_M \sin p_K t / p_K) / (I_3 p_K^2),$$

где  $k_M$  — коэффициент пропорциональности;  $p_K$  — круговая частота свободных колебаний ведомой части динамической системы;  $t$  — время изменения момента трения.

Первый член в скобках соответствует «статическому» перемещению массы с моментом инерции  $I_3$ , пропорциональному приложенному моменту трения, второй — «динамическому» перемещению (амплитуде колебаний массы). При этом амплитуда колебаний массы с  $I_3$  прямо пропорциональна скорости нарастания момента трения или коэффициенту пропорциональности  $k_M$ . График зависимости перемещения массы с  $I_3$  от времени буксования показан на рис. 9.14, а.



**Рис. 9.14.** Графики изменения угла перемещения массы  $I_3$  во времени под воздействием момента трения муфты:

*а* — при постоянном коэффициенте пропорциональности  $k_M$ ; *б* — при изменении коэффициента пропорциональности;  $\varphi_\Phi$  — угол статического перемещения массы  $I_3$  под воздействием момента трения;  $\varphi_3$  — угол перемещения массы  $I_3$  при наличии упругого звена;  $T_{\text{с.к}}$  — период свободных колебаний динамической системы

Из уравнения и рис. 9.14, *а* следует, что если время буксования дисков муфты  $t$  равно или кратно периоду свободных колебаний ведомой динамической системы ( $T_{\text{с.к}} = 2\pi/p_K$ ), перемещение массы с  $I_3$  в соответствующие моменты времени равно «статическому» перемещению. Если в

один из этих моментов произойдет изменение скорости нарастания момента трения, амплитуда колебаний массы  $I_3$  будет определяться только этой скоростью (рис. 9.14, б).

Если она уменьшается, амплитуда колебаний соответственно станет меньше. Выбирая закон изменения момента трения муфты, следует учитывать, что «статическое» перемещение и колебания массы  $I_3$  определяют динамический момент в упругом звене ведомой части динамической системы.

Из уравнения следует также, что при выборе закона изменения момента трения муфты достаточно учитывать второй член в скобках, влияющий на время буксования дисков муфты и амплитуду колебаний момента. Определение амплитуды колебаний массы с  $I_3$  должно проводиться при максимальном динамическом моменте, возникающем в трансмиссии при переключении передач КП.

Уравнение движения турбинного вала непрозрачного гидротрансформатора с учетом момента трения включаемой фрикционной муфты имеет вид

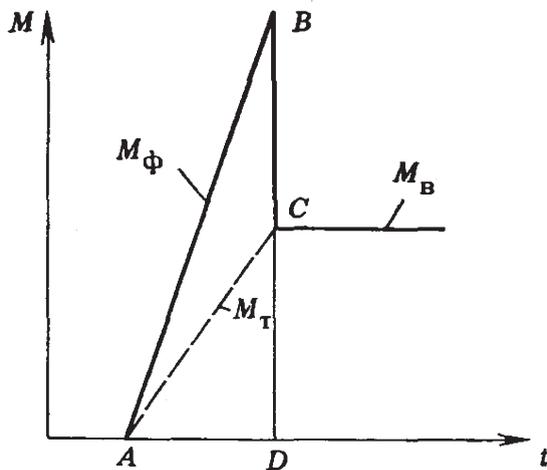
$$M_{\Phi}(t) = M_T(t) + I_2 d\omega_T / dt.$$

Расчетный анализ и экспериментальные исследования процесса включения фрикционной муфты по динамической схеме, изображенной на рис. 9.13, показали, что при изменении момента трения по линейному закону уравнение движения турбинного вала имеет вид

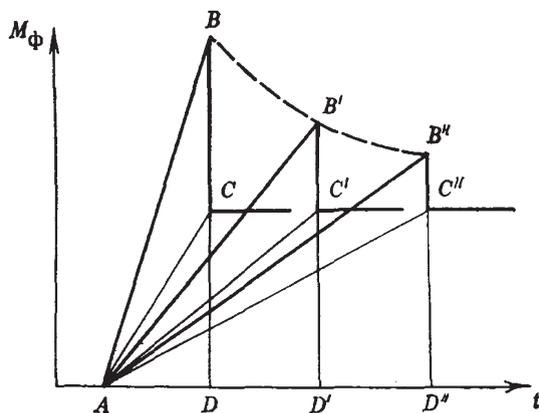
$$k_{M1} t = k_{M2} t + I_2 d\omega_T / dt,$$

где  $k_{M1}$  — коэффициент пропорциональности момента трения муфты;  $k_{M2}$  — коэффициент пропорциональности момента турбинного вала, соответствующего статической характеристике;  $\omega_T$  — угловая скорость вращения турбинного вала.

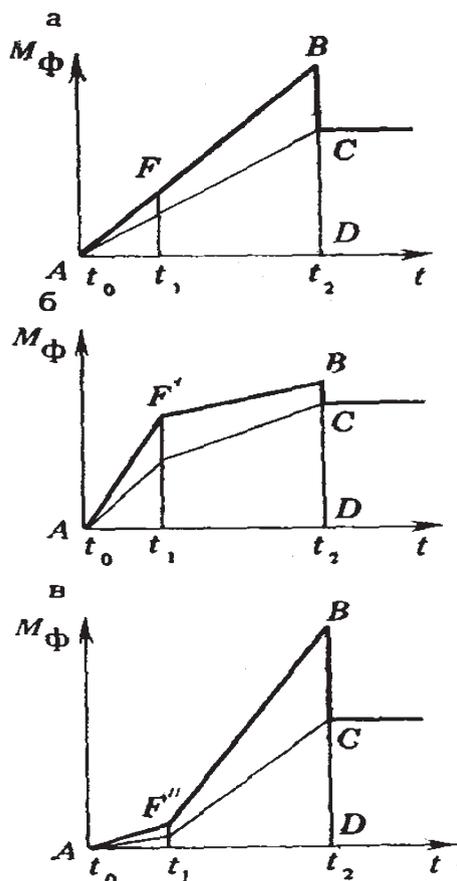
Это уравнение может быть представлено графически (рис. 9.15). Линия  $BC$  соответствует основной составляющей динамического момента, которая при увеличении времени включения муфты пропорционально снижается (рис. 9.16).



**Рис. 9.15.** График изменения момента трения фрикционной муфты:  $AB$  — характеристика изменения момента трения фрикционной муфты  $k_{M1}t$ ;  $AC$  — характеристика изменения момента на турбинном валу  $k_{M2}t$ ;  $M_B$  — момент сопротивления на выходном валу фрикционной муфты;  $BD$  — максимальный динамический момент



**Рис. 9.16.** График изменения составляющей динамического момента в зависимости от времени включения фрикционной муфты:  $BC, B'C', B''C''$  — составляющие динамического момента;  $AD, AD', AD''$  — продолжительность включения муфты



**Рис. 9.17.** Графики зависимости динамического момента от характера изменения момента трения:  
*a* — по прямой линии  $AFB$ ; *б* — по выпуклой ломаной линии  $AF'B$ ; *в* — по вогнутой ломаной линии  $AF''B$ ;  $BC$  — составляющая динамического момента

С целью выбора закона изменения момента трения фрикционной муфты проводились исследования трех характерных вариантов: изменение момента трения по линейному закону (линия  $AFB$  на рис. 9.17, *a*); по выпуклой ломаной линии ( $AF'B$  на рис. 9.17, *б*); по вогнутой ломаной линии ( $AF''B$  на рис. 9.17, *в*).

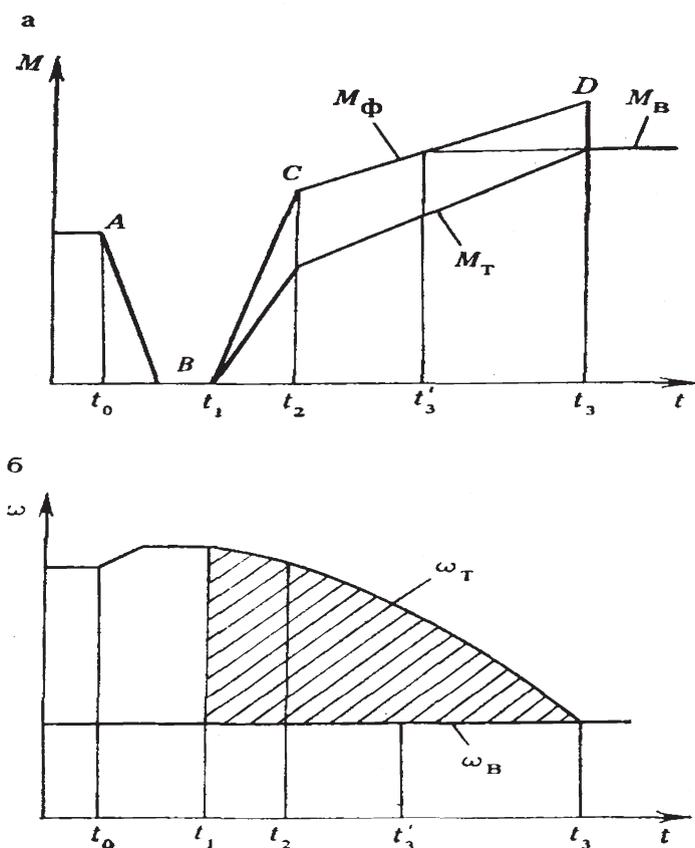
На основании уравнения и рис. 9.14, б целесообразно время включения муфты разбить на два периода: в первом периоде, равном  $T_{СК}$ , необходимо быстро увеличить момент трения, во втором — замедлить темп нарастания момента трения при длительности периода не менее  $2T_{СК}$ . При исследовании трех вариантов изменения момента трения муфты было принято, что длительность второго периода включения муфты  $t_2 - t_1$  в два раза больше, чем первого  $t_1 - t_0$ .

Было установлено, что при втором варианте обеспечивается снижение составляющей динамического момента  $BC$  в 3 раза по сравнению с первым вариантом и в 4 раза по сравнению с третьим при увеличении работы трения на 5—20%.

Наиболее рациональный закон изменения момента трения показан выпуклой ломаной линией  $AF'B$  (рис. 9.17, б), она может быть заменена кривой, которая с достаточной точностью аппроксимируется ломаной линией (экспонентой, частью синусоиды и др.). Этим законом изменения момента трения фрикционной муфты обеспечивается наибольшее эффективное снижение динамического момента при незначительном увеличении работы трения муфт. Примером конструктивного решения, обеспечивающего включение фрикционной муфты по данному закону, может служить конструкция со ступенчатым поршнем, который образует две полости бустера, последовательно заполняемые рабочей жидкостью в процессе включения фрикционной муфты.

Следовательно, процесс изменения момента трения включает два периода — быстрое увеличение момента трения за время, равное  $T_{СК}$ , до значения, не превышающего крутящий момент, который необходим для движения автомобиля, и дальнейшее постепенное нарастание момента трения до полного окончания процесса буксования.

Наиболее энергоемким является процесс включения фрикционной муфты при переключении КП с низшей передачи на высшую во время работы двигателя на внешней характеристике, когда фрикционная муфта выполняет максимальную работу трения. Этот режим работы необходимо принимать для определения момента трения фрикционной муфты при ее включении.



**Рис. 9.18. Графики изменения момента трения (а) и угловых скоростей дисков (б) фрикционной муфты во времени:**

$M_\phi$  — момент трения;  $M_T$  — крутящий момент на турбинном валу;  $M_B$  — крутящий момент на турбинном валу, необходимый для движения;  $\omega_T$  — угловая скорость ведущих дисков;  $\omega_B$  — угловая скорость ведомых дисков

На графике (рис. 9.18, а) показан процесс выключения фрикционной муфты нижней передачи и включения муфты высшей (следующей) передачи. При  $t = t_0$  момент трения муфты нижней передачи (точка А) резко падает в связи с ее выключением. В течение промежутка времени происходит перемещение поршня фрикционной муфты высшей передачи по мере заполнения подпоршневого пространства рабо-

чей жидкостью. При  $t = t_1$  диски муфты входят в соприкосновение, и момент трения начинает быстро расти и за время  $t_2 - t_1$  увеличивается до значения, соответствующего точке  $C$ . В точке  $A$  в связи с уменьшением момента трения выключаемой муфты начнет увеличиваться угловая скорость вращения турбинного вала  $\omega_T$ , которая в момент времени  $t_1$  будет иметь максимальное значение, так как на турбинном валу отсутствует нагрузка (рис. 9.18, б).

Уравнение движения турбинного вала гидротрансформатора имеет следующий вид:

$$M_{\Phi}(t) = M_T(t) + I_1 k_T d\omega_H / dt + I_2 d\omega_T / dt.$$

Второй член в правой части уравнения учитывает изменение угловой скорости двигателя в зависимости от изменения угловой скорости вращения турбинного вала при применении прозрачных гидротрансформаторов. Так как знаменателем геометрической прогрессии ряда передаточных чисел КП является рабочий силовой диапазон системы двигатель—гидротрансформатор  $D_{Д-Т} = M_{Т1} / M_{Т61}$  и точкой перехода на высшую передачу является  $M_{Т61}$  (см. рис. 9.9), после включения муфты высшей передачи установившийся момент на турбинном валу  $M_B = M_{Т61} D_{Д-Т}$ .

В конце первого периода момент трения  $M_{\Phi}$  не должен превышать  $M_B$ , чтобы исключить чрезмерное ускорение автомобиля. Если принять  $M_{Т2} = M_{Т61}$ , в первом периоде  $\omega_T$  уменьшится на 3–5%, а  $\omega_B$  будет практически неизменной, следовательно

$$I_1 k_T d\omega_T / dt = 0.$$

При линейной зависимости изменения момента трения муфты  $M_{\Phi} = k_{M1} t$  будем иметь линейную зависимость изменения крутящего момента на турбинном валу  $M_T = k_{M2} t$ . С учетом принятых условий

$$k_{M1} t = k_{M2} t + I_2 d\omega_T / dt.$$

Приняв значение  $\omega_T$  отрицательным, так как турбинный вал затормаживается в процессе включения фрикционной муфты, получим

$$t(k_{M1} - k_{M2}) = -I_2 d\omega_T / dt,$$

$$-d\omega_T = \frac{(k_{M1} - k_{M2})}{I_2} t dt,$$

$$\omega_{T2} - \omega_{T1} = - \int \frac{(k_{M1} - k_{M2})}{I_2} dt,$$

$$\omega_{T2} = \omega_{T1} - (t_2 - t_1) (M_{\Phi2} - M_{T2}) / (2I_2),$$

где  $\omega_{T1}$  — угловая скорость вращения турбинного вала в начале первого периода буксования дисков муфты ( $\omega_{T1} = \omega_{eX}$ );  $\omega_{eX}$  — максимальная угловая скорость вращения вала двигателя при отсутствии нагрузки на турбинном валу гидротрансформатора;  $\omega_{T2}$  — угловая скорость вращения турбинного вала в конце первого периода буксования дисков (соответствует моменту  $M_{T\delta1}$ );  $t_2 - t_1$  — длительность первого периода буксования дисков муфты ( $t_2 - t_1 = T_{СК}$ );  $M_{\Phi2}$  — момент трения фрикционной муфты в конце первого периода;  $M_{T2}$  — крутящий момент на турбинном валу в конце первого периода.

$$M_{\Phi2} = M_{T2} + 2 I_2 (\omega_{T1} - \omega_{T2}) / T_{СК}.$$

Во втором периоде буксования дисков муфты в результате уменьшения угловой скорости вращения насосного колеса увеличивается момент трения муфты, так как значительное уменьшение  $\omega_T$  приведет и к уменьшению  $\omega_H$ . Кроме того, гидротрансформатор выйдет на режим преобразования крутящего момента, и дополнительно возрастет момент на турбинном валу.

Экспериментальные исследования малопрозрачных комплексных гидротрансформаторов показали, что функция  $\omega_H = f(\omega_T)$  линейная и может быть представлена как  $d\omega_H = c t d\omega_T$  ( $c$  — коэффициент пропорциональности, для комплексных малопрозрачных гидротрансформаторов равен  $0,2 \div 0,3$ ).

Следовательно, уравнение движения турбинного вала во втором периоде буксования будет иметь вид

$$M_{\Phi 3}(t) = M_{T3}(t) - (I_1 c_T k_{\Gamma\eta} + I_2) d\omega_T / dt.$$

Приняв линейным изменение момента трения муфты во втором периоде буксования дисков и учитывая, что начальное значение момента трения муфты в этом периоде равно  $M_{\Phi 2}$ , имеем  $M_{\Phi 3} = M_{\Phi 2} + k_{M3} t$  и по аналогии  $M_{T3} = M_{T2} + k_{M4} t$ .

Подставляя данные зависимости получаем

$$M_{\Phi 2} + k_{M3} t = M_{T2} + k_{M4} t - (I_1 c_T k_{\Gamma\eta} + I_2) d\omega_T / dt,$$

где  $k_{M3}$  — коэффициент пропорциональности момента трения муфты во втором периоде буксования дисков;  $k_{M4}$  — коэффициент пропорциональности момента на валу турбинного колеса во втором периоде буксования дисков, соответствующего статической характеристике;  $k_{\Gamma\eta}$  — коэффициент трансформации при максимальном КПД гидротрансформатора (при определении силового диапазона системы двигатель—гидротрансформатор работа гидротрансформатора ограничена этим режимом).

Находим значение угловой скорости вращения турбинного вала в конце второго периода буксования дисков

$$\omega_{T3} = \omega_{T2} - (t_3 - t_2)(M_{\Phi 2} - M_{T2}) / (c_T k_{\Gamma\eta} I_1 + I_2) - (t_3 - t_2) \times \\ \times (M_{\Phi 3} - M_{T3}) / 2(c_T k_{\Gamma\eta} I_1 + I_2).$$

Из данного уравнения определяют момент трения фрикционной муфты  $M_{\Phi 3}$  в конце второго периода буксования ее дисков, принимая, что  $M_{T3} = M_{T61} D_{Д-Т}$  и  $\omega_3 = \omega_{ТО} / D_{Д-Т}$ , так как дорожное сопротивление и скорость автомобиля за время переключения передач практически не изменяются; длительность второго периода  $(t_3 - t_2) = T_{СК}(m_K + 0,25)$ , где  $m_K$  — целое число (рекомендуется принимать 2 или 3, чтобы не увеличивать значительно время буксования фрикционной муфты и, следовательно, работу трения и степень нагрева муфты). Дополнительное увеличение продолжительности второго периода на 1/4 периода свободных колебаний принято с целью окончания буксования дисков муфты при отрицательной амплитуде динамического момента.

Найденное значение  $M_{\Phi 3}$  является максимальным расчетным моментом трения муфты  $M_{\Phi \max}$ .

Момент трения фрикционной муфты определяется по формуле

$$M_{\Phi} = \mu_{\text{д}} F_{\text{н}} z_{\mu} r_{\mu},$$

где  $\mu_{\text{д}}$  — динамический коэффициент трения;  $F_{\text{н}}$  — нажимное усилие на диски муфты;  $z_{\mu}$  — число пар поверхностей трения;  $r_{\mu}$  — радиус трения

$$r_{\mu} = 0,5 (r_{\text{д1}} + r_{\text{д2}}) = r_{\text{м}},$$

где  $r_{\text{д1}}$ ,  $r_{\text{д2}}$  — внутренний и наружный радиусы фрикционной накладки;  $r_{\text{м}}$  — средний радиус накладки.

Коэффициент трения фрикционных муфт, работающих в масле, изменяется в 2—3 раза в зависимости от давления на поверхности дисков, относительной скорости скольжения дисков и температуры, которая значительно повышается во время их буксования. Поэтому принимать среднее значение коэффициента трения при расчете момента трения муфты можно только для предварительных расчетов.

При включении фрикционной муфты ГМП в начальный период буксования между ее дисками имеет место жидкостная смазка, которая в конечной стадии переходит в полужидкостную, а на отдельных выступающих участках поверхности трения — в граничную. Жидкостная смазка по сравнению с граничной практически исключает изнашивание пар трения и сохраняет свойства смазочного материала, так как масло работает в термически менее напряженных условиях и содержащиеся в масле присадки сохраняются. Поэтому целесообразно в процессе буксования дисков фрикционной муфты обеспечивать жидкостную смазку, при которой значение коэффициента трения достаточно высокое. Исследованиями установлено, что коэффициент трения при высоких давлениях и температурах резко увеличивается, что свидетельствует о переходе жидкостной смазки в граничную. В связи с этим необходимо для каждой пары трения определять максимально допустимые значения динамического коэффициента трения и удельной нагрузки. Для фрикционной муфты, имею-

щей ведущие диски из стали 65Г и ведомые диски с накладками из металлокерамики МК-5 и с канавками спиральной формы, при начальной относительной скорости скольжения дисков 10–12 м/с максимально допустимыми параметрами являются удельная нагрузка  $q = 2,5 \div 3$  МПа, динамический коэффициент трения  $\mu_{д \max}$  не более 0,08.

Следовательно, максимальный расчетный момент трения муфты

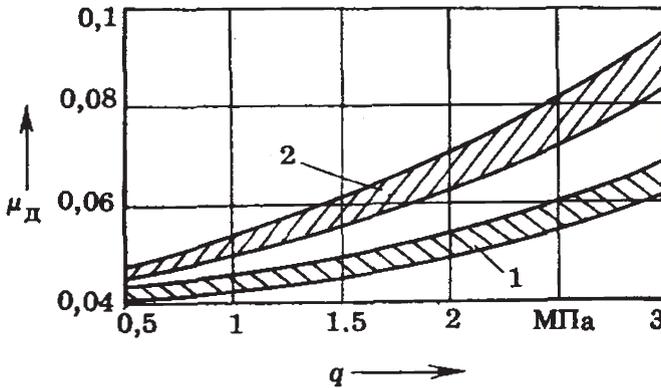
$$M_{\Phi \max} = \mu_{д \max} q_{\max} A_{\Phi} z_{\mu} r_{\mu},$$

где  $A_{\Phi}$  — фактическая площадь поверхности трения;

$$A_{\Phi} = A_{Г} \gamma_{\mu};$$

$A_{Г}$  — геометрическая площадь поверхности трения;  $\gamma_{\mu}$  — коэффициент, учитывающий уменьшение площади поверхности трения за счет канавок.

При принятом законе изменения момента трения дисков муфты необходимо знать динамический коэффициент трения, соответствующий моменту трения  $M_{\Phi 2}$  в конце первого периода буксования дисков. В связи с этим методика



**Рис. 9.19.** Графики зависимости динамических коэффициентов трения от давления для пары трения сталь 65Г — металлокерамика МК-5 при начальной относительной скорости дисков 10 м/с: 1, 2 — зоны коэффициентов трения фрикционной муфты в конце первого и второго периодов буксования соответственно

определения динамического коэффициента трения должна согласовываться с методикой определения расчетных моментов трения. Следовательно, методика определения динамических коэффициентов трения должна быть составлена так, чтобы можно было установить графическую зависимость изменения коэффициента трения от удельной нагрузки и времени буксования при определенных значениях начальной скорости скольжения дисков, которую можно использовать при расчете моментов трения муфты в конце первого и второго периодов буксования.

На рис. 9.19 показаны зависимости динамических коэффициентов трения от удельной нагрузки для фрикционной муфты с парой трения сталь 65Г — металлокерамика МК-5 при начальной скорости скольжения дисков 10 м/с. В зоне 1 показаны значения динамического коэффициента трения через 0,15 с от момента начала буксования дисков, которые следует принимать при определении момента трения в конце первого периода буксования дисков, в зоне 2 — значения динамического коэффициента трения через 0,5 с, когда относительная скорость скольжения дисков составляет около 1 м/с.

Эти значения коэффициента трения принимаются при нахождении момента трения в конце второго периода буксования дисков муфты. Для того чтобы установить закон изменения нажимного усилия на диски муфты от длительности их буксования, необходимо определить  $\mu_d q$  в конце первого и второго периодов

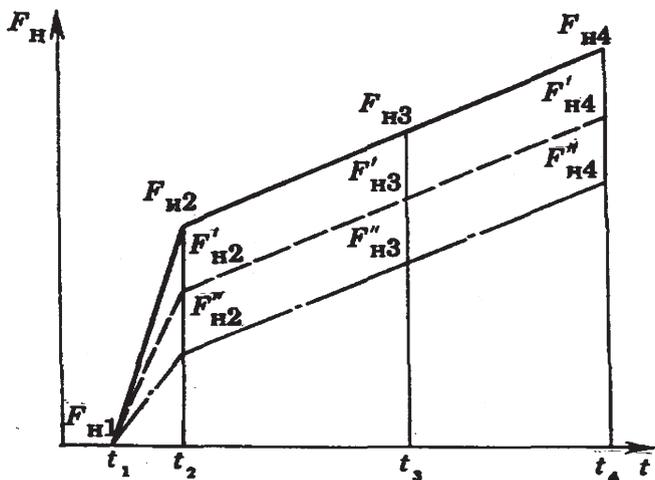
$$\mu_{d2} q_2 = M_{\Phi 2} / (A_{\Phi} z_{\mu} r_{\mu}),$$

$$\mu_{d \max} q_{\max} = M_{\Phi 3} / (A_{\Phi} z_{\mu} r_{\mu}).$$

По рис. 9.20 находят значения удельной нагрузки, соответствующего динамического коэффициента трения, чтобы их произведения  $\mu_{d2} q_2$  и  $\mu_{d \max} q_{\max}$  были равны. Найденные значения удельной нагрузки  $q_2$  и  $q_{\max}$  подставляются в следующие формулы для определения нажимного усилия

$$F_{H2} = q_2 A_{\Phi},$$

$$F_{H3} = q_{\max} A_{\Phi}.$$



**Рис. 9.20.** График зависимости нажимного усилия от длительности буксования дисков муфты:

$F_{H2}, F'_{H2}, F''_{H2}$  — нажимные усилия в конце первого периода;  $F_{H3}, F'_{H3}, F''_{H3}$  — нажимные усилия в конце второго периода;  $F_{H4}, F'_{H4}, F''_{H4}$  — максимальные нажимные усилия

На основании полученных значений нажимного усилия на диски составляется график зависимости этого усилия от длительности буксования дисков (рис. 9.20).

При этом следует предусматривать увеличение нажимного усилия в конечной точке  $F_{H4}$  на 20–25% по сравнению с расчетным нажимным усилием (точка  $F_{H3}$ ), а также соответствующее увеличение времени нарастания усилия. Нажимным усилием  $F_{H3}$  обеспечивается передача момента  $M_{Ф3}$ , но «запас» нажимного усилия является необходимым, так как в процессе работы фрикционной муфты происходит снижение динамического коэффициента трения.

Изменение нажимного усилия, показанное на графике, обеспечивает плавное включение фрикционной муфты при работе двигателя на внешней характеристике. Для обеспечения необходимой плавности включения муфты при работе двигателя на частичных характеристиках должна вводиться система регулирования конечного нажимного усилия  $F_{H4}$  в зависимости от угловой скорости вращения вала

двигателя, т. е.  $F_{H4} = f(\omega_e)$ . При этом принятый закон изменения момента трения муфты должен соблюдаться, только в первом периоде необходимо уменьшить скорость его нарастания при сохранении длительности буксования дисков.

Определение промежуточных значений нажимных усилий  $F'_{H2}, F'_{H3}, F'_{H4}$  и  $F''_{H2}, F''_{H3}, F''_{H4}$  производится, как и при работе двигателя, на внешней характеристике.

Таким образом, необходимый закон изменения момента трения фрикционной муфты ГМП для всех режимов работы двигателя может быть получен только при регулировании давления рабочей жидкости в зависимости от угловой скорости вращения вала двигателя и давления рабочей жидкости в бустере муфты от длительности буксования ее дисков. Первое условие достигается регулированием главного давления рабочей жидкости в гидравлической системе ГМП, второе — в результате применения специальных устройств плавного включения фрикционных муфт.

После определения максимального нажимного усилия на диски муфты необходимо провести проверку момента трения для обеспечения передачи крутящего момента при остановленном турбинном колесе гидротрансформатора и максимальной угловой скорости вращения вала двигателя

$$M_{T \max} = M_T k_{r \max} = \mu_C F_{H4} z_\mu r_\mu,$$

где  $\mu_C$  — статический коэффициент трения, для пары трения сталь 65Г — металлокерамика МК-5 (0,12—0,15).

Работа фрикционных муфт ГМП сопровождается выделением теплоты, в результате чего происходит значительный нагрев ее дисков. При этом масло, поступающее в сжатый пакет буксующих дисков, не обеспечивает их охлаждения. Стремление повысить плавность включения фрикционной муфты за счет увеличения длительности буксования ее дисков может привести к недопустимому их нагреву, поэтому нужно проводить их расчет на нагрев.

Тепловой поток, воспринимаемый поверхностью дисков при их буксовании, зависит от динамического коэффициента трения, удельной нагрузки и относительной скорости

скольжения дисков, которые в процессе включения муфты изменяются. Выше были приведены максимально допустимые значения удельной нагрузки и динамического коэффициента трения при определенной начальной относительной скорости скольжения дисков муфты. Эти значения выбраны из условия обеспечения полужидкостной смазки между дисками с целью исключения возникновения высоких температур на поверхности дисков (свыше 200 °С) и снижения скорости их изнашивания, поэтому в определении температуры на поверхности дисков нет необходимости. Однако следует определять среднюю температуру дисков в конце буксования фрикционной муфты, которая зависит от работы трения дисков.

Работа трения дисков фрикционной муфты при ее включении (исходя из двух периодов их буксования)

$$W_{\phi} = \int_{t_3}^{t_2} M_{\phi 2}(t)(\omega_{t_2}(t) - \omega(t))dt + \\ + \int_{t_3}^{t_2} M_{\phi 3}(t)(\omega_{t_3}(t) - \omega(t))dt.$$

Из рис. 9.18 видно, что момент трения дисков муфты в каждом периоде буксования дисков изменяется во времени линейно, угловая скорость не изменяется, и кривая изменения угловой скорости для каждого периода буксования с достаточной точностью может быть заменена хордой. Учитывая это, получаем

$$W_{\phi} = 1/4(M_{\phi 2}(t_2 - t_1)(\omega_{T1} + \omega_{T2} - 2\omega_B) + \\ + (M_{\phi 2} + M_{\phi 3})(t_3 - t_2)(\omega_{T2} - \omega_B)).$$

Значения  $\omega_{T1}$ ,  $\omega_{T2}$ ,  $M_{\phi 2}$ ,  $M_{\phi 3}$  и продолжительность периодов буксования дисков определяются из уравнений, приведенных выше.

Эксперименты показали, что наибольшая степень нагрева характерна для стальных дисков фрикционной муфты, так как они имеют меньшую толщину, чем диски с металлокерамическими накладками, толщина которых равна

суммарной толщине двух слоев металлокерамики и стальной основы диска.

Средняя температура стального диска, заключенного между двумя металлокерамическими дисками, определяется по формуле

$$\tau_{CP} = \tau_H + (W_{\Phi} k_{\tau}) / (z_{\mu} m c_M),$$

где  $\tau_H$  — средняя температура стального диска в начале буксования;  $k_{\tau}$  — коэффициент, характеризующий распределение генерируемого в процессе трения теплового потока между стальными и металлокерамическими дисками (1,2);  $m$  — масса стального диска;  $c_M$  — удельная теплоемкость (для стали 0,48 кДж/(кг · °С)).

Предельное значение средней температуры дисков принимается из условия сохранения стабильности свойств масла, поступающего для охлаждения фрикционной муфты. Для нефтяных масел допускается температура до 150 °С, превышение которой приводит к образованию твердых углеродистых частиц и испарению легких фракций масла. Поэтому максимальная температура дисков не должна превышать 140 °С. Начальная средняя температура дисков, как правило, на 8–10 °С выше, чем температура масла в КП. В инструкции по техническому обслуживанию ГМП указывается предельная температура масла — 100 °С, следовательно,  $\tau_H = 110$  °С. Таким образом, температура нагрева стальных дисков муфт за одно включение не должна превышать 30 °С. Если нагрев дисков будет больше, следует увеличивать их толщину.

Наличие гидротрансформатора в трансмиссии и выключение блокировки фрикционной муфты при переключении передач ГМП не исключают возникновения в трансмиссиях автомобилей довольно значительных динамических нагрузок, которые могут существенно влиять на долговечность деталей и узлов трансмиссии. Динамические нагрузки при включении муфты зависят от параметров динамической системы трансмиссии автомобиля и закона изменения момента трения дисков муфты. Изложенная методика расчета изменения момента трения дисков муфты не исключает

необходимости определения плавности ее включения, так как может потребоваться увеличение времени буксования фрикционной муфты. Момент трения является возмущающим фактором, которым вызываются колебания восстанавливающего момента в упругом звене. При этом амплитуда восстанавливающего момента зависит от скорости изменения момента трения при буксовании дисков муфты.

На рис. 9.14, б показаны графики перемещения массы с моментом инерции  $I_3$  при изменении момента трения муфты. В данном случае длительность первого периода буксования дисков  $(t_2 - t_1) = T_{СК}$ , что исключает влияние колебаний этого момента на колебания восстанавливающего момента во втором периоде буксования дисков муфты. Во втором периоде восстанавливающий момент превышает момент трения только во втором полупериоде свободных колебаний, и максимальная отрицательная амплитуда его соответствует первой четверти периода колебаний. Если длительность первого и второго периодов буксования дисков соответствует вышеуказанным рекомендациям, то при расчете максимального динамического момента  $M_{ДМmax}$ , возникающего в конце буксования дисков муфты, можно не определять амплитуду восстанавливающего момента, так как она значительно меньше, чем составляющая динамического момента в конце второго периода буксования дисков в результате резкого возрастания динамического коэффициента трения при малых относительных скоростях скольжения дисков муфты

$$M_{ДМmax} = M_{Фз} + M_{ДМ}.$$

Динамический момент  $M_{ДМ}$  определяется экспериментально, при предложенном методе расчета  $M_{Фз}$

$$M_{ДМ} = (0,3 \div 0,5)M_{Фз}.$$

Наиболее эффективно для снижения этого момента создание фрикционного материала для металлокерамических дисков, статический коэффициент трения которого значительно отличается от динамического.

Из рис. 9.18 видно, что угловая скорость массы с моментом инерции  $I_4$  начнет увеличиваться, когда момент трения

$M_{\Phi}$  превысит крутящий момент, необходимый для движения автомобиля (при  $t'_3$ ). Следовательно, момент  $M_{\Phi} - M_B$  обеспечивает разгон масс с  $I_4$  и  $I_3$  (без учета податливости  $e_{34}$ )

$$M_I = M_{\Phi} - M_B (I_4 + I_3) \varepsilon_4.$$

Момент трения  $M_I$  не может быть критерием оценки плавности включения фрикционной муфты. Более полным ее показателем является скорость изменения момента трения в промежутке времени, когда происходит разгон массы с моментом инерции  $I_4$

$$M_I / (t_3 - t'_3) = \varepsilon_4 (I_4 + I_3) / (t_3 - t'_3).$$

На разгон указанной массы оказывает влияние не только момент трения муфты, но и динамический, возникающий при ее включении. Следовательно, коэффициент изменения динамического момента и будет характеризовать плавность включения муфты

$$k_D = (M_{DM \max} - M_B) / (I_4 + I_3) (t_3 - t'_3) = \varepsilon_4 / (t_3 - t'_3).$$

Таким образом, критерием оценки плавности включения фрикционной муфты является скорость нарастания углового ускорения массы с моментом инерции  $I_4$ , заменяющим момент инерции деталей колесной передачи, ступиц с тормозными барабанами, колес и автомобиля в целом.

Экспериментально установлено для автомобилей-самосвалов БелАЗ ( $r_0 = 0,75 \div 1,0$  м), что если  $k_D \leq 4 \div 6$  с<sup>-1</sup>, процесс включения фрикционных муфт ГМП происходит достаточно плавно. При определении коэффициента изменения динамического момента  $k_D$ ,  $M_{DM \max}$ ,  $M_B$ ,  $I_3$  и  $I_4$  приводятся к ведущим колесам, так как изменение угловой скорости массы с моментом инерции  $I_4$  вызывает соответствующее изменение продольного ускорения автомобиля.

## ***Расчет электромеханической передачи***

### *Расчет тягово-скоростных свойств*

Для определения тягово-скоростных свойств автомобиля с электропередачей исходными данными являются

внешняя характеристика дизельного двигателя, характеристики тяговых генератора и электродвигателя, полная масса автомобиля, радиус качения колеса, характеристика намагничивания электродвигателя, передаточное число редуктора электромотор-колеса.

Расчет тягово-скоростных свойств ведется в следующей последовательности:

1. Определяется мощность дизельного двигателя на маховике

$$P'_E = P_{E \max} \eta_{OT},$$

где  $P_{E \max}$  — максимальная мощность, кВт;  $\eta_{OT}$  — коэффициент, учитывающий частичное потребление мощности дизеля на привод вспомогательных агрегатов (соответствует входной мощности генератора).

2. Рассчитывается максимальная мощность на выходе тягового генератора

$$P_{G \max} = P'_E \eta_G,$$

где  $P_{G \max}$  — максимальная мощность кВт;  $\eta_G$  — коэффициент полезного действия генератора.

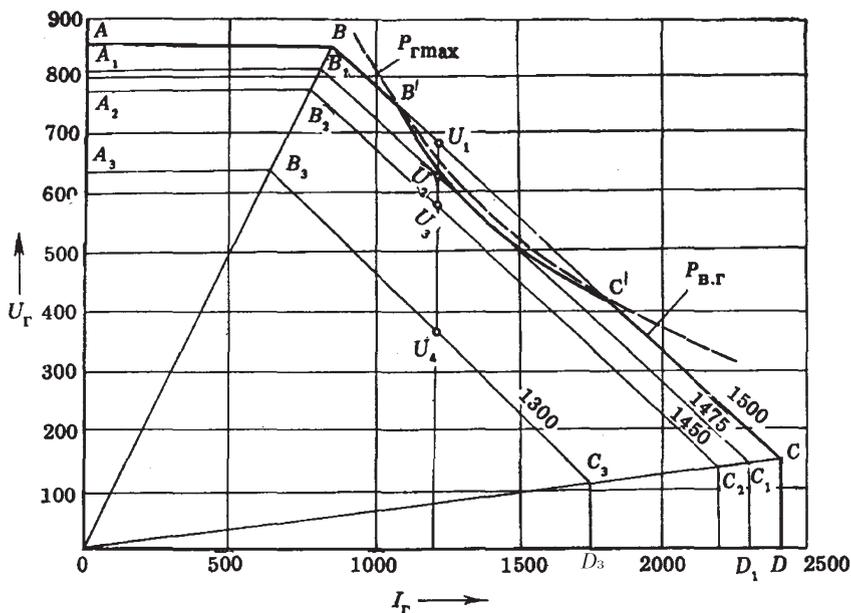
Внешняя характеристика генератора, формируемая системой регулирования возбуждения тягового генератора, показана на рис. 9.21. На этом рисунке изображена также идеальная гиперболическая характеристика зависимости силы тока и напряжения при постоянной мощности генератора

$$P_{G \max} = I_G U_G,$$

где  $I_G$  — сила тока, А;  $U_G$  — напряжение, В.

На участке  $B'C'$  мощность, которую может снять генератор, больше мощности дизельного двигателя, поэтому фактическая мощность на входе тягового генератора будет определяться характеристикой совместной работы дизеля и генератора.

Для нахождения реальной внешней характеристики генератора на участке  $B'C'$  необходимо построить характеристику совместной работы дизеля и генератора, которая



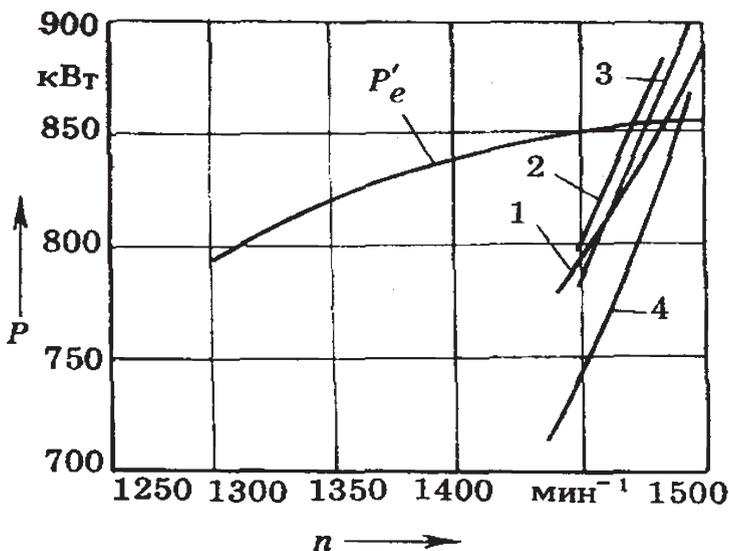
**Рис. 9.21. Внешняя характеристика тягового генератора ГПА-600:**  
 $P_{Г\max}$  — теоретическая характеристика мощности генератора;  $P_{В.Г}$  — внешняя характеристика мощности генератора;  $AB$  — ограничения напряжения;  $CD$  — ограничения силы тока;  $BB'$ ,  $C'C$  — ограничения мощности по системе регулирования возбуждения генератора;  $B'C'$  — ограничения по мощности дизеля;  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$ ,  $U_4$  — напряжения генератора при снижении частоты его вращения и постоянной силе тока

представляет кривую зависимости мощности двигателя от частоты вращения его вала с нанесенными кривыми мощности генератора, соответствующими определенным значениям силы тока генератора.

Для построения нагрузочных характеристик генератора строят частичные характеристики генератора, при этом ограничения напряжения на других частотах вращения дизеля определяют по формуле

$$U'_Г = U_{Г\max} (n'_Г / n_{Г\max})^2,$$

где  $U'_Г$  — ограничение напряжения при заданной частоте вращения вала генератора ( $A_1B_1$ ,  $A_2B_2$  ...);  $U_{Г\max}$  — ограниче-



**Рис. 9.22.** Характеристика совместной работы дизельного двигателя 8ДМ-21А и генератора ГПА-600:  
 $P_e$  — внешняя характеристика выходной мощности дизельного двигателя; 1—4 — характеристики мощности генератора при силе тока 1200, 1400, 1550, 1700 А соответственно

ние по максимальному напряжению ( $AB$ );  $n'_Г$  — частота вращения вала генератора;  $n_{Г\max}$  — максимальная частота вращения вала генератора.

Значения  $n'$  и соответствующие им напряжения определяются из графика частичных характеристик генератора ( $U_2, U_3, U_4$ ) при постоянном значении тока.

Входная мощность генератора при постоянном токе

$$P'_{в.Г} = P_{Г} 1 / \eta_{Г} = I_{Г} U_{Г} / \eta_{Г},$$

где  $P'_{в.Г}$  — входная мощность генератора, Вт;  $I_{Г}$  — сила тока генератора, А ( $I_{Г} = \text{const}$ );  $U_{Г}$  — напряжение генератора ( $U_2, U_3, U_4$ ), В.

Аналогично определяются кривые мощности при других значениях  $I_{Г}$ .

Характеристика совместной работы дизеля и тягового генератора приведена на рис. 9.22. По точкам пересече-

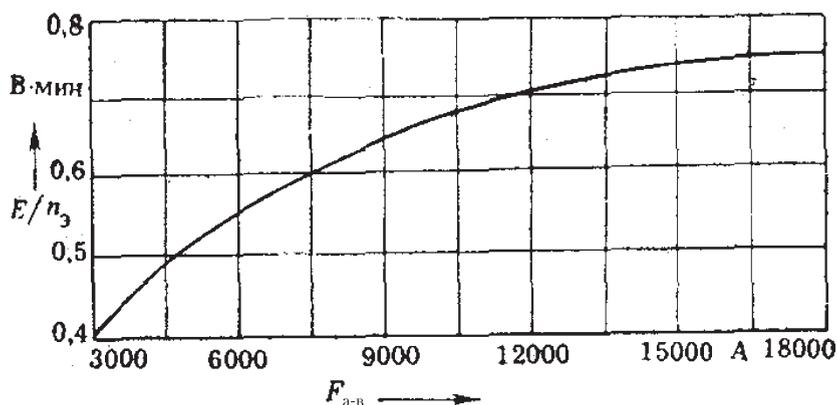


Рис. 9.23. Характеристика намагничивания электродвигателей

ния графиков  $P'_e = f(n_d)$  и  $P'_{в.г} = f(n_r)$ , учитывая, что  $n_d = n_r$ , строится реальная внешняя характеристика генератора, т. е. по значениям  $P'_{в.г}$  (точки пересечения) определяются соответствующие значения  $U_r$

$$U_r = P'_{в.г} \eta_r / I_r.$$

3. Определяется характеристика намагничивания электродвигателя.

Намагничивающая сила тягового электродвигателя (число ампер-витков) определяется по формуле

$$F_{a-в} = b_{п} I_d,$$

где  $b_{п}$  — число витков последовательной обмотки возбуждения двигателя;  $I_d$  — ток в якорной цепи.

Намагничивающая сила электродвигателя при ослаблении возбуждения путем шунтирования обмотки возбуждения

$$F_{a-в} = \beta b_{п} I_d,$$

где  $\beta$  — коэффициент регулирования возбуждения.

Путем использования характеристики намагничивания электродвигателя  $E/n_3 = f(F_{a-в})$  (рис. 9.23) строят графики зависимости  $E/n_3$  от тока в его якоре ( $E$  — электродвижу-

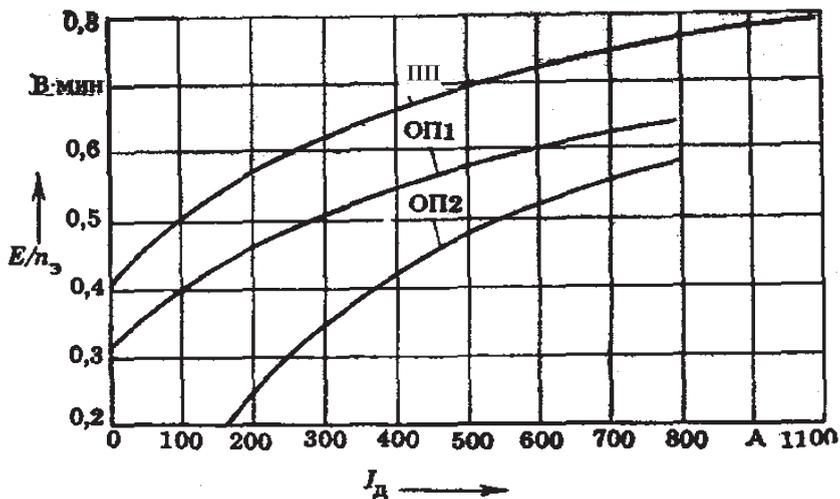


Рис. 9.24. График зависимости  $E/n_3$  от силы тока тягового электродвигателя  $I_d$ :  
 III — полное магнитное поле; ОП<sub>1</sub> — первая ступень ослабления поля; ОП<sub>2</sub> — вторая ступень ослабления поля

щая сила;  $n_3$  — частота вращения якоря электродвигателя). Графики для полного возбуждения и двух ступеней ослабленного возбуждения показаны на рис. 9.24.

4. Определяются электромеханические характеристики электродвигателя.

Для заданного значения токовой нагрузки тягового электродвигателя  $I_d$  определяется токовая нагрузка тягового генератора  $I_G$ . При параллельном соединении тяговых электродвигателей  $I_G = 2I_d$ . По внешней характеристике генератора (см. рис. 9.21) находится напряжение генератора  $U_G$ , которое равно напряжению электродвигателя  $U_d$ .

Электродвижущая сила

$$E = U_G - \Delta U,$$

где  $\Delta U$  — падение напряжения в якорной цепи электродвигателя, В,

$$\Delta U = I_d R_{я} + \Delta U_{щ},$$

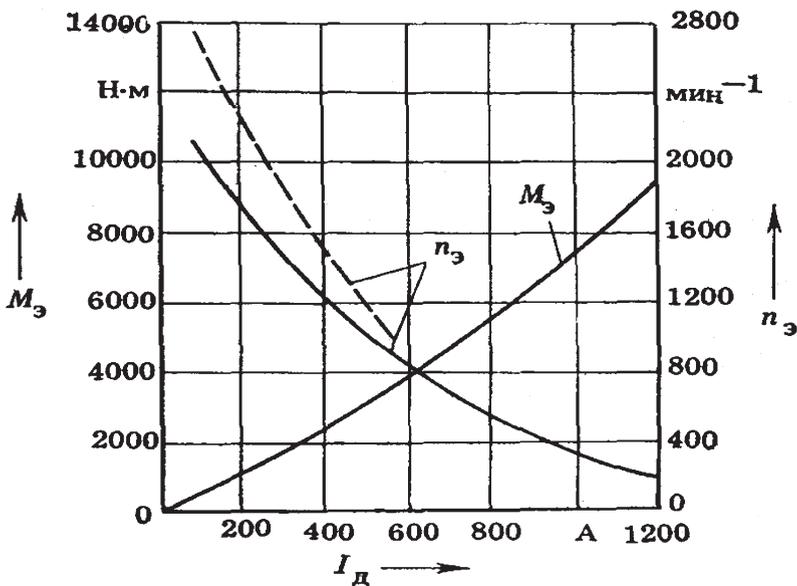


Рис. 9.25. Электромеханические характеристики электродвигателя: при полном (—) и ослабленном (---) полях

где  $R_{я}$  — сопротивление якорной цепи электродвигателя;  $\Delta U_{ш}$  — потери напряжения в контакте щеток с коллектором (2,5 В).

Частота вращения якоря тягового электродвигателя  

$$n_{э} = E / (E/n_{э}).$$

Крутящий момент на валу

$$M_{э} = 9,55(E/n_{э}) I_{д},$$

где  $M_{э}$  — крутящий момент на валу электродвигателя, Н·м;  $E$  — электродвижущая сила, В;  $n_{э}$  — частота вращения якоря электродвигателя, мин.<sup>-1</sup>;  $I_{д}$  — сила тока электродвигателя, А.

Значения  $E/n_{э}$  определяют по рис 9.24  $E/n_{э} = f(I_{д})$ . Аналогично находят частоту вращения якоря и крутящие моменты на валу электродвигателя при ослабленном магнитном возбуждении.

Электромеханические характеристики электродвигателя, представляющие функции  $M_{\text{э}} = f(I_{\text{д}})$  и  $n_{\text{э}} = f(I_{\text{д}})$ , приведены на рис. 9.25.

5. Определяется внешняя характеристика электродвигателя.

На основе электромеханических характеристик строится внешняя характеристика электродвигателя  $M_{\text{э}} = f(n_{\text{э}})$  (рис. 9.26), которая используется для тягово-скоростного расчета автомобиля.

6. Рассчитывается КПД электродвигателя

$$\eta_{\text{д}} = P_{\text{д}} / P_{\text{д.в}},$$

где  $P_{\text{д}}$  — мощность на валу электродвигателя, Вт;  $P_{\text{д.в}}$  — мощность, подводимая к электродвигателю, Вт,

$$P_{\text{д.в}} = I_{\text{д}} U_{\text{д}},$$

здесь  $U_{\text{д}}$  — напряжение электродвигателя, В;  $I_{\text{д}}$  — сила тока электродвигателя, А.

Получаемая на валу полезная мощность

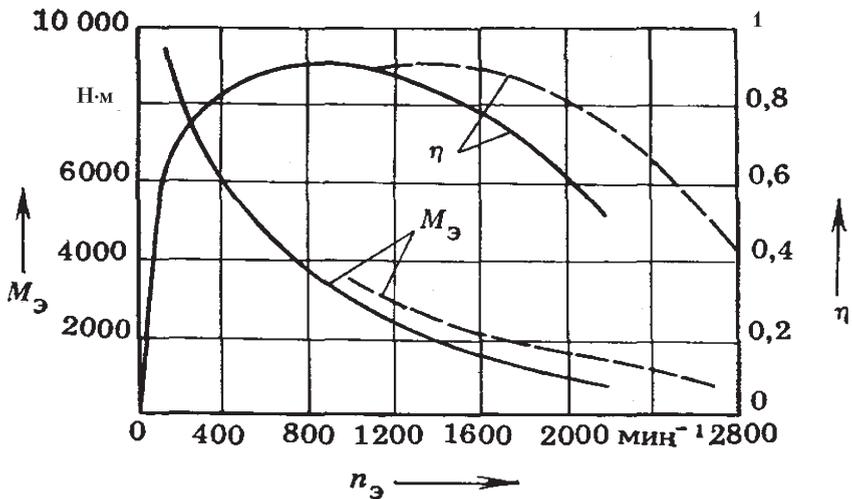


Рис. 9.26. Внешняя характеристика тягового электродвигателя и его КПД: при полном (—) и ослабленном (- - -) полях

$$P_{\text{д}} = 1,03 M_{\text{Э}} n_{\text{Э}}.$$

КПД электродвигателя

$$\eta_{\text{д}} = 1,03 M_{\text{Э}} n_{\text{Э}} / (I_{\text{д}} U_{\text{д}}).$$

Кривая КПД электродвигателя изображена на рис. 9.26.

### *Определение передаточного числа редуктора электромотор-колеса*

Передаточное число редуктора электромотор-колеса определяется исходя из условия обеспечения движения автомобиля в наиболее тяжелых дорожных условиях эксплуатации

$$U_{\text{р}} = \phi_{\text{max}} m_{\text{а}} r_{\text{о}} g / (M_{\text{Э max}} \eta_{\text{р}} k_{\text{Э}}),$$

где  $\phi_{\text{max}}$  — максимальный коэффициент суммарного дорожного сопротивления (для карьерных самосвалов 0,18);  $m_{\text{а}}$  — полная масса автомобиля, кг;  $r_{\text{о}}$  — радиус качения колеса без скольжения, м;  $M_{\text{Э max}}$  — максимальный крутящий момент, развиваемый тяговым электродвигателем, соответствующий максимальному току, длительность использования которого устанавливается заводом-изготовителем (3–5 мин), Н·м;  $\eta_{\text{р}}$  — коэффициент полезного действия редуктора;  $k_{\text{Э}}$  — количество электродвигателей.

### *Проверка возможности работы электродвигателя без перегрева*

От передаточного числа редуктора зависят режимы работы тягового электродвигателя и степень его нагрева. Существует два метода проверки возможности работы электродвигателя без перегрева.

1. Определяется номинальный динамический фактор, который соответствует режиму работы тягового электродвигателя при номинальном токе. Если для карьерного самосвала он составляет не менее 0,07, обеспечивается нормальная работа тягового электродвигателя:

$$D_{\text{н}} = 2M_{\text{Э н}} U_{\text{р}} \eta_{\text{р}} / (m_{\text{а}} r_{\text{о}} g),$$

где  $M_{\text{ЭН}}$  — номинальный крутящий момент на валу электродвигателя.

2. Если  $D_{\text{Н}} < 0,07$ , необходимо определять среднее квадратичное значение тока за цикл работы автосамосвала

$$I_{\text{ДС}} = \sqrt{1/t_{\text{ц}} \sum_{i=1}^z I_{\text{Ди}}^2 t_i},$$

где  $t_{\text{ц}}$  — длительность одного цикла движения самосвала;  $I_{\text{Ди}}$  — сила тока электродвигателя;  $t_i$  — время движения на каждом участке трассы;  $z$  — число участков трассы.

Для определения  $I_{\text{Ди}}$  и  $t_i$  трасса движения автомобиля разбивается на  $z$  участков, для каждого участка устанавливается средний уклон дороги, по которому определяют крутящий момент на валу электродвигателя и соответствующую силу тока электродвигателя. Используя рис. 9.25, находят ток электродвигателя и частоту вращения  $n_{\text{Э}}$  его вала, по которой рассчитывают среднюю скорость движения автомобиля и время его движения на данном участке. При движении самосвала на подъем принимается режим работы генератора на внешней характеристике. При движении под уклон тяговый двигатель работает в режиме электродинамического торможения при скорости самосвала 30 км/ч. Полученное среднее значение квадратичного тока не должно превышать номинальное значение тока тягового электродвигателя.

## ***Расчет подвесок***

### *Расчет пневмогидравлических подвесок*

При расчете подвески определяются ее оптимальные параметры и характеристики, обеспечивающие необходимую плавность хода автомобиля, надежную, длительную и безопасную его работу. Как правило, рассчитывают упругие и демпфирующие характеристики и конструктивными мерами стремятся обеспечить минимальное трение в подвеске.

Предварительный расчет упругой характеристики передней и задней подвесок проводится применительно

к двухмассовой системе, включающей подрессоренную массу  $m_0$ , упругий элемент, соответствующий пневмогидравлическому цилиндру с жесткостью  $c_{\text{ц}}$ , неподрессоренную массу  $m_{\text{н}}$  и упругий элемент, соответствующий шине с жесткостью  $c_{\text{ш}}$ . Названные параметры известны или заданы, а жесткость и другие параметры пневмогидравлического цилиндра необходимо определить. При выборе параметров, определяющих зарядку пневмогидравлического цилиндра, на основе опыта проектирования должны быть учтены следующие ограничения: длительно действующее статическое давление не должно превышать 7,5 МПа из условия обеспечения надежной работы уплотнений подвижных соединений; минимальное давление должно быть не менее 1 МПа для обеспечения эффективной работы цилиндра как гидравлического амортизатора на ходе сжатия, когда гидравлическое сопротивление дросселей и клапанов преодолевается за счет давления сжатого газа.

При предварительном расчете главным критерием оптимальности упругой характеристики пневмогидравлической подвески является ограничение частоты собственных колебаний подрессоренной массы 1–1,6 Гц. Дополнительным критерием является степень изохронности колебаний для автомобиля в груженом и негруженом состояниях, которая оценивается отношением частот собственных колебаний. Теоретические исследования и опыт проектирования показывают, что при отношении статических нагрузок на пневмогидравлический цилиндр в указанных состояниях автомобиля от 1,5 до 6 может быть обеспечено отношение частот 1,02–1,10, не достижимое при подвесках другого типа.

При расчете направляющего устройства подвески используется коэффициент  $k_c$ , которым определяется влияние схемы подвески на ее нагрузки и деформации. Для свечной подвески, подвески с шарнирным параллелограммом и с центральным рычагом при установке цилиндра по оси колеса  $k_c = 1$ . Для подвески с центральным продольным рычагом длиной  $a$  при установке цилиндра сзади оси на расстоя-

нии  $b$  коэффициент  $k_C = (a + b) / a$ , при установке его спереди  $k_C = (a - b) / a$ .

При выборе упругой характеристики цилиндров подвески автосамосвалов БелАЗ учитывают возможности их унификации:

1) для автомобилей пяти классов грузоподъемности используются цилиндры не десяти типоразмеров (для передней и задней подвесок), а только пяти диаметров 165, 250 и 390 мм;

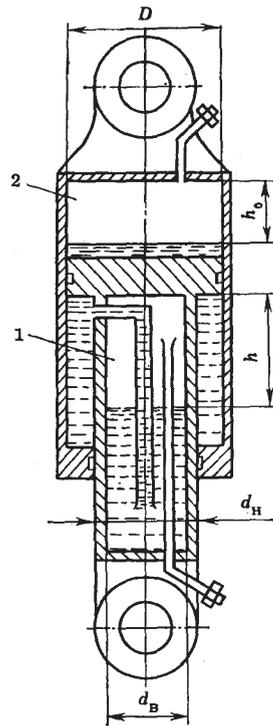
2) на автосамосвале грузоподъемностью 42 т применены шесть полностью унифицированных цилиндров с 30-тонного самосвала;

3) на автосамосвале грузоподъемностью 80 т все четыре цилиндра унифицированы, при этом передние цилиндры отличаются от задних только параметрами зарядки;

4) в передней подвеске 110-тонного самосвала применены цилиндры подвески с автосамосвала грузоподъемностью 80 т, они различаются только по параметрам зарядки;

5) на автосамосвале грузоподъемностью 180 т все четыре цилиндра унифицированы и различаются только по параметрам зарядки.

Пневмогидравлическая подвеска представляет комбинацию пневматической рессоры поршневого типа с гидравлическим амортизатором. Упругим рабочим телом в подвеске является сжатый



**Рис. 9.27. Схема пневмогидравлического цилиндра подвески:**

1 — полость противодавления; 2 — основная пневматическая (газовая) полость;  $D$  — внутренний диаметр основного цилиндра;  $d_H$ ,  $d_B$  — соответственно наружный и внутренний диаметры цилиндра противодавления

газ (технический азот или воздух), жидкость (масло) используется для передачи давления газа и создания гидравлического сопротивления. Масло применяют также для смазывания рабочих поверхностей и герметизации подвижных соединений (гидравлический затвор). Схема пневмогидравлического цилиндра показана на рис. 9.27.

Работа пневматической рессоры основана на принципе сжатия и расширения газа. Процесс сжатия или расширения газа в общем случае подчиняется политропическому закону, который выражается формулой

$$p V^{\alpha} = \text{const},$$

где  $p$  — давление газа;  $V$  — объем газа;  $\alpha$  — показатель политропы.

При медленном процессе сжатия и расширения газа с хорошей теплоотдачей  $\alpha = 1$  (изотермический процесс). С повышением скорости процесса и ухудшением теплоотдачи показатель степени  $\alpha$  становится больше 1 и может достигать 1,41 (адиабатический процесс).

В зависимости от скорости сжатия газа для пневматической рессоры различают две упругие характеристики: статическую и динамическую. Для статической характеристики  $\alpha = 1$ , для динамической показатель политропы зависит от условий теплообмена, обычно принимают  $\alpha = 1,2 \div 1,3$ .

Нагрузка  $F$ , которую может передавать пневматическая рессора, определяется произведением давления газа в цилиндре  $p$  на площадь поршня  $A_p$ :

$$F = p A_p;$$

$$A_p = \alpha D^2 / 4.$$

Для рессоры с противодавлением передаваемая нагрузка меньше на усилие противодействия, которое равно произведению  $q$  на  $A_q$

$$A_q = \alpha(D^2 - d_{\text{н}}^2) / 4,$$

где  $q$  — противодавление;  $A_q$  — плотность поверхности поршня, на которую действует противодавление.

Для цилиндра с противодавлением формула упругой характеристики имеет вид

$$F_x = p_x A_p - q_x A_q = p_x A_p (1 - k_x),$$

где  $k_x$  — безразмерный коэффициент, равный отношению усилия противодействия к основному усилию.

Статическая упругая характеристика рессоры рассчитывается по заданным нагрузкам на упругий элемент подвески автомобиля в негруженном и груженом состояниях:

$$F_1 = \beta F_1 \text{ и } F_2 = \beta F_1.$$

Давление газа в рабочей полости изменяется обратно пропорционально его объему

$$p_2 = p_1 [h_{O1} A_p / (h_{O2} A_p)] = p_1 (h_{O1} / h_{O2}),$$

где  $h_O$  — приведенная высота столба газа в основной рабочей полости, равная отношению объема газа к площади поршня.

Соответственно

$$q_2 = q_1 (h_{П1} / h_{П2}),$$

где  $h_{П}$  — приведенная высота столба газа в полости противодействия).

На рис. 9.27

$$h_{П} = V_q / A_q = d_B^2 h / (D^2 - d_H^2).$$

С учетом вышеприведенных соотношений формула упругой статической характеристики рессоры имеет вид

$$\begin{aligned} F_x &= p_O h_O A_p / h_{Ox} - q_O h_{П} A_q / h_{Пx} = \\ &= p_O h_O A_p / (h_O - x) - q_O h_{П} A_q / (h_{П} + x), \end{aligned}$$

где  $p_O, q_O$  — давление газа соответственно в основной полости и в полости противодействия при начальном положении поршня в цилиндре;  $h_O, h_P$  — высота столба газа соответственно в основной полости и в полости противодействия;  $x$  — ход поршня от начального положения.

За начальное обычно принимают положение поршня под нагрузкой  $F_1$  при негруженом автомобиле.

Для грузевого положения выбирается статическое давление газа в основной рабочей полости  $p_{O_2}$ . При максимально допустимом давлении  $p_{\max} = 15 \div 20$  МПа и возможной динамической перегрузке в  $2 \div 3$  раза статическое давление принимается  $5 \div 10$  МПа (как правило, не более 7,5 МПа).

С точки зрения обеспечения надежности работы подвески целесообразно принимать меньшее давление, однако при этом увеличиваются размеры и масса цилиндра подвески.

По принятому давлению  $p_{O_2}$  можно (без учета противодействия) определить площадь поршня и рабочий диаметр основного цилиндра

$$A_p = F_2 / p_{O_2} = \beta F_1 / p_{O_2}.$$

Диаметр цилиндра окончательно принимается из стандартного ряда. Толщина стенки цилиндра определяется расчетом его на прочность с учетом конструктивных требований.

Жесткость рессоры

$$c_x = dF_x / dx = p_O h_O A_p / (h_O - x)^2 + q_O h_{II} A_q / (h_{II} + x)^2 = p_x A_p / h_{Ox} + q_x A_q / h_{IIx}.$$

Из формулы следует, что жесткость пневматической рессоры — величина переменная и равна сумме жесткостей, соответствующих основному давлению и противодействию.

Одним из расчетных параметров пневматической рессоры является частота колебаний системы, Гц,

$$n_x = 5(c_x / F_x)^{1/2}.$$

Для рессор без противодействия

$$n_x = 5 / (h_{Ox})^{1/2}.$$

При расчете по этим формулам, которые не учитывают влияния шин, при нагрузке  $F_2$  можно принимать  $n_2 = 1,6 \div 2$  Гц, что соответствует высоте столба газа в основной полости  $h_O = 90 \div 62,5$  мм. Большее значение принимается для рессоры с противодействием, меньшее — для рессоры без противодействия.

Для пневматической рессоры без противодавления при уменьшении нагрузки на нее частота колебаний системы уменьшается за счет увеличения высоты столба газа:

$$n_1 = 5 / (\beta h_0)^{1/2}.$$

Если принять коэффициент изменения нагрузки  $\beta = 2 \div 6$  и  $h_0 = 62,5$  мм,  $n_1 = 1 \div 1,4$  Гц.

Расчет и выбор значений параметров  $q_0$ ,  $h_{II}$  и  $A_q$  производится из условия: частота колебаний негруженого автомобиля должна быть меньше или равна частоте колебаний груженого. При расчете  $q_0$  необходимо обеспечить выполнение двух дополнительных условий:

а) минимальное давление  $q_{\min}$  при наибольшем ходе сжатия должно быть достаточным для преодоления гидравлического сопротивления подаче жидкости из полости штока в кольцевую полость во избежание разрыва потока;

б) наибольшее давление  $q_{\max}$  при наибольшем ходе отбоя должно быть таким, чтобы выполнялось условие

$$q_{\max} A_q - p_{\min} A_p \geq G_M,$$

где  $G_M$  — вес моста.

Динамическая упругая характеристика и жесткость рессоры рассчитываются по формулам:

$$F_{\Delta x} = p_0 h_0^{\alpha_1} A_p / (h_0 - x)^{\alpha_1} - q_0 h_{II}^{\alpha_2} A_q / (h_{II} + x)^{\alpha_2}.$$

$$C_{\Delta x} = \alpha_1 p_0 h_0^{\alpha_1} A_p / (h_0 - x)^{\alpha_1+1} - \alpha_2 q_0 h_{II}^{\alpha_2} A_q / (h_{II} + x)^{\alpha_2+1},$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  — показатели политропы соответственно для основной полости и полости противодавления. При одинаковых условиях теплопередачи можно принимать  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,25$ .

Динамическая жесткость рессоры больше статической, что приводит к увеличению частоты колебаний.

В рессорах телескопического типа газ и масло обычно не разделены, поэтому газ частично растворяется в масле. Объем газа, который может раствориться в масле до насыщения последнего,

$$V_{\Gamma} = k_p V_M p_{\Gamma},$$

где  $k_p$  — коэффициент растворимости азота и воздуха в минеральных маслах ( $0,08 \div 0,10$ , для азота и веретенного масла АУ —  $0,08$ );  $V_M$  — объем масла;  $p_{\Gamma}$  — давление газа.

При частичном растворении газа в масле в рессоре уменьшается количество рабочего газа, участвующего в процессе сжатия — расширения, в связи с чем изменяется упругая характеристика рессоры. Поэтому при расчете зарядки рессоры необходимо учитывать растворение газа. Первоначальная статическая упругая характеристика с избыточным содержанием газа называется зарядной

$$F_{3x} = p_0 h_0 A_p (1 - \eta_p) / (h_0 - x) - q h_{II} A (1 + \eta_q) / (h_{II} x),$$

где  $\eta_p, \eta_q$  — содержание растворенного газа для основной полости и полости противодействия.

Учет объема растворенного газа следует производить тогда, когда содержание масла составляет более 1% объема газа при нормальных условиях, для цилиндров подвески автомобилей БелАЗ учет растворения газа производится только для полости противодействия, так как  $\eta_p \approx 0$ .

В пневмогидравлических подвесках карьерных автомобилей, как правило, применяются простейшие гидравлические амортизаторы, представляющие трубопроводы с калиброванными отверстиями и шариковыми обратными клапанами. Расчет такой системы заключается в определении размеров калиброванных отверстий. Для расчета дроссельной системы принимают средний коэффициент аперидичности колебаний  $\psi = 0,20 \div 0,40$ . Большее значение — для подвески без противодействия, меньшее — с противодействием.

Необходимую силу гидравлического сопротивления амортизатора определяют по формуле

$$F = 2\psi \sqrt{cmv_{cp}},$$

где  $m$  — подрессоренная масса;  $v_{cp}$  — средняя скорость перемещения поршня в цилиндре.

Площадь проходного сечения короткого калиброванного отверстия

$$f_{\text{отв}} = \sqrt{\frac{\xi \rho f_B^3 v_{\text{сп}}^2}{2F_A}},$$

где  $\xi$  — коэффициент гидравлического сопротивления;  $\rho$  — плотность жидкости;  $f_B$  — площадь сечения полости, из которой вытесняется жидкость (для ориентировочных расчетов можно принимать  $f_{\text{отв}} / f_B \leq 0,01$ ).

Окончательный выбор параметров гидравлического амортизатора производится по результатам стендовых и дорожных испытаний подвески.

В связи с трудностью получения оптимальных параметров затухания колебаний для негруженого и груженого автомобилей для 80-, 110- и 180-тонных самосвалов разработаны пневмогидравлические цилиндры с регулируемым гидравлическим сопротивлением.

Одним из вопросов проектирования пневмогидравлической подвески является определение условий обеспечения изохронности колебаний подрессоренной массы при значительном изменении статической нагрузки. Для этого формулу для определения жесткости рессоры представим в виде

$$c_x = p_x A_P / h_{Ox} (1 + k_x / \mu_x),$$

где  $\mu_x$  — безразмерный коэффициент ( $\mu_x = h_{Px} / h_{Ox}$ ).

Отношение частот собственных колебаний подрессоренной массы для двух статических нагрузок  $F_1$  и  $F_2 = \beta F_1$

$$\omega_2 / \omega_1 = (c_2 / (c_1 \beta))^{1/2}.$$

Отношение жесткостей

$$c_2 / c_1 = \beta h_1 / h_2 (1 - k_1) / (1 - k_2) \times \\ \times (1 + k_2 / \mu_2) / (1 + k_1 / \mu_1) = \lambda \beta^2.$$

Для рессоры без противодействия  $\lambda = 1$ , для рессоры с противодействием, если исходить из оптимальных значений  $\omega$ ,  $k$ ,  $\mu$ , коэффициент оказывается меньше и уменьшается с увеличением  $\beta$ . При  $\beta = 2 \div 6$   $\lambda = 0,5 \div 0,8$ .

Таблица 9.6

**Изменение собственных частот колебаний подрессоренной массы**

Тип пневматической рессоры	Отношение $\omega_1$ к $\omega_2$ при $\beta$					
	1,5	2	3	4	5	6
Без противодействия	1,22	1,41	1,73	2	—	—
С противодействием	—	1	1,10	1,20	1,27	1,34
Без противодействия с регулированием $h_{01} = h_{02}$	1	1	1	1	1	1
С противодействием и регулированием, когда $h_{01} = h_{02}$ , $k_1 = k_2$ , $\mu_1 = \mu_2$	1	1	1	1	1	1

Отношение частот собственных колебаний подрессоренной массы:  $\beta^{1/2}$  — для рессоры без противодействия,  $(\lambda \beta)^{1/2}$  — для рессоры с противодействием.

В табл. 9.6 приведены расчетные данные по изменению частоты собственных колебаний подрессоренных масс при изменении нагрузки в 1,5—6 раз.

Из проведенного анализа следует, что при применении пневматической рессоры с противодействием достаточная изохронность колебаний достигается при значительно большем значении  $\beta$ .

При регулировании пневматической рессоры без противодействия путем изменения объема рабочей жидкости при постоянном объеме газа упругая характеристика рессоры не изменяется, и такая подвеска не имеет преимуществ по сравнению с рессорой без противодействия и без регулирования.

Пневматическая рессора без противодействия с пневматическим регулированием (путем изменения количества рабочего газа) имеет ряд упругих характеристик. Если при таком регулировании высота столба газа остается постоянной, жесткость рессоры изменяется пропорционально изменению нагрузки, и такая подвеска является изохронной. При регулировании пневматической рессоры с противодействием также может быть обеспечена та же частота колебаний при изменении нагрузки, что следует из уравнения, определяющего отношение частот и жесткостей. Для этого необходимо, чтобы выполнялось условие

$$h_{O1} / h_{O2} (1 - k_1) / (1 - k_2) (1 + k_2 / \mu_2) / (1 + k_1 / \mu_1) = 1.$$

Эти соотношения справедливы, когда  $h_{O1} = h_{O2}$ ,  $k_1 = k_2$ ,  $\mu_1 = \mu_2$ , для чего необходимо одновременное изменение объемов газа в основной полости и в полости противодействия.

Рассмотрим колебательную систему с двумя последовательно соединенными упругими элементами, один из которых с жесткостью  $c_p$  соответствует пневматической рессоре поршневого типа, а другой с жесткостью  $c_{III}$  — шине,  $f_{III}$  — прогиб шины.

Частота собственных малых колебаний подрессоренной массы для рессоры с противодействием

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{(\mu(1-k) / (\mu+k))h + f_{III}}},$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

Из этого выражения следует, что для обеспечения постоянства частоты колебаний при изменении подрессоренной массы необходимо регулировать как ее характеристику, так и характеристику шины, т. е. обеспечивать постоянство значений  $\mu$ ,  $k$ ,  $h_0$ ,  $f_{III}$ . Однако с учетом нелинейной характеристики рессоры условие изохронности колебаний системы может быть обеспечено и без регулирования шины. Для пневматической рессоры поршневого типа без противодействия приведенная высота столба газа  $h_0$  обратно пропорциональна нагрузке, прогиб шины  $f_{III}$  — пропорционален ей. Это сочетание характеристик упругих элементов дает подвеске новое качество: при определенном выборе характеристик рессоры и шины колебательная система становится изохронной для двух нагрузок, соответствующих груженому и негруженому состояниям автомобиля, которые отличаются в  $\beta$  раз. Условия изохронности колебаний для подвески с пневматической рессорой без противодействия:

$$h_{O1} = \beta f_{III},$$

$$h_{O2} = h_{O1} / \beta = f_{III}.$$

Условия изохронности колебаний можно записать в виде

$$c_{P1} = c_{III} / \beta,$$

$$c_{P2} = \beta^2 c_{P1} = c_{III} \beta.$$

Для пневматической рессоры с противодавлением получены следующие условия обеспечения изохронности колебаний:

$$c_{P1} = c_{III} (\lambda \beta - 1) / (\lambda \beta (\beta - 1)),$$

$$c_{P2} = \lambda \beta^2 c_{P1} = c_{III} (\lambda \beta - 1) / (\beta - 1).$$

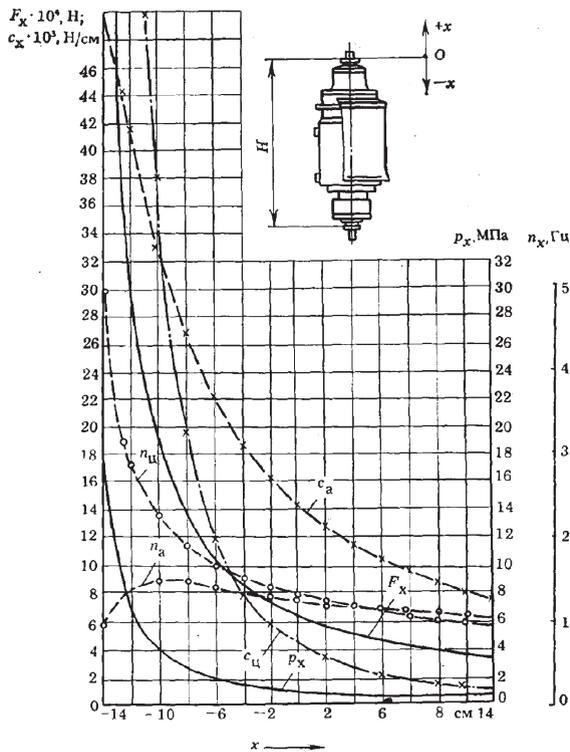
При регулировании рессоры без противодавления с обеспечением одной и той же высоты положения кузова для нагруженного и негруженого состояний ( $h_{O1} = h_{O2}$ ) одинаковые частоты колебаний подрессоренной массы автомобиля не могут быть получены. Условие изохронности колебаний обеспечивается при таком регулировании, когда  $h_{O2} = h_{O1} - f_{III1}(\beta - 1)$  для  $h_{O1} > f_{III1}(\beta - 1)$ .

Поскольку характеристика шины, как правило, задана, используя приведенные выше формулы, можно рассчитать характеристику рессоры, которая обеспечит колебания подрессоренной массы с достаточно близкими частотами в указанных состояниях автомобиля.

Для двухмассовой системы при заданной частоте колебаний подрессоренной массы получено следующее условие регулирования рессоры без противодавления

$$h_{O1} / h_{O1} = \frac{\frac{c_{III}}{\omega \Omega_0^2 m_O} - \frac{m_H}{m_O} - 1}{\frac{c_{III}}{\Omega_0^2 m_O} - \frac{m_H}{m_O} - \beta} > 1,$$

т. е. пневматическую рессору необходимо регулировать на разную высоту для снаряженного и загруженного состояний автомобилей, а при ее регулировании на одинаковую высоту не обеспечивается изохронность колебаний подрессоренной массы — частота колебаний в загру-



**Рис. 9.28. Упругая характеристика и параметры передней подвески автомобиля БелАЗ-7519:**

$F_x$  — нагрузка на цилиндр подвески;  $p_x$  — давление в цилиндре подвески;  $c_{ц}$ ,  $n_{ц}$  — соответственно жесткость и собственная частота колебаний цилиндра подвески;  $c_a$ ,  $n_a$  — соответственно жесткость передней подвески (на одно колесо) и собственная частота колебаний передней подвески автомобиля;  $H$  — высота цилиндра подвески для снаряженного автомобиля

женном состоянии автомобиля меньше, чем в снаряженном.

Проведенный анализ показывает, что выбор упругой характеристики пневматической подвески должен производиться с учетом шин и неподрессоренной массы. Если для грузовых автомобилей дорожного класса при выборе упругой характеристики подвески в первом приближении можно пренебречь влиянием шин и неподрессоренной массы, то

для автомобилей большой и особо большой грузоподъемности это приводит к ошибочным выводам. В качестве примера на рис. 9.28 показаны расчетные статические характеристики передней подвески 110-тонного самосвала БелАЗ-7519.

### *Расчет цилиндров подвески на прочность*

Расчет цилиндров подвески на прочность производится для следующих режимов:

1) статического нагружения — на нагрузку  $F_{\text{Ц}}^I$ . Нагрузки на цилиндры подвески определяются исходя из распределения нагрузки по осям автомобиля. Для задней подвески с центральным рычагом нагрузка на цилиндр подвески

$$F_{\text{Ц}}^I = (R_2 - m_2 g) / (2k_C),$$

где  $R_2$  — осевая нагрузка на ведущий мост, Н;  $m_2$  — неподдресоренные массы ведущего моста, кг;  $k_C$  — коэффициент схемы;

2) разгона автомобиля — на нагрузку  $F_{\text{Ц}}^{II}$ . При разгоне с ускорением передняя ось частично разгружается, а задняя — дополнительно нагружается.

Для создания ускорения автомобиля  $a_T$  необходима сила тяги на каждом заднем колесе

$$F_T = G_A / (2 g a_T).$$

Наибольшее значение  $a_T$  составляет  $1,5 \text{ м/с}^2$ .

Дополнительная вертикальная нагрузка на каждое заднее колесо

$$R_j = (G_A / 2g) a_T (h_g / L),$$

где  $h_g$  — высота центра тяжести автомобиля;  $L$  — база автомобиля.

Нагрузка на цилиндр задней подвески при разгоне

$$F_{\text{Ц}}^{II} = F_{\text{Ц}}^I + R_j / (2k_C) - (F_T r_O / d) / k_C,$$

где  $r_O$  — радиус качения колеса без скольжения;  $d$  — длина продольного рычага подвески;

3) торможения автомобиля — на нагрузку  $F_{\text{ц}}^{\text{III}}$ . Рассматривается аварийный случай, когда торможение осуществляется только задними колесами. Замедление автомобиля при торможении  $a_{\tau}$  принимается по нормативам эффективности тормозной системы.

Тормозная сила на каждом заднем колесе

$$F_{\tau} = G_A / (2g) a_{\tau}.$$

При торможении автомобиля задний мост частично разгружается, а передний — дополнительно нагружается. Нагрузка на передний цилиндр при торможении

$$F_{\text{ц,П}} = 0,5 (G_1 - m_1 g) + (G_A / 2g) a_{\tau} (h_g / L),$$

на задний

$$F_{\text{ц,З}}^{\text{III}} = F_{\text{ц}}^{\text{I}} - G_A a_{\tau} h_g / (2g k_C L);$$

4) заноса автомобиля — на нагрузку  $F_{\text{ц}}^{\text{IV}}$ . Рассматривается режим, когда левое заднее колесо автомобиля отрывается от дороги, при этом нагрузка на правый цилиндр увеличивается, а левый цилиндр воспринимает растягивающую нагрузку.

Нагрузка, действующая:

на правый цилиндр

$$F_{\text{ц,ПР}}^{\text{IV}} = F_{\text{ц}}^{\text{I}} + R_2 / (2 k_C),$$

на левый цилиндр

$$F_{\text{ц,ЛП}} = F_{\text{ц}}^{\text{I}} + R_2 / (2 k_C);$$

5) тройной динамической перегрузки — на нагрузку  $F_{\text{ц}}^{\text{V}}$ . Рассматривается предельный случай, когда нагрузка на цилиндр и давление газа на ходе сжатия в три раза больше, чем в статическом положении груженого автомобиля

$$F_{\text{ц,ПР}}^{\text{V}} = 3F_{\text{ц}}^{\text{I}}.$$

Дополнительно определяется максимальное давление в кольцевой полости цилиндра на ходе отбоя, создаваемое амортизатором.

Сила сопротивления амортизатора при отбое

$$F_{AM} = k_{OTB} v_{max},$$

где  $k_{OTB}$  — коэффициент сопротивления;  $v_{max}$  — скорость перемещения поршня.

Коэффициент сопротивления при отбое

$$k_{OTB} = 2F_{Ц} / (2g)(g / h_{o2})^{1/2} \psi_{OTB},$$

где  $h_{o2}$  — высота столба газа в статическом положении груженого автомобиля;  $\psi_{OTB}$  — коэффициент аperiodичности колебаний.

Максимальная скорость перемещения поршня

$$v_{max} = \sqrt{2g} \sqrt{h_{o2} \ln(h_{o2} / h_{o3}) + h_{o3} - h_{o2}},$$

где  $h_{o2}$  — высота столба газа при тройной перегрузке.

Давление в кольцевой полости амортизатора определяется делением  $F_{AM}$  на площадь сечения кольцевой полости;

б) производственных контрольных испытаний цилиндров подвески на герметичность и прочность. Во внутрен-

Таблица 9.7

**Значения давлений в цилиндре подвески на всех расчетных режимах для автосамосвала БелАЗ-7521**

Режим нагружения	Давление в заднем цилиндре подвески, МПа
Статический	6,59
Разгон автомобиля	6,43
Торможение автомобиля:	
задний цилиндр	6,97
передний цилиндр	8,02
Занос автомобиля:	
правый цилиндр	14,09
левый цилиндр	0,55
Тройная перегрузка цилиндра:	
основная полость	20
кольцевая полость	14,3
Испытания цилиндра:	
на герметичность	7
на прочность	20

ней полости цилиндра создается давление 7–7,5 МПа при испытании на герметичность и 20 МПа при испытании на прочность.

В качестве примера в табл. 9.7 приведены значения давлений в цилиндре подвески на всех расчетных режимах для автосамосвала БелАЗ-7521 грузоподъемностью 180 т.

#### *Расчет упругой характеристика гидравлической рессоры*

Гидравлическая рессора имеет нелинейную упругую характеристику, вид которой определяется кривой сжатия жидкости (зависимостью относительного сжатия от давления).

На рис. 9.29 показаны графики сжатия минерального масла и силиконовой жидкости.

Из графиков видно, что силиконовая (кремнийорганическая) жидкость имеет более высокую сжимаемость по сравнению с минеральным маслом. При давлении 105 МПа объем минерального масла уменьшается на 4,6% от первоначального, а силиконовой жидкости — на 7,8%.

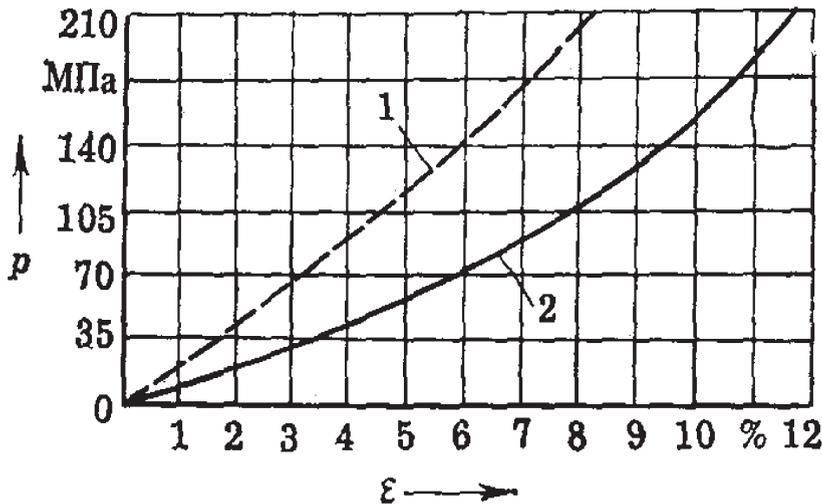


Рис. 9.29. Графики сжатия жидкостей:  
1 — минеральное масло; 2 — кремнийорганическая (силиконовая жидкость)

тельное сжатие характеризуется коэффициентом сжимаемости

$$\varepsilon_x = (V_0 - V_x) / V_0,$$

где  $V_0$  – начальный объем жидкости при нулевом избыточном давлении;  $V_x$  – объем жидкости при давлении  $p_x$ .

Статическая нагрузка на упругий элемент

$$F_x = p_x A_p,$$

где  $A_p$  – площадь штока (вытеснителя).

Ход штока (прогиб рессоры)

$$h_{III} = \Delta V_0 / A_p = (V_0 - V_x) / A_p = \varepsilon_x V_0 / A_p.$$

Жесткость гидравлической рессоры

$$C_x = F_x / h_{III} = p_x A_p^2 / (\varepsilon_x V_0).$$

Из формулы и графика следует, что гидравлическая рессора имеет переменную жесткость, зависящую от коэффициента сжимаемости: с увеличением давления жесткость повышается, поскольку уменьшается сжимаемость жидкости. При давлении 14 МПа коэффициент ее сжимаемости равен 1,41%, а при давлении 70 МПа – 5,68%.

По вышеприведенным формулам можно определить частоту собственных малых колебаний одномассовой системы с гидравлической рессорой

$$\omega_x = \sqrt{\frac{p_x A_p^2 g}{V_0 \varepsilon_x F_x}}.$$

Введем понятие приведенной высоты столба жидкости в рессоре (по аналогии с приведенной высотой столба газа в пневматической рессоре)

$$h_0 = V / A_p.$$

Подставим  $h_0$  в формулу для расчета частоты колебаний одномассовой системы и после преобразований получим

$$\omega_x = \sqrt{\frac{g}{h_0 \varepsilon_x}} = \sqrt{\frac{g}{h_{III}}},$$

$$n_x = 5 / \sqrt{h_{\text{ш}}}.$$

В связи с нелинейностью упругой характеристики рессоры частота ее колебаний зависит от амплитуды, однако при практических расчетах этой зависимостью можно пренебречь.

Упругая характеристика гидравлической рессоры также практически не зависит от скорости приложения нагрузки.

В отличие от систем с пневматической рессорой частота колебаний системы с гидравлической рессорой при увеличении нагрузки уменьшается, но в меньшей степени, чем при упругом элементе с линейной характеристикой. Например, при увеличении нагрузки в 5 раз  $\omega_2 = 0,447\omega_1$ , для гидравлической рессоры при давлениях 14 и 70 МПа  $\omega_2 = 0,498\omega_1$ , для пневматической рессоры без противодействия  $\omega_2 = 2,236\omega_1$ . При давлениях до 25 МПа жесткость гидравлической рессоры можно принимать постоянной.

### ***Расчет системы рулевого управления***

При проектировании системы рулевого управления производятся кинематический и силовой расчеты рулевого привода и прочностной расчет его деталей. Кинематический расчет дает возможность определить размеры рычагов и тяг рулевой трапеции, обеспечивающие такую зависимость между углами поворота внутреннего и наружного управляемых колес, которая позволяет исключить скольжение управляемых колес при повороте. Аналитические и графические методы расчета рулевого управления описаны в технической литературе. Они могут использоваться и для автомобилей особо большой грузоподъемности. При этом следует учитывать уровень маневренности автомобилей большой единичной мощности, определяемый минимальным радиусом поворота, который для автосамосвалов грузоподъемностью 27–32 т составляет 7,5–8,5 м; 40÷50 т – 9÷9,5 м; 70÷80 т – 10÷10,5 м; 100÷120 т – 11÷12 м; 130÷150 т – 12,5÷13 м; 160÷180 т – 16÷17 м.

Силовой расчет рулевого привода автомобилей особо большой грузоподъемности выполняется с учетом обеспечения полного поворота на месте номинально нагруженных управляемых колес на сухой бетонной поверхности. Для расчета момента сопротивления повороту управляемых колес на месте в технической литературе приведен ряд зависимостей с эмпирическими коэффициентами, которые дают близкие значения указанного момента, например

$$M_C = (m_1 g / \eta_1) (0,132 \mu r_C + f \times l_K),$$

где  $m_1 g$  — нагрузка на управляемое колесо груженого автомобиля;  $\eta_1$  — коэффициент полезного действия, учитывающий потери в поворотных цапфах шкворневого устройства;  $\mu$  — коэффициент трения колес о дорожное покрытие;  $r_C$  — статический радиус колеса;  $f$  — коэффициент сопротивления качению;  $l_K$  — плечо обкатки, т. е. плечо поворота центра отпечатка шины относительно оси шкворня.

Зная момент сопротивления повороту автомобиля, можно составить для любой рулевой трапеции уравнения моментов сил относительно шкворней колес и, решив их, найти по заданному номинальному рабочему давлению в приводе размеры силовых цилиндров поворота и их максимальный объем. Максимальный объем цилиндров поворота является основой для выбора питающей части гидропривода. Считается, что максимальные скорости поворотов управляемых колес, обеспечиваемые гидравлическим и механическим рулевыми приводами, одинаковы. Это значит, что поворот управляемых колес из одного крайнего положения в другое должен совершиться за время, которое необходимо водителю, чтобы повернуть рулевое колесо на полное число оборотов в одном направлении. Если число оборотов рулевого колеса для поворота колес из одного крайнего положения в другое равно  $n$ , а время одного оборота  $t_1$ , то

$$t = t_1 n.$$

За это время насосам необходимо обеспечить полное заполнение цилиндров поворота. Значит, их подача долж-

на быть  $Q_H = V_{\max} / (t_1 n)$  (рекомендуется принимать  $n = 4$ ,  $t_1 = 1$  с).

При наличии в питающей части гидропривода пневмогидроаккумуляторов их зарядная емкость должна выбираться из условия, что в случае отказа двигателя запаса энергии рабочей жидкости должно хватить на два полных поворота управляемых колес, т. е.  $V_{\text{зап}} = 2V_{\max}$ . Такого запаса достаточно для аварийной остановки автомобиля.

Прочностной расчет деталей рулевой трапеции производится по максимально возможным нагрузкам, для подсчета которых составляются уравнения моментов сил относительно шкворней колес при следующих условиях: поворот управляемых колес на месте производится на бетонной поверхности; поворот колес при одновременном торможении их.

При торможении тормозные силы на колесах создают моменты относительно шкворней, нагружая поперечную тягу и цилиндры поворота. Момент тормозной силы относительно шкворня

$$M_{\text{шт.т}} = M_{\text{тк}} \eta_1 (l_K / r_O),$$

где  $M_{\text{тк}}$  — максимальный тормозной момент, обеспечиваемый тормозом;  $l_K$  — плечо обкатки;  $r_O$  — радиус качения колеса без скольжения.

Из определенных по разным условиям нагрузок выбираются наибольшие, и по ним производится прочностной расчет деталей рулевого управления.

## ***Расчет тормозного гидравлического привода***

### ***Статический расчет гидропривода***

Основным параметром, определяющим размеры и массу аппаратов тормозного привода, его статическую и динамическую характеристики, является рабочее давление. Оно выбирается исходя из условий обеспечения требуемого приводного усилия в колесных тормозных механизмах с учетом характеристик применяемых в автомобилестроении источников питания, гидроаппаратов, трубопроводов и шлангов.

Рабочее давление в гидроприводах большинства автомобилей большой единичной мощности составляет 10–16 МПа.

Емкость пневмогидроаккумуляторов определяется исходя из необходимости иметь гарантированный запас рабочей жидкости, который в неработающем источнике энергии обеспечит при определенном диапазоне давлений в гидроприводе выполнение девяти торможений, причем девятое — с эффективностью, предписанной для запасной тормозной системы. Это определяет нижний предел диапазона давлений (верхний является номинальным рабочим давлением), который должен быть не менее  $0,6P_{\text{НОМ}}$ . Аналитически запас рабочей жидкости может быть подсчитан по формуле

$$V_{\text{ЗАП}} = V_{\Gamma} \left( \sqrt[n]{\frac{p_{\Gamma}}{p_{\text{Н}}}} \right) - V_{\Gamma} \sqrt[n]{\frac{p_{\Gamma}}{P_{\text{НОМ}}}},$$

где  $V_{\Gamma}$  — начальный объем газа в пневмогидроаккумуляторе, м<sup>3</sup>;  $p_{\Gamma}$  — начальное (зарядное) давление в газовой камере, Па;  $p_{\text{НОМ}}$  — номинальное рабочее давление, Па;  $p_{\text{Н}}$  — нижний предел диапазона давлений, Па;  $n$  — показатель политропы сжатия газа (при расчетах принимается 1,3).

Начальное давление в газовой камере целесообразно принимать в целях наилучшего использования ее объема равным или близким к  $p_{\text{Н}}$ . Тогда при  $p_{\text{Н}} = 0,6 p_{\text{НОМ}}$ ,  $p_{\Gamma} = 0,5 p_{\text{НОМ}}$ ,  $n = 1,3$   $V_{\text{ЗАП}} = 0,28 V_{\Gamma}$ .

Объем рабочей жидкости, необходимый для выполнения девяти торможений,

$$V_{\text{ЗАП}} = 9V_{\text{Ж}} + Q_{\text{У}} t_9,$$

где  $V_{\text{Ж}}$  — объем жидкости, необходимой для одного торможения, м<sup>3</sup>;  $Q_{\text{У}}$  — внутренние утечки системы, м<sup>3</sup>/с;  $t_9$  — длительность девяти торможений, с.

Для одного торможения объем жидкости можно определить по известным геометрическим размерам рабочей части гидропривода, учитывая, что для обеспечения надежной работы гидропривода необходимо, чтобы резервуар и пневмогидроаккумуляторы располагались выше остальных аппаратов. При этом их нагнетательные полости должны быть

постоянно заполнены рабочей жидкостью, которая при торможении заполняет полости цилиндров, создающиеся в результате перемещения поршней и податливости рабочей части гидропривода. Объем жидкости, необходимый для одного торможения,

$$V_{\text{ж}} = V_1 + \beta(V_0 + V_1),$$

где  $V_1$  — объем жидкости в полостях колесных цилиндров,  $\text{м}^3$ ;  $\beta$  — коэффициент податливости гидропривода;  $V_0$  — объем жидкости в нагнетательных полостях аппаратов,  $\text{м}^3$ .

Вычислив  $V_{\text{ЗАП}}$ , можно найти объем газа в камере пневмогидроаккумулятора. Подачу насоса определяют, оценив ее влияние на такие важные показатели работы питающей части гидропривода, как время полной зарядки и подзарядки пневмогидроаккумуляторов; коэффициент использования рабочего режима насоса, показывающий степень его загрузки и долговечность; потери энергии в гидроприводе, определяющие температурный режим рабочей жидкости.

Аналитические зависимости названных показателей записываются следующим образом:

$$t_{\text{зар}} = k / (Q_0 \eta_0 \eta_{\Gamma}) (V_{\text{П}} + V_{\Gamma} (1 - \sqrt[n]{\frac{p_{\Gamma}}{p}})),$$

где  $t_{\text{ЗАП}}$  — время зарядки пневмогидроаккумуляторов, с;  $k$  — число пневмогидроаккумуляторов;  $Q_0$  — теоретическая подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\eta_0$  — объемный КПД насоса;  $\eta_{\Gamma}$  — КПД, учитывающий гидравлические потери;  $V_{\text{П}}$  — объем жидкости в подводящих трубопроводах,  $\text{м}^3$ ;  $p$  — текущее давление рабочей жидкости в пневмогидроаккумуляторе, Па.

$$\alpha = Q_{\text{ч}} / (3600 Q_0 \eta_0 \eta_{\Gamma}),$$

где  $\alpha$  — коэффициент использования рабочего режима;  $Q_{\text{ч}}$  — часовой расход рабочей жидкости в гидроприводе,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Он складывается из расходов на торможения и внутренние утечки

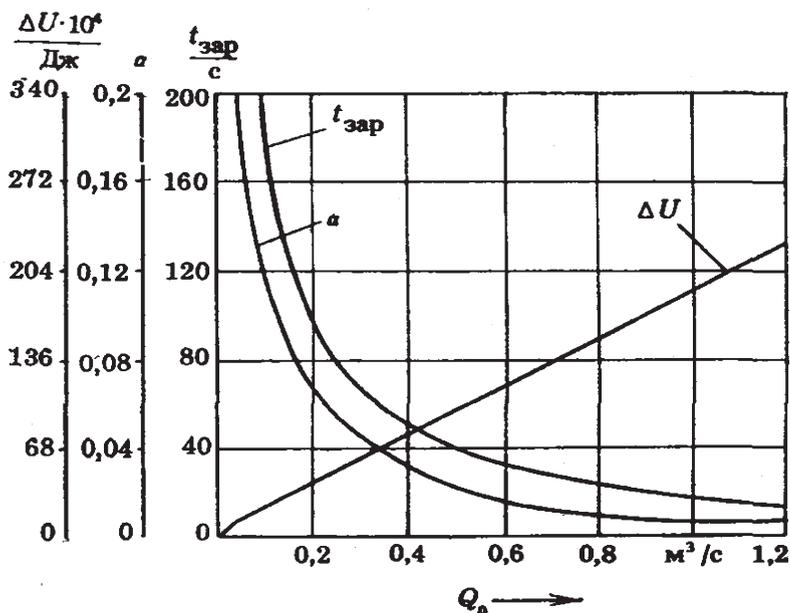


Рис. 9.30. Зависимость  $t_{\text{зар}}$ ,  $\alpha$  и  $\Delta U$  от  $Q$

$$Q_{\text{ч}} = V_{\text{ж}} m v_t + Q_{\text{у}},$$

где  $m$  — число торможений на 1 км пробега;  $v_t$  — среднетехническая скорость движения автомобиля, м/с;  $Q_{\text{у}}$  — внутренние утечки в системе,  $\text{м}^3$ .

$$\Delta U = Q_0 t (p(1 - \eta_0 \eta_{\Gamma}) \alpha + p_x (1 - \alpha)),$$

где  $\Delta U$  — потери энергии, идущие на нагрев рабочей жидкости, Дж;  $t$  — продолжительность работы насоса, с;  $p$  — среднее давление жидкости при зарядке пневмогидроаккумулятора, Па;  $p_x$  — давление жидкости при холостом режиме работы насоса, Па;  $\alpha$  — коэффициент использования рабочего режима насоса.

По приведенным зависимостям строят кривые  $t_{\text{зар}} = f(Q)$ ,  $\alpha = f(Q)$  и  $\Delta U = f(Q)$  (рис. 9.30).

Анализ этих зависимостей с учетом налагаемых ограничений, вызванных особенностями конструкции и эксплуатации автомобилей большой единичной мощности, позво-

ляет выбрать оптимальную теоретическую подачу насоса. Ограничение по времени зарядки объясняется необходимостью быстрой подготовки автомобиля к эксплуатации. Неэкономична и неэкономична длительная работа двигателя мощностью свыше 600 кВт для приведения во вращение насоса с потребляемой мощностью до 10 кВт.

Ограничение коэффициента  $\alpha$  определяется условием надежной работы насоса на протяжении всего срока службы автомобиля. Это условие будет выполняться, когда  $\alpha \leq T_H / T_O$  ( $T_H$  — срок службы насоса,  $T_O$  — амортизационный срок службы автомобиля).

Потери энергии в гидроприводе идут на нагрев рабочей жидкости, которая при циркуляции отдает тепло через стенки аппаратов и трубопроводов в окружающую среду. Условие теплового баланса имеет вид

$$\Delta U = (T_{\text{ж}} - T_{\text{в}}) \delta A,$$

где  $\Delta U$  — потери энергии, Дж;  $T_{\text{ж}}$  — температура рабочей жидкости, К;  $T_{\text{в}}$  — температура воздуха, К;  $\delta$  — коэффициент теплоотдачи, Дж/(м<sup>2</sup> · К);  $A$  — площадь теплоотдающей поверхности, м<sup>2</sup>.

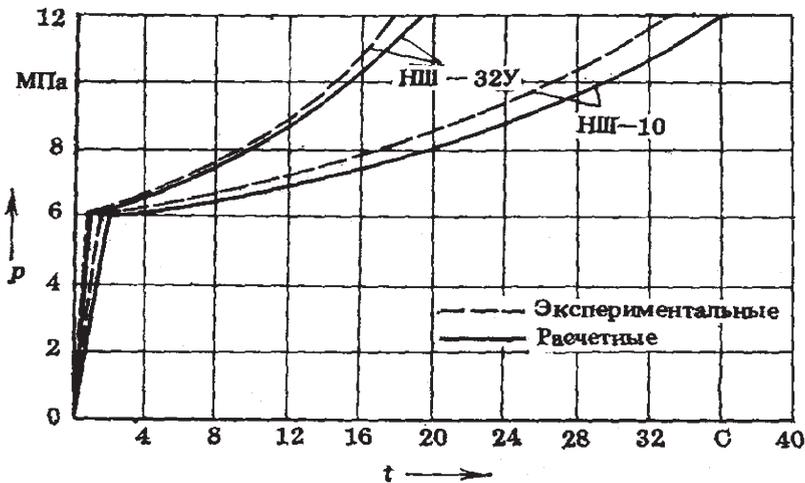


Рис. 9.31. Зарядные характеристики пневмогидроаккумуляторов

Ограничения подач насоса определяются по следующим условиям:

$$t_{\text{ЗАР}} \leq 2 \text{ мин};$$

$$\alpha < T_{\text{Н}} / T_{\text{О}};$$

$$\Delta U \leq 20\delta A.$$

Данной области подач может соответствовать несколько стандартных насосов. Для каждого из них целесообразно строить зарядные характеристики (по формуле  $V_{\text{Ж}} = V_1 + \beta(V_0 + V_1)$ ), по которым можно определять время зарядки и подзарядки пневмогидроаккумуляторов (рис. 9.31).

Расчет клапанного следящего гидравлического тормозного крана следует начинать с определения размеров впускного клапана. Исходными данными для этого являются объем жидкости на одно торможение  $V_{\text{Ж}}$ , вычисленный по формуле, и время нарастания давления при экстренном торможении  $t_{\text{мин}}$ . По этим данным определяется максимальный объем жидкости, который должен пропустить впускной клапан

$$Q_{\text{max}} = V_{\text{Ж}} / t_{\text{мин}}.$$

По максимальному расходу и допустимой скорости протекания жидкости находится максимальная площадь проходного сечения клапана

$$f_{\text{max}} = Q_{\text{max}} / v_{\text{доп}},$$

где  $Q_{\text{max}}$  — максимальный расход жидкости;  $v_{\text{доп}}$  — допустимая скорость протекания жидкости

$$v_{\text{доп}} = \mu \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;  $\Delta p$  — средний перепад давлений;  $\rho$  — плотность жидкости.

Максимальная площадь проходного сечения впускного клапана

$$f_{\max} = \pi d_K h_{\max},$$

где  $\pi d_K$  — периметр клапана;  $h_{\max}$  — его максимальный ход.

Оптимальные значения сомножителей отыскиваются методом прямого перебора: выбирая значение  $h_{\max}$  в диапазоне 3–5 мм, подсчитывают  $d_K$ . Условие равновесия следящего поршня совместно с клапанами записывается в виде

$$R = \pi / 4 (d_{\text{СЛ}}^2 - d_K^2) p + \pi / 4 (d_K^2 - d_{\text{П}}^2) = \\ = c_K y_0 + c_B (x - x_0) p_A \pm F_K,$$

где  $d_{\text{СЛ}}$  — диаметр следящего поршня;  $d_K$  — диаметр впускного клапана;  $p$  — давление в выходной полости крана;  $d_{\text{П}}$  — диаметр плунжера;  $p_A$  — давление в полости крана, соединенной с пневмогидроаккумулятором;  $c_K, c_B$  — жесткость соответственно пружины впускного клапана и возвратной пружины;  $y_0$  — предварительное сжатие пружины впускного клапана;  $x_0, x$  — соответственно предварительный натяг возвратной пружины и перемещение следящего поршня;  $F_K$  — сила трения в тормозном кране;  $R$  — сила, передаваемая от тормозной педали к управляющему поршню крана.

$$R = F_{\text{П}} L_{\text{П}} d_1^2 \eta_1 / (2d_{\text{П}}^2),$$

где  $F_{\text{П}}$  — усилие на тормозной педали;  $L_{\text{П}}$  — передаточное отношение педали;  $d_1$  — диаметр поршня;  $\eta_1$  — КПД гидростатического привода управления тормозным краном;  $d_{\text{П}}$  — диаметр подпедального цилиндра.

Минимальная сила  $R_{\min}$  на поршне, необходимая для открытия впускного клапана, находится при  $p = 0$

$$R_{\min} = \pi / 4 (d_K^2 - d_{\text{П}}^2) p_A + c_K y_0 + c_B (x + x_0) + F_K.$$

От значения  $R_{\min}$  зависит начальная зона нечувствительности тормозного крана, которая должна быть по возможности наименьшей.

Максимальная сила  $R_{\max}$ , действующая на поршень при максимальном давлении  $p_A$  в выходной полости, рассчитывается по формуле при  $p = p_A$

$$R_{\max} = \pi / 2 (d_{\text{СЛ}}^2 - d_K^2) p_A + R_{\min}.$$

Условие открытия выпускного клапана следующее:

$$R_{OT} = \pi / 4 (d_{СЛ}^2 - d_{К}^2) p + c_{В}(x + x_0) - F_{К}.$$

Сила  $R_{OT}$  максимальна при  $p = p_A$ . Зона нечувствительности тормозного крана при максимальном торможении  $\Delta R = R_{max} - R_{OT max}$ .

Параметром оценки статической характеристики следящего тормозного крана служит его «жесткость», показывающая, при каком изменении приводных сил  $R$  на следящем поршне (тормозной педали) создается перепад давления 0,1 МПа. Без учета сил трения поршней «жесткость» тормозного крана численно равна активной площади следящего поршня

$$c_{КР} = 10^5 \pi (d_{СЛ}^2 - d_{К}^2) / 4.$$

Чем больше «жесткость» тормозного крана, тем более пологая его статическая характеристика, плавнее работа. Из опыта эксплуатации пневматических следящих тормоз-

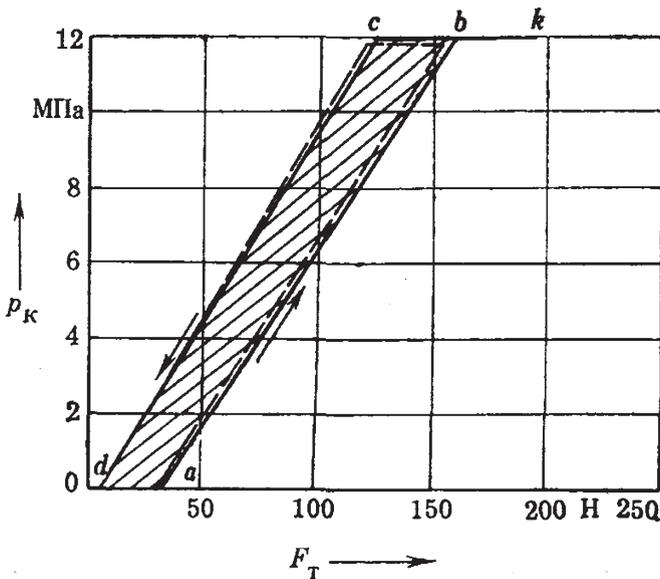


Рис. 9.32. Статическая характеристика тормозного крана

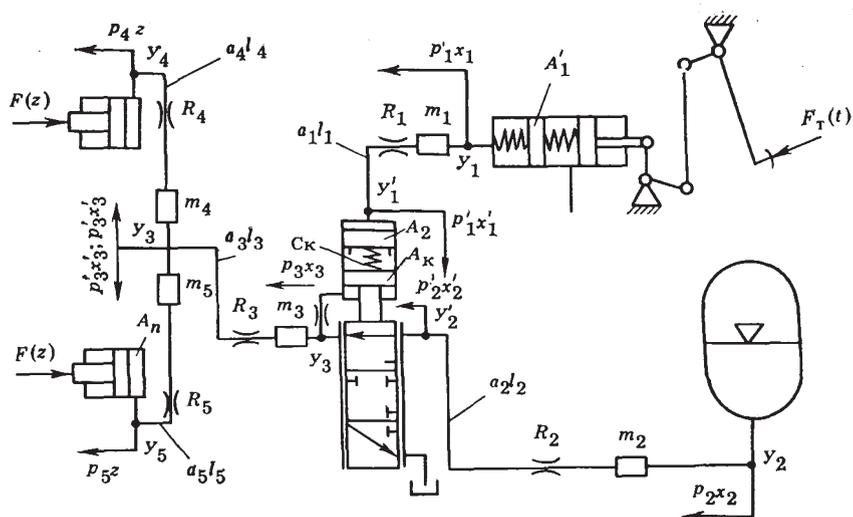
ных кранов рекомендуется принимать  $c_{\text{кр}} = 15 \div 20$  Н/МПа. Зная  $d_{\text{кр}}$ , можно найти  $d_{\text{сл}}$ , а затем, задаваясь максимальными усилием и ходом тормозной педали, определить все остальные его параметры и построить статическую характеристику (рис. 9.32.), которая выражает зависимость давления на выходе из тормозного крана от усилия на тормозной педали.

Направление обхода статической характеристики обозначено стрелками, заштрихованный участок показывает зону нечувствительности тормозного крана к изменению усилия на тормозной педали. Точка  $d$  соответствует закрытию сливного клапана;  $a$  — начало открытия впускного клапана; прямая  $a-b$  показывает зависимость давления на выходе из крана от усилия на тормозной педали при торможении. В точке  $b$  следящее действие прекращается, и при дальнейшем увеличении усилия на тормозной педали не изменяется давление жидкости (прямая  $b-k$ ), которое равно давлению в пневмогидроаккумуляторе. Прямая  $b-c$  показывает участок нечувствительности тормозного крана, на котором остается неизменным выходное давление, несмотря на снижение усилия на тормозной педали;  $c-d$  — зависимость давления от усилия на тормозной педали при оттормаживании; точка  $c$  — начало открытия сливного клапана.

### *Динамический расчет гидропривода*

Полученные на основе статических расчетов параметры отдельных гидроаппаратов уточняются при динамическом расчете всего гидропривода, который позволяет одновременно определить проходные сечения магистралей, обеспечивающих требуемое быстродействие и качество переходного процесса. Для выполнения динамических расчетов составляется математическая модель гидропривода, включающая дифференциальные уравнения движения элементов системы, движения рабочей жидкости в элементах гидропривода, балансы расходов, начальные и граничные условия.

Сложность математического описания и решения происходящих в гидроприводе динамических процессов за-



**Рис. 9.33.** Расчетная схема переднего контура гидропривода рабочих тормозов

ставляет вводить различные допущения в зависимости от целей и задач расчета.

Исследованиями ряда авторов установлено, что приемлемые результаты при определении быстродействия тормозного гидропривода дает его динамический расчет, выполненный со следующими допущениями: масса рабочей жидкости сосредоточена в узлах; ее свойства (плотность, вязкость, температура, объем нерастворенного воздуха) не изменяются в ходе переходного процесса, утечки жидкости и податливость элементов гидропривода отсутствуют; не учитываются силы трения и массы поршней колесных цилиндров из-за их незначительности по сравнению с действующими силами; входное давление не изменяется в переходном процессе при разовом торможении, так как его колебания не превышают 2%.

При составлении математической модели разветвленного тормозного гидропривода используется метод электрогидроанalogии, в соответствии с которым теория электрических цепей распространяется на разветвленные гидравлические цепи. Расчетная схема одного контура гидропривода

представлена на рис. 9.33. Контур разделен на узлы и участки. Для каждого  $i$ -го участка составляется уравнение баланса давлений, а для каждого  $i$ -го узла — уравнение мгновенных объемных расходов.

На расчетной схеме  $Y_1, Y'_1, Y_2, Y'_2, Y_3, Y'_3, Y_4, Y'_4, Y_5, Y'_5$  — узлы гидроцепей;  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ , — массы жидкости в гидроцепях;  $A_1, A_2, A_K, A_{\Pi}$  — площади поршней соответствующих цилиндров;  $x, z$  — перемещения соответствующих поршней и клапанов;  $R_i$  — гидравлическое сопротивление дросселей.

Уравнение баланса давлений для участка гидравлической цепи ( $Y_i, Y'_i$ ) в режиме торможения автомобиля с учетом инерционных потерь, гидравлических потерь по длине трубопровода и потерь в местных сопротивлениях имеет вид

$$\frac{\rho l_i A_i}{a_i} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{27,5 \rho \nu l_i A_i}{a_i^2} \frac{dx_i}{dt} + \left| \frac{0,443 k_{\varepsilon} \rho l_i}{\sqrt{a_i}} + 0,5 \rho \sum \xi \right| \left[ \left| \frac{A_i}{a_i} \right|^2 \left| \frac{dx_i}{dt} \right|^2 \frac{\operatorname{sgn} dx}{dt} + p_{\text{ВЫХ}} = p_{\text{ВХ}} \right],$$

где  $\rho$  — плотность жидкости;  $l_i, a_i$  — соответственно длина и площадь магистрали участка;  $dx/dt$  — скорость течения жидкости, приведенная к поршню;  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости;  $k_{\varepsilon}$  — коэффициент шероховатости трубопровода;  $\xi$  — коэффициент местных потерь;  $p_{\text{ВЫХ}}$  — давление на выходе;  $p_{\text{ВХ}}$  — давление на входе в  $i$ -й участок.

Входное давление в магистрали управления тормозным краном ( $Y_1 - Y'_1$ ) определяется переменным во времени усилием  $F(t)$ , с которым водитель воздействует на тормозную педаль. На основании анализа результатов экспериментальных исследований можно считать линейным закон изменения  $F(t)$ , учитывая при этом некоторое запаздывание  $\tau_0$ , обусловленное зазорами в механической части педального привода. Тогда

$$h(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t \leq \tau_0 \\ F_{\max} t / (A_1 \times t_0) & \text{при } \tau_0 \leq t \leq \tau_0 + t_0 \\ F_{\max} / A_1 & \text{при } t > \tau_0 + t_0, \end{cases}$$

где  $A_1$  — площадь поршня подпедального тормозного цилиндра;  $t$  — время торможения;  $\tau_0$  — время запаздывания перемещения поршня главного тормозного цилиндра;  $t_0$  — полное время перемещения педали;  $F_{\max}$  — максимальное усилие, приведенное к штоку педального тормозного цилиндра.

Тормозной кран является следящим аппаратом и представляет регулируемый дроссель. Расход жидкости через впускной клапан

$$Q_{\text{ДР}} = \mu \pi d_k h(t) \sqrt{2(p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}) / \rho},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода впускного клапана;  $d_k$  — диаметр впускного клапана;  $p_{\text{ВХ}}$ ,  $p_{\text{ВЫХ}}$  — соответственно давление на входе и выходе из тормозного крана;  $h(t)$  — текущее значение открытия впускного клапана.

Закон открытия впускного клапана  $h(t)$  зависит от параметров цепи управления, параметров следящего механизма крана и записывается в виде

$$h(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < x'_1 < h_0 + \delta_{\min} \\ x'_1 - h_0 - \delta & \text{при } h_0 + \delta_{\min} \leq x'_1 \leq h_{\max} \\ \delta_{\min} = p'_1 \times A'_1 / c_K & \text{при } p'_1 \times A'_1 = R_{\min}, \end{cases}$$

где  $x'_1$  — перемещение поршня цилиндра управления;  $h_0$  — зазор между следящим поршнем и сливным клапаном;  $\delta$  — деформация уравнивающей пружины;  $c_K$  — жесткость уравнивающей пружины;  $R_{\min}$  — минимальное усилие, требующееся для открытия впускного клапана.

В этом выражении

$$h(t) = \begin{cases} \delta_{\min} & \text{при } 0 \leq p_{\text{ВЫХ}} < \delta_{\text{ВХmin}} \\ \delta_{\min} = p_{\text{ВХ}} A_{\text{СЛ}} / c_K & \text{при } p_{\text{ВЫХmin}} \leq p_{\text{ВЫХ}} \leq p_{\text{ВЫХmax}}, \end{cases}$$

где  $A_{\text{СЛ}}$  — активная площадь следящего поршня;  $p_{\text{ВЫХ}}$  — давление на выходе из тормозного крана;  $p_{\text{ВЫХ min}}$  — минимальное установившееся давление на выходе из тормозного крана, соответствующее  $R_{\text{min}}$ ;  $p_{\text{ВЫХ max}}$  — максимальное отслеживаемое давление.

Уравнение баланса расходов рабочей жидкости в цепи управления тормозными колесными механизмами без учета податливости жидкости

$$Q_{\text{ДР}} = n A_{\text{П}} dz / dt,$$

где  $A_{\text{П}}$  — площадь поршня колесного цилиндра;  $n$  — число цилиндров;  $z$  — перемещение поршня.

Характеристика тормозного механизма представляет нелинейную зависимость развиваемого усилия  $F$  от перемещения  $z$  поршня колесного цилиндра. Она определяется опытным путем и аппроксимируется уравнением регрессии параболического вида

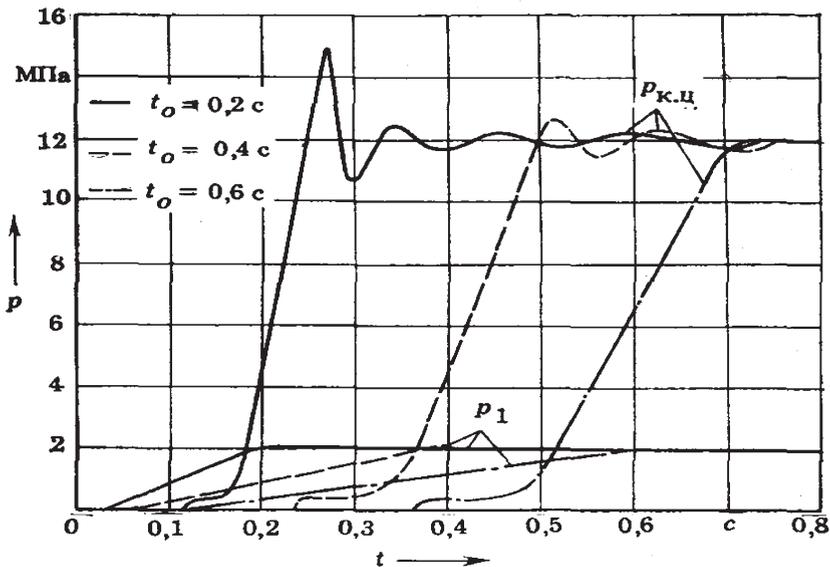


Рис. 9.34. Динамические характеристики тормозного гидропривода в зависимости от темпа нажатия на тормозную педаль

$$F = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3,$$

где  $a_0, a_1, a_2, a_3$  — коэффициенты.

Система дифференциальных уравнений, записанных для каждого участка цепи, совместно с алгебраическими уравнениями представляет математическую модель одного контура разветвленного гидропривода и может решаться с помощью ЭВМ.

Для тормозного гидропривода проводится исследование скорости и характера нарастания давления в колесных тормозных цилиндрах, влияния на этот процесс различного темпа нажатия на тормозную педаль, площади проходных сечений и длины трубопроводов, вязкости рабочей жидкости. В качестве примера на рис. 9.34 показаны динамические характеристики переднего контура тормозного гидропривода автомобиля БелАЗ-7519 при различном темпе нажатия на тормозную педаль: 0,2 с; 0,4 и 0,6 с.

Нарастание давления в колесных тормозных цилиндрах  $p_{кц}$  происходит практически по линейному закону со значительным (до 25%) перерегулированием при максимальном темпе нажатия на тормозную педаль 0,2 с. С падением темпа нажатия перерегулирование уменьшается и при 0,6 с вообще не наблюдается. Перерегулирование свыше 15% является нежелательным, приводящим к повышенным нагрузкам в трубопроводах и колесных цилиндрах, но поскольку темп нажатия, составляющий 0,2 с, крайне редок, представленные динамические характеристики гидропривода можно считать удовлетворительными.

#### *Расчет тормозного механизма электромотор-колеса*

Задачей расчета дискового тормоза является определение по необходимому тормозному моменту его геометрических размеров и силовых параметров привода. Необходимая сила прижатия тормозных накладок к диску

$$F = M_T / (\mu i R_{ср}),$$

где  $M_T$  — передаваемый тормозной момент, Н·м;  $\mu$  — коэффициент трения фрикционных поверхностей;  $i$  — число пар

трущихся поверхностей;  $R_{CP}$  — радиус точки приложения к накладке суммарной силы трения относительно оси вращения тормозного диска

$$R_{CP} = (R_H + R_B),$$

где  $R_H$  — наружный радиус накладки относительно оси вращения тормозного диска;  $R_B$  — внутренний радиус накладки относительно оси вращения тормозного диска.

Наружный радиус накладки, близкий к наружному радиусу тормозного диска, чаще всего выбирается из компоновочных соображений и ограничивается по максимальной окружной скорости диска, которая не должна превышать для применяемых материалов 65–70 м/с.

Внутренний радиус

$$R_B = (0,55 \div 0,7) R_H.$$

Коэффициент трения зависит от материала трущихся пар, их состояния и вида обработки, относительной скорости скольжения, давления и температуры.

В дисковых тормозах автомобилей большой единичной мощности применяют накладки из асбофрикционных материалов типа ретинакса и металлокерамических, допускающих повышенные температурные режимы работы. Расчетный коэффициент трения ретинакса по стали —  $0,3 \div 0,35$ , а металлокерамики —  $0,25 \div 0,3$ .

Одним из основных параметров, влияющих на долговечность трущихся пар, является давление

$$q = F / A,$$

где  $A$  — площадь одной поверхности тормозной накладки.

Для накладки наиболее распространенной формы в виде сектора

$$A = (\alpha / 2)(R_H - R_B),$$

где  $\alpha$  — угол сектора накладки, рад.

Для асбофрикционных материалов типа ретинакса  $q = 0,2 \div 0,3$  МПа, а для металлокерамических —  $q = 1 \div 1,2$  МПа.

Задаваясь давлением, можно найти число пар трения

$$i = 4M_T / (\mu q \alpha (R_H - R_B) (R_H + R_B)^2).$$

Другим важным параметром, определяющим надежность дискового тормоза, является температура его нагрева за одно торможение, которая не должна превышать  $180^\circ\text{C}$

$$t = W_K / (mc),$$

где  $W_K$  — кинетическая энергия, поглощаемая одним тормозом, Дж;  $m$  — масса диска, кг;  $c$  — теплоемкость диска, Дж/(кг·°C).

## **ГЛАВА 10**

### **РАСЧЕТ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО КРИТЕРИЯ АВТОСАМОСВАЛОВ**



Для оценки уровня эксплуатации карьерных автосамосвалов необходимо иметь меру, на основании которой можно количественно оценить выполнение ими заданной функции, т. е. нужно иметь **функциональный критерий**, характеризующий их основное функциональное назначение.

Существует общая для всех изделий структурная формула определения функционального критерия, вытекающая из подобия процессов, выполняемых различными по конструкции машинами одного функционального назначения.

Различают теоретический, технический и эксплуатационный функциональный критерии.

**Теоретический функциональный критерий** представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения машиной своей функции при непрерывной работе с номинальными параметрами в расчетных условиях эксплуатации.

**Технический функциональный критерий** представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения машиной своей функции при технически возможной непрерывности работы и достигнутой надежности в расчетных условиях эксплуатации.

**Эксплуатационный функциональный критерий** представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения машиной своей функции с учетом организационно-технических неполадок, а также надежности взаимосвязанных изделий в конкретных условиях эксплуатации.

Главным назначением большегрузного карьерного автосамосвала является транспортирование вскрышных горных пород и выгрузка их в отвал либо полезных ископаемых с выгрузкой их на обогатительных фабриках или пунктах перегрузки. Поэтому функциональный критерий можно выразить совокупностью функциональных мощностей, расходуемых на

транспортирование и выгрузку горной массы. Однако в связи с тем, что между указанными функциональными сущностями большегрузных карьерных автосамосвалов имеется неразрывная технологическая связь и разделение их практически нецелесообразно, функциональный критерий  $\lambda_A$  необходимо определять исходя из производительности  $Q_{\text{СМ}}$  автосамосвала

$$\lambda_A = Q_{\text{СМ}} K_{\text{И.П.}},$$

где  $K_{\text{И.П.}}$  — коэффициент использования парка;  $Q_{\text{СМ}}$  — сменная производительность автосамосвала

$$Q_{\text{СМ}} = q K_q n_p,$$

где  $q$  — грузоподъемность автосамосвала, т;  $n_p$  — число рейсов автосамосвала в смену;  $K_q$  — коэффициент использования грузоподъемности.

$$n_p = T_{\text{СМ}} K_{\text{СМ}} / T_p,$$

где  $T_{\text{СМ}}$  — длительность смены, ч;  $K_{\text{СМ}}$  — коэффициент использования сменного времени;  $T_p$  — время рейса автосамосвала, ч.

$$T_p = \frac{1}{60} (t_{\text{П}} + t_p + t_{\text{ДВ}} + t_{\text{М}}),$$

где  $t_{\text{П}}$  — время погрузки, мин;  $t_p$  — время разгрузки, мин;  $t_{\text{ДВ}}$  — время движения, мин;  $t_{\text{М}}$  — время маневрирования, мин.

$$t_{\text{П}} = t_{\text{Ц}} n_{\text{К}},$$

где  $t_{\text{Ц}}$  — время цикла экскаватора, с;  $n_{\text{К}}$  — число ковшей, разгружаемых в кузов автосамосвала

$$n_{\text{К}} = \frac{q}{V \gamma K_{\text{Э}}},$$

здесь  $V$  — вместимость ковша экскаватора, м<sup>3</sup>;  $\gamma$  — плотность горной породы, т/м<sup>3</sup>;  $K_{\text{Э}}$  — коэффициент экскавации.

$$t_{\text{ДВ}} = \sum_i t_{\text{ДВ},i} = \sum_i 60 L_i / v_i,$$

где  $t_{дв,i}$  — время движения автосамосвала на  $i$ -том участке дороги, ч;  $L_i$  — длина  $i$ -го участка дороги, км;  $v_i$  — скорость движения на  $i$ -ом участке дороги, км/ч.

Средняя техническая скорость движения может быть определена из выражения

$$v_{ср.т} = \frac{L_{гр} + L_{пор}}{t_{дв}} = \frac{2v_{гр}v_{пор}}{v_{гр} + v_{пор}},$$

где  $L_{гр}$  — расстояние транспортирования груза, км;  $L_{пор}$  — расстояние, проезжаемое без груза, км;  $v_{гр}$  — скорость движения с грузом, км/ч;  $v_{пор}$  — скорость движения порожняком, км/ч.

Рабочий парк автомобилей

$$N_p = Q / Q_{см},$$

где  $Q$  — объем перевозок горной массы, т/смену.

Инвентарный (списочный) парк автосамосвалов

$$N_{п} = N_p / K_{и.п.}$$

Годовая производительность списочного автосамосвала

$$Q_{г} = \frac{Q_{см} n_{раб} n_{см}}{K_{и.п}},$$

где  $n_{раб}$  — число рабочих дней автомобиля в год;  $n_{см}$  — число рабочих смен в сутки.

Коэффициент  $K_{и.п.}$  является комплексным показателем качества процесса транспортирования горных пород

$$K_{и.п.} = \frac{t_{п}}{t_{п} + t_{обсл} + t_{рем} + t_{орг}},$$

где  $t_{п}$  — суммарная наработка всех автосамосвалов, ч;  $t_{обсл}$  — суммарное время простоя при проведении ТО, ч;  $t_{рем}$  — суммарное время простоя при ремонтах, ч;  $t_{орг}$  — суммарные простои по организационным причинам, ч.



# **ГЛАВА 11**

## **РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**



Многие детали машин (например, валы, вращающиеся оси, зубчатые колеса, пружины и т. п.) в процессе работы испытывают напряжения, циклически изменяющиеся во времени. При этом переменные напряжения возникают как при действии на деталь переменной нагрузки, так и при действии постоянной нагрузки, если деталь изменяет свое положение по отношению к этой нагрузке. Простейший пример такого рода деталей — вращающаяся ось, нагруженная постоянной силой  $F$  (рис. 11.1, а). Под действием силы  $F$  ось изгибается и в нижней точке поперечного сечения возникают наибольшие напряжения растяжения, а в верхней точке — наибольшие напряжения сжатия. При вращении оси каждая точка сечения будет попеременно оказываться то в растянутой, то в сжатой зонах.

Нормальное напряжение в произвольной точке  $A$  (рис. 11.1, б) контура некоторого поперечного сечения такой оси

$$\sigma = (M_{\text{и}} / I_z) y_A,$$

где  $M_{\text{и}}$  — изгибающий момент;  $I_z$  — момент инерции сечения относительно оси  $z$ .

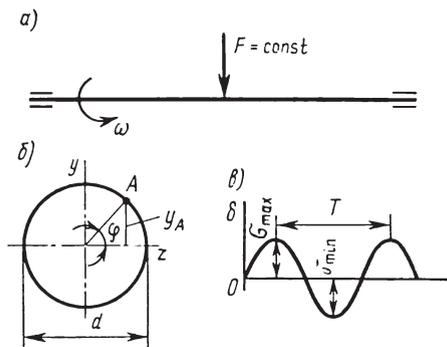


Рис. 11.1. Вращающаяся ось

Расстояние  $y_A$  от точки А до нейтральной оси меняется во времени по закону

$$y_A = (d / 2) \sin \varphi = (d / 2) \sin \omega t,$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения оси. Следовательно,

$$\sigma_A = \frac{M_{II}}{I_z} \frac{d}{2} \sin \omega t.$$

Таким образом, нормальное напряжение в сечениях оси изменяется во времени по синусоидальному закону (рис. 11.1, в), т. е. периодически, через определенный период цикла (период времени)  $T$ , пройдя через ряд значений, возвращается к исходному значению.

Совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения называют циклом напряжений (рис. 11.2).

Минимальное и максимальное напряжения цикла обозначим соответственно через  $\sigma_{\min}$  и  $\sigma_{\max}$ . Их отношение называется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}. \quad (11.1)$$

В случае, когда  $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$ ,  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -\sigma_{\max} / \sigma_{\min} = -1$ , цикл называется симметричным (рис. 11.3, а). Во всех остальных случаях цикл называется асимметричным (см. рис. 11.2). Если  $\sigma_{\min} = 0$ ,  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0$ , цикл называется отнулевым (рис. 11.3, б). Циклы, имеющие одинаковые коэффициенты асимметрии, называются подобными.

Любой цикл переменных напряжений характеризуется следующими параметрами: максимальным  $\sigma_{\max}$  и минимальным  $\sigma_{\min}$  напряжениями; средним напряжением цикла  $\sigma_m$  и амплитудой напряжений цикла  $\sigma_a$ . Среднее напряжение цикла  $\sigma_m$  — это алгебраическая полусумма максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

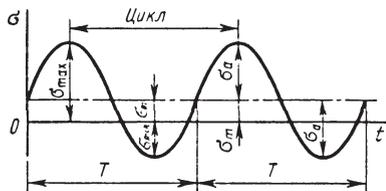
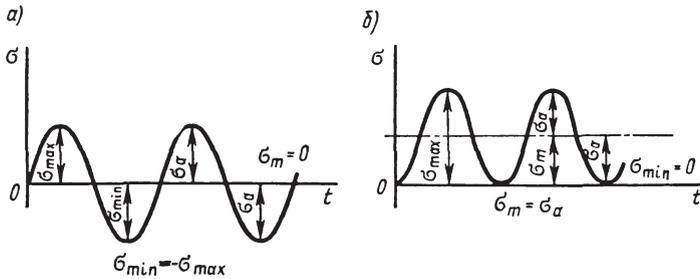


Рис. 11.2. Цикл напряжения

При симметричном цикле напряжений



**Рис. 11.3. Циклы напряжений:**  
*a* – симметричный; *б* – отнулевой

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} + (-\sigma_{\max})) / 2 = 0. \quad (11.2)$$

При отнулевом цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} / 2. \quad (11.3)$$

Амплитуда напряжений цикла  $\sigma_a$  – это алгебраическая полуразность максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} - (-\sigma_{\max})) / 2 = \sigma_{\max}. \quad (11.4)$$

При отнулевом цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} / 2. \quad (11.5)$$

В случае переменных касательных напряжений остаются в силе все приведенные выше определения и соотношения с заменой  $\sigma$  на  $\tau$ .

### **Факторы, влияющие на предел выносливости**

При расчете деталей правильной цилиндрической или призматической формы напряжения в поперечных сечениях определяются по формулам:  $\sigma = F/A$  – при растяжении;  $\sigma = M_{из}/W_z$  – при изгибе;  $\tau = M_{кр}/W_p$  – при кручении. Эти напряжения называют номинальными. В большинстве случаев детали машин имеют сложную форму. Это не позволяет ограничиваться расчетом их по номинальным напряже-

ниям, так как остается не выясненным вопрос о действительном напряженном состоянии детали.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в области резких изменений в форме деталей возникают местные напряжения, значительно превышающие номинальные. Явление возникновения местных напряжений принято называть **концентрацией** (т. е. сосредоточением) напряжений, а причины, их вызывающие (отверстия, надрезы, галтели, шпоночные пазы, кольцевые канавки, посадки деталей с натягом, шлицы, резьба и т. п.), — **концентраторами напряжений**.

На рис. 11.4, а показано распределение напряжений в поперечном сечении, проходящем через надрезы в растянутой пластине. Наибольшие напряжения  $\sigma_{\text{наиб}}$  возникают у краев надрезов, и они значительно превышают номинальные. Концентрация напряжений имеет резко выраженный местный характер, поскольку с удалением от концентратора напряжения быстро падают. Она зависит от вида и геометрических размеров концентратора (от толщины, ширины и глубины надрезов пластины). При изгибе ступенчатого вала (рис. 11.4, б) в зоне галтели возникает концентрация напряжений, значение которой зависит в первую очередь от

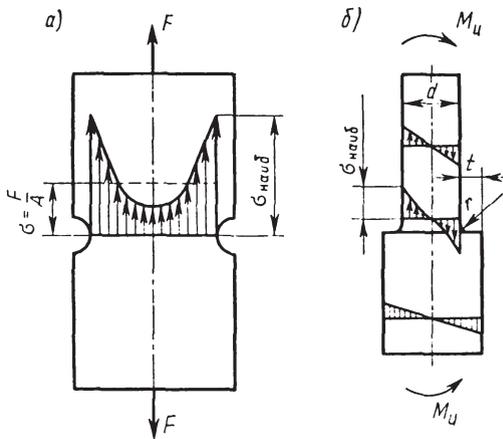
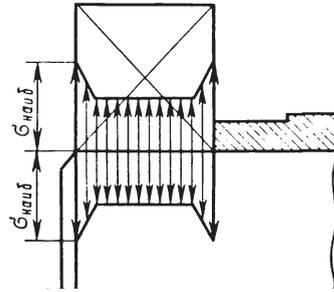


Рис. 11.4. Распределение напряжений

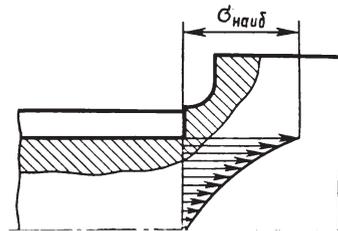
радиуса закругления  $r$ . При посадке подшипника качения на вал с натягом (рис. 11.5) в кольце подшипника и цапфе вала возникает концентрация напряжений. При этом наибольшее их значение будет у краев напрессованного кольца. На рис. 11.6 показана концентрация напряжений в зоне шпоночного пазы.

Влияние концентрации напряжений на прочность деталей зависит не только от геометрической формы концентратора, но и от характера нагружения материала. Прочность деталей из пластичных материалов при статическом нагружении практически не зависит от концентрации напряжений и при расчетах не учитывается. Это объясняется тем, что при увеличении нагрузки рост наибольших местных напряжений при достижении предела текучести  $\sigma_T$  приостанавливается вследствие местной текучести материала, а в остальной части поперечного сечения напряжения будут возрастать. Следовательно, пластичность материала способствует выравниванию напряжений. Когда напряжения достигнут  $\sigma_T$  по всему сечению, их распределение можно считать равномерным. Для хрупких материалов при статическом нагружении концентрация напряжений приводит к снижению прочности, так как отсутствует фактор, смягчающий влияние концентрации напряжений, а именно текучесть материала.

При переменных напряжениях концентрация напряжений снижает предел выносливости деталей как из пластичных, так и из хрупких материалов. Это объясняется тем, что



**Рис. 11.5. Концентрация напряжения в кольце подшипника и цапфе вала**



**Рис. 11.6. Концентрация напряжений в зоне шпоночного пазы**

Таблица 11.1

Источник концентрации напряжений	$K_\sigma$			$K_\tau$		
	$\sigma_B, \text{Н/мм}^2$					
	500	700	>700	500	700	>700
Галтель (см. рис. 11.4, б): при $t/r = 2$ и $r/d = 0,02$	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
при $t/r = 2$ и $r/d = 0,05$	1,75	1,9	2,1	1,6	1,6	1,7
Шпоночный паз	1,8/1,45	2/1,6	2,3/1,8	1,45	1,7	2,2
Шлицы прямоугольные	1,45	1,6	1,72	2,25	2,45	2,7

*Примечание.* В числителе даны значения  $K_\sigma$  для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, а в знаменателе — дисковой фрезой.

многократное изменение напряжений в зоне концентратора напряжений приводит к образованию и дальнейшему развитию трещины с последующим усталостным разрушением детали. Снижение предела выносливости при симметричном цикле напряжений оценивают *эффективным* (т. е. действительным) *коэффициентом концентрации напряжений*, который кроме геометрической формы деталей отражает свойства материала, или, как говорят, его чувствительность к местным напряжениям.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma$  ( $K_\tau$ ) определяется опытным путем и представляет собой отношение предела выносливости образца без концентрации напряжений  $\sigma_{-1}$  к пределу выносливости образца тех же размеров, но имеющего заданный концентратор напряжений  $\sigma_{-1d}$ :

$$K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1d}; \quad K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1d}.$$

Значения коэффициентов  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  приведены в табл. 11.1.

Так как концентрация напряжений значительно снижает предел выносливости, при конструировании деталей, работающих при переменных напряжениях, особенно важно выбрать также их формы, при которых не будет существенных концентраторов напряжений.

**Влияние абсолютных размеров детали.** Экспериментально установлено, что с увеличением абсолютных размеров поперечного сечения детали предел выносливости

Таблица 11.2

Деформации и материал	$K_d$ при диаметре вала $d$ , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистых сталей	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей и кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 11.3

Диаметр вала $d$ , мм	$K_\sigma / K_d$ при $\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>					$K_\tau / K_d$ при $\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>				
	500	700	800	900	1000	500	700	800	900	1000
30	2,5	3,0	3,25	3,5	3,75	1,9	2,2	2,35	2,5	2,65
50	3,05	3,65	3,96	4,3	4,6	2,25	2,6	2,78	3,07	3,26
100	3,3	3,95	4,25	4,6	4,9	2,4	2,8	2,95	3,2	3,34

снижается. Это объясняется тем, что с увеличением объема материала возрастает вероятность наличия в нем неоднородностей старения (шлаковые и газовые включения, дефектные зерна и т. п.), это приводит к появлению очагов концентрации напряжений.

Снижение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров поперечного сечения  $K_d$ , представляющим собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1d}(\tau_{-1d})$  образца заданного диаметра  $d$  к пределу выносливости  $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$  геометрически подобного (диаметром 7,5 мм) лабораторного образца:

$$K_d = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1}; K_d = \tau_{-1d} / \tau_{-1}.$$

При изгибе и кручении коэффициенты  $K_d$  равны. Их значения приведены в табл. 11.2.

В местах посадки деталей с натягом [подшипников качения (см. рис. 11.5), зубчатых колес и др.] влияние абсолютных размеров поперечного сечения вала на снижение предела выносливости оказывается более резким. В этом случае для оценки концентрации используют отношения  $K_\sigma / K_d$  и  $K_\tau / K_d$  (табл. 11.3).

### **Влияние качества обработки поверхностей деталей.**

При статических нагрузках качество обработки рабочих поверхностей деталей оказывает незначительное влияние на

Таблица 11.4

Среднее арифметическое отклонение профиля, мкм	$K_F$ при $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>			
	500	700	900	1200
0,1–0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8–3,2	0,95	0,9	0,81	0,8

их прочность. При циклических нагрузках разрушение деталей связано с развитием усталостных трещин, возникающих в поверхностном слое. Развитию этих трещин способствует образовавшаяся в результате механической обработки детали шероховатость поверхности в виде рисок, царапин, следов резца и т. п., которые являются концентраторами напряжений. С увеличением шероховатости поверхности предел выносливости снижается, что учитывается коэффициентом влияния шероховатости поверхности  $K_F$ , представляющим собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1F}(\tau_{-1F})$  образца с данной шероховатостью поверхности к пределу выносливости  $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$  образца с поверхностью не грубее  $R_a = 0,32$  мкм (полирование пастой):

$$K_F = \sigma_{-1F} / \sigma_{-1}; K_F = \tau_{-1F} / \tau_{-1}.$$

Коэффициенты  $K_F$  при изгибе и кручении примерно равны. Их значения приведены в табл. 11.4.

При одновременном воздействии на детали циклических нагрузок и коррозионной среды возникает явление более интенсивного накопления усталостных повреждений, называемое коррозионной усталостью. Предел выносливости вследствие влияния коррозионной среды снижается в три раза и более.

**Влияние поверхностного упрочнения.** Повышение прочности поверхностного слоя и появление в нем остаточных напряжений сжатия, препятствующих образованию усталостной трещины, достигается дробеструйным деформационным упрочнением, накатыванием роликами и шариками, поверхностной закалкой и нагревом ТВЧ, химико-термической обработкой, лазерной обработкой и др. В результате поверхностного упрочнения в ряде случаев предел выносливости повышается в 2–3 раза и более, что является

мощным средством повышения долговечности машин при одновременном снижении их массы. Наибольший эффект поверхностное упрочнение дает для деталей, имеющих заметную концентрацию напряжений. Повышение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния поверхностного упрочнения  $K_v$ , представляющим собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1\text{упр}}$  упрочненного образца к пределу выносливости  $\sigma_{-1}$  неупрочненного образца:

$$K_v = \sigma_{-1\text{упр}} / \sigma_{-1}.$$

Значения коэффициента  $K_v$  приведены в табл. 11.5.

Общие коэффициенты концентрации напряжений (коэффициенты снижения предела выносливости)  $(K_\sigma)_D$  и  $(K_\tau)_D$  для рассматриваемого сечения детали определяют с использованием приведенных выше данных по формулам

$$(K_\sigma)_D = (K_\sigma / K_d + 1 / K_F - 1) / K_v, \quad (11.6)$$

$$(K_\tau)_D = (K_\tau / K_d + 1 / K_F - 1) / K_v. \quad (11.7)$$

Пределы выносливости  $(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  конкретной детали связаны с пределами выносливости  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  стандартного образца зависимостями

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_\sigma)_D; (\tau_{-1})_D = \tau_{-1} / (K_\tau)_D. \quad (11.8)$$

При действии в расчетном сечении нескольких концентраторов напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим отношением  $K_\sigma / K_d$  или  $K_\tau / K_d$ ).

Таблица 11.5

Вид упрочнения	$\sigma_v$ сердцевины, Н/мм <sup>2</sup>	$K_v$		
		для гладких валов	$K_\sigma \leq 1,5$	$K = 1,8 \div 2,0$
Закалка с нагревом	$(6-8)10^2$	1,5–1,7	1,6–1,7	2,4–2,8
ТВЧ	$(8-10)10^2$	1,3–1,5	—	—
Дробеструйное деформационное упрочнение	$(6-15)10^2$	1,1–1,25	1,5–1,6	1,7–2,1
Накатка роликом		1,1–1,3	1,3–1,5	1,6–2,0

## Определение коэффициента запаса прочности

Расчеты на прочность при переменных напряжениях в большинстве случаев выполняют как проверочные. При этом расчет производят в форме проверки расчетного (действительного) коэффициента запаса прочности  $s$  для каждого из предположительно опасных сечений детали и сравнения его с допускаемым значением  $[s]$  для данной конструкции, причем должно выполняться условие прочности

$$S \geq [s].$$

В случае сочетания основных деформаций (например, изгиба и кручения) *расчетный коэффициент запаса* в опасном сечении определяют по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (11.9)$$

где  $s_\sigma$  и  $s_\tau$  — коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a}, \quad (11.10)$$

здесь  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  — амплитуды циклов напряжений при изгибе и кручении с заменой  $\sigma_a$  на  $\tau_a$  и  $\sigma_{\max}$  на  $\tau_{\max}$ ;

$$\sigma_a = M_{\text{и}} / W_{\text{ос}}; \quad \tau_a = \tau_{\max} / 2 = M_{\text{к}} / (2W_p),$$

где  $W_{\text{ос}}$  — осевой момент сопротивления изгибу сечения «нетто»;  $W_p$  — полярный момент сопротивления кручению сечения «нетто».

Выбор значений  $[s]$  является очень ответственной задачей. Значение  $[s]$  оказывает большое влияние на габариты и массу (масса детали пропорциональна  $[s]$ ) проектируемых изделий и, следовательно, на их стоимость и эксплуатационные расходы. С уменьшением  $[s]$  снижается масса изделий, но увеличивается возможность отказов — снижается надежность. В качестве ориентировочных можно рекомендовать следующие значения: для стальных деталей  $[s] = 1,3 \div 2,1$ ; для чугунных —  $[s] = 2,0 \div 2,4$ .

## Контактная прочность и контактные напряжения

Работоспособность фрикционных, зубчатых и червячных передач, подшипников качения и многих других узлов и механизмов машин определяется прочностью рабочих поверхностей деталей, или, как принято говорить, контактной прочностью. В этом случае разрушение рабочих поверхностей деталей вызывается действием контактных напряжений  $\sigma_H$ . Контактными называют *напряжения, возникающие в месте контакта двух деталей, когда размеры площадки контакта малы по сравнению с размерами деталей* (сжатие двух шаров, двух цилиндров и т. п.).

При отсутствии нагрузки две детали могут соприкасаться в точке или по линии, т. е. иметь *первоначальный точечный контакт* [контакт двух шаров (рис. 11.7, а), шариков и колец подшипников и т. п.] или *первоначальный линейный контакт* [контакт двух цилиндров (рис. 11.7, б), контакт зубьев колес и т. п.]. Под действием нагрузки соприкасающиеся детали деформируются и первоначальный контакт переходит в контакт по весьма узкой площадке с высокими контактными напряжениями  $\sigma_H$ . Например, в случае контакта двух цилиндров длиной  $b$  и радиусами  $r_1$  и  $r_2$  с параллельными осями, сжатых силой  $F$ , площадка контакта имеет вид узкой полоски (рис. 11.8). При этом точки наибольших контактных напряжений располагаются по средней линии полосы контакта. Значение этих напряжений вычисляют по формуле Герца

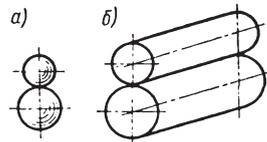


Рис. 11.7. Точечный и линейный контакты

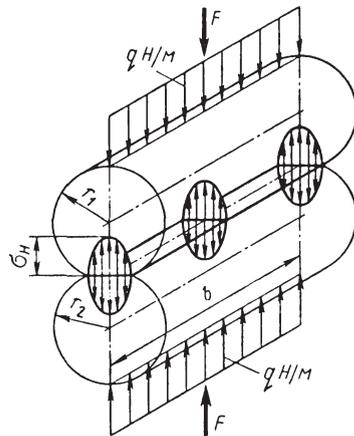


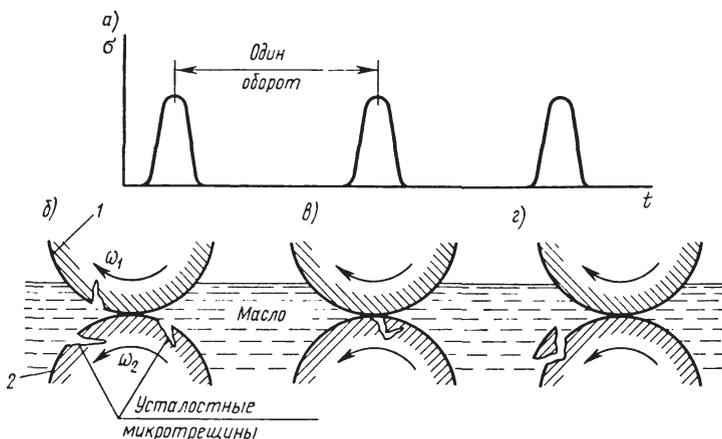
Рис. 11.8. Контактные площадки

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (11.11)$$

где  $q = F/b$  — нагрузка на единицу длины контактной линии;  $1/\rho_{np} = 1/r_1 + 1/r_2$ , откуда  $\rho_{np} = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$  — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей;  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы кривизны в точках контакта. Если поверхность одного цилиндра вогнутая (внутренний контакт), то  $\rho_{np} = r_1 r_2 / (r_1 - r_2)$ ;  $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$  — приведенный модуль упругости;  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов цилиндров. Если цилиндры из одинаковых материалов, то  $E_{np} = E_1 = E_2 = E$ ;  $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Формула (11.11) представляет собой практический интерес, так как является исходной при расчете фрикционных, зубчатых и червячных передач на контактную прочность.

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу (рис. 11.9, а). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Длительное действие переменных контактных напряжений всегда вызывает усталость рабочих поверхностей деталей. В поверхностном слое возникают усталостные микротрещины. Если детали работают в масле, то оно проникает в трещины (рис. 11.9, б). Попадая в зону контакта, трещина закрывается (рис. 11.9, в), а находящееся в ней масло испытывает высокое давление, что способствует развитию (расширению и углублению) трещины. И так повторяется до тех пор, пока не произойдет выкрашивания частицы металла, нависающего под трещиной (рис. 11.9, г). В результате выкрашивания на поверхности детали появляются мелкие раковины-ямки, едва заметные сначала и достигающие значительных размеров (например, 2—3 мм в поперечнике) в процессе развития. Такой вид разрушения рабочих поверхностей деталей называется



**Рис. 11.9. Контактные напряжения**

усталостным выкрашиванием (повреждением). Подобные повреждения имеют место у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения. Усталостное выкрашивание не наблюдается, если выполняется условие прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (11.12)$$

где  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  — расчетное и допустимое контактные напряжения. Значения  $[\sigma_H]$  в основном выбирают в зависимости от твердости рабочих поверхностей деталей. Качение контактирующих поверхностей, как правило, сопровождается их относительным скольжением. Экспериментально установлено, что при качении со скольжением цилиндры 1 и 2 (рис. 11.9, б) обладают различным сопротивлением усталости. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения (силы трения сдвигают металл). При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещины опережающего цилиндра 1 и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшим сопротивлением усталости (быстрее разрушается).

## Расчет сварных соединений

**Расчет на прочность сварных соединений при осевом нагружении.** В соответствии с конструкцией сварного соединения назначают все размеры шва, а затем выполняют проверочный расчет на прочность в предположении равномерного распределения напряжений по длине и сечению шва. Если результаты расчета оказываются неудовлетворительными, вносят соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

**Стыковые соединения.** Стыковые швы рассчитывают на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Длина сварного шва  $l_{ш}$  равна ширине соединяемых полос  $b$  (рис. 11.10). Условие прочности шва на растяжение

$$\sigma'_p = F / (sl_{ш}) \leq [\sigma'_p], \quad (11.13)$$

где  $F$  — растягивающая сила;  $s$  — толщина шва;  $\sigma'_p$  и  $[\sigma'_p]$  — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва.

**Нахлесточные соединения.** Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная толщина шва  $k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ . Условие прочности шва на срез

$$\tau'_{ср} = F / (0,7kl_{ш}) \leq [\tau'_{ср}], \quad (11.14)$$

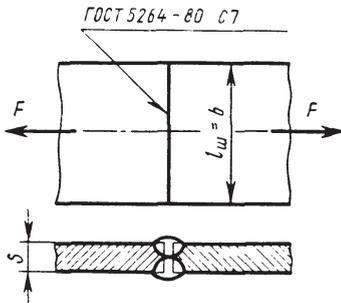


Рис. 11.10. Стыковые швы

где  $\tau'_{ср}$  и  $[\tau'_{ср}]$  — расчетное и допустимое напряжения среза для шва;  $l_{ш}$  — расчетная длина шва.

Длину углового лобового шва  $l_{л}$  обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длина углового флангового шва

$$l_{ф} = F / (2 \cdot 0,7k[\tau'_{ср}]). \quad (11.15)$$

На практике длину фланговых швов ограничивают условием  $l_{ф} \leq 50k$ , так как с увеличением

их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва. Из-за неизбежных дефектов сварки на концах шва минимальная длина угловых швов должна быть не менее 30 мм.

**Расчет углового комбинированного шва.** При расчете допускают, что все швы (фланговые и лобовой) нагружены одинаково и все они работают на срез. Тогда условие прочности шва на срез

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7k(2l_{\text{ф}} + l_{\text{л}})} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (11.16)$$

Некоторые особенности имеет расчет угловых фланговых швов, несимметрично расположенных относительно действия нагрузки. В этом случае расчет прочности производят с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к косынке приварен уголок стандартного профиля (рис. 11.11). Равнодействующая сила  $F$  проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам  $z_0$  и  $b - z_0$ :

$$F_1 / F_2 = (b - z_0) / z_0; \quad F_1 + F_2 = F,$$

откуда

$$F_1 = F(b - z_0) / b \text{ и } F_2 = Fz_0 / b. \quad (11.17)$$

Очевидно, исходя из условия равнопрочности длины швов в соединении должны быть пропорциональны силам,

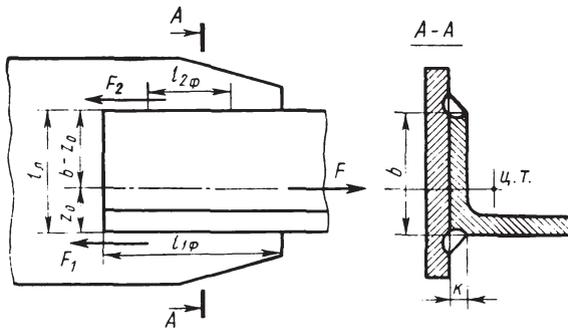


Рис. 11.11. Угловые фланговые швы

действующим на них, т. е.  $l_{1ф}/l_{2ф}=F_1/F_2$ , или обратно пропорциональны плечам  $z_0$  и  $b - z_0$ :

$$l_{1ф} / l_{2ф} = (b - z_0) / z_0. \quad (11.18)$$

**Допустимые напряжения.** Прочность сварных соединений, полученных контактным способом сварки, зависит от следующих факторов: качества основного материала; характера действующих нагрузок (статические или переменные); технологических дефектов сварки (шлаковые и газовые включения, непровары и т. п.); деформаций, вызываемых сваркой; различной структуры и свойств наплавленного и основного металла и др. Поэтому допустимые напряжения при расчете сварных соединений принимают пониженными, в долях от допустимых напряжений для основного металла. Нормы допустимых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке указаны в табл. 11.6.

Таблица 11.6

Способ сварки и марка электрода	Допустимые напряжения при		
	растяжении [ $\sigma'_p$ ]	сжатии [ $\sigma'_c$ ]	срезе [ $\tau'_{ср}$ ]
Автоматическая под флюсом и ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	[ $\sigma_p$ ]	[ $\sigma_p$ ]	0,65[ $\sigma_p$ ]
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50	0,9[ $\sigma_p$ ]	[ $\sigma_p$ ]	0,6[ $\sigma_p$ ]
<i>Примечание.</i> В таблице [ $\sigma_p$ ] – допустимое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2 [ $\sigma_p$ ] = 140 Н/мм <sup>2</sup> , для Ст3 [ $\sigma_p$ ] = 160 Н/мм <sup>2</sup> .			

Таблица 11.7

Характер нагрузки	$\nu$ для стыковых швов	$\nu$ для угловых швов
Переменная	1,0	—
Знакопеременная	$\frac{1}{(1 - F_{\min}) / (3F_{\max})}$	$\frac{1}{(4/3 - F_{\min}) / (3F_{\max})}$
<i>Примечание.</i> $F_{\min}$ и $F_{\max}$ – минимальная и максимальная силы, взятые со своими знаками.		

Если сварные соединения подвергаются переменным или знакопеременным нагрузкам, то следует допустимые напряжения, полученные по табл. 11.6, умножить на коэффициент  $\nu$ , значения которого приведены в табл. 11.7.

### **Расчет на прочность соединений с натягом**

Прочность соединений зависит от натяга, который принимают в соответствии с выбранной посадкой. Значение натяга, а следовательно, посадка соединения с натягом определяется в зависимости от требуемого контактного давления  $p$  на посадочной поверхности соединяемых деталей. Давление  $p$  должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних заданных сдвигающих сил и моментов. Контактные давления в направлении длины втулки изменяются по некоторой кривой, приближенной характер которой изображен на рис. 11.12. Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого металла от середины отверстия в обе стороны. Для уменьшения концентрации напряжений посадочную часть вала выполняют короче ступицы.

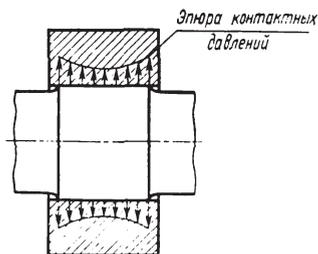
Расчет на прочность деталей соединения с натягом (рис. 11.12) основан на предположении о том, что контактные давления распространяются равномерно по поверхности контакта. Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий:

при нагружении соединения осевой силой  $F$  (рис. 11.13)

$$KF = f\pi dl p,$$

откуда требуемое давление на посадочной поверхности

$$p = KF / (f\pi dl); \quad (11.19)$$



**Рис. 11.12. Концентрация контактных давлений**

при нагружении соединения вращающим моментом  $M$  (рис. 11.13)

$$KM = f\pi dlp / 2,$$

откуда

$$p = \frac{2KM}{f\pi d^2 l}; \quad (11.20)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой  $F$  и вращающим моментом  $M$  (рис. 11.13)

$$K\sqrt{F^2 + (2M / d)^2} = f\pi dlp,$$

откуда

$$p = K\sqrt{F^2 + (2M / d)^2} / (f\pi dl), \quad (11.21)$$

где  $p$  — среднее контактное давление;  $K = 2 \div 4$  — коэффициент запаса сцепления деталей;  $d$  и  $l$  — диаметр и длина посадочной поверхности;  $f$  — коэффициент сцепления (трения). Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой  $f = 0,07$ ; при температурной сборке  $f = 0,14$ . Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая, то при сборке запрессовкой  $f = 0,05$ ; при температурной сборке  $f = 0,07$ .

Расчетный натяг цилиндрического соединения  $N_p$ , равный деформации деталей соединения, связан с контактным

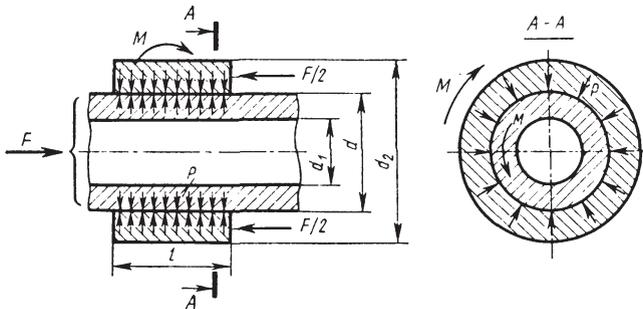


Рис. 11.13. Нагружение соединения осевой силой  $F$  и вращающим моментом  $M$

давлением  $p$  зависимостью Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов для расчета толстостенных полых цилиндров:

$$N_p = pd(C_1 / E_1 + C_2 / E_2),$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — коэффициенты жесткости;

$$C_1 = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} + \mu_2. \quad (11.22)$$

Здесь  $d_1$  — диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения  $d_1 = 0$ ) (рис. 11.13);  $d_2$  — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы);  $E_1$  и  $E_2$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы: для стали  $E = 2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\mu = 0,3$ , для чугуна  $E = 1,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\mu = 0,25$ , для бронзы  $E = 0,98 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\mu = 0,35$ .

При сборке соединения запрессовкой микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, происходит ослабление расчетного натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку  $u$  на обмятие микронеровностей

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}), \quad (11.23)$$

где  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей (шероховатостей) посадочных поверхностей. Для поверхностей деталей, соединенных с натягом, предпочтительное значение  $R_a$ : 3,2; 1,6; 0,8; 0,4 мкм.

Если соединение с натягом работает при температуре, отличной от температуры окружающей среды при сборке, и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового венца червячного колеса со стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку  $\Delta t$  на температурную деформацию:

$$\Delta t = d / [(t_2 - 20)\alpha_2] - (t_1 - 20)\alpha_1, \quad (11.24)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры деталей соединения в процессе работы, °С;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — температурные коэффициенты линейного

расширения материала деталей (для стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ; для чугуна  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ; для бронзы  $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ).

С учетом формул (11.23) и (11.24) получим зависимость для определения действительного натяга соединения  $N_d$ , необходимого для восприятия и передачи внешних нагрузок

$$N_d = N_p + u + \Delta_t. \quad (11.25)$$

По значению  $N_d$  подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг  $N_{\min} = ei - ES$  должен быть равен  $N_d$  или близок к нему.

Для соединений с натягом предпочтительны посадки:  $H7/p6$ ;  $H7/r6$ ;  $H7/s6$ , но рекомендуются и такие, как, например,  $H7/s7$ ;  $H7/u7$ ;  $H7/s7$ ;  $H7/u8$  и др.

На практике возможны случаи, когда выбранная посадка создает натяг значительно больше требуемого, который может вызвать разрушение или чрезмерные пластические деформации деталей соединения. Поэтому вал и ступицу необходимо проверять на прочность. Более напряженной является ступица, поэтому максимальное контактное давление, допускаемое ее прочностью по гипотезе наибольших касательных напряжений,

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2], \quad (11.26)$$

где  $\sigma_{T2}$  — предел текучести материала охватываемой детали (ступицы), Н/мм<sup>2</sup>. При этом максимально допустимый натяг для обеспечения прочности охватываемой детали (отсутствие пластической деформации)

$$[N]_{\max} = [p]_{\max} \frac{N_d}{p}. \quad (11.27)$$

Проверка на прочность ступиц стальных зубчатых колес не обязательна, поскольку во всех реальных случаях напряжения не превышают  $0,8\sigma_T$ .

Для выбранной посадки при сборке соединения запрессовкой определяют силу запрессовки

$$F_n = f_n \pi d l p_{\max}, \quad (11.28)$$

где  $p_{\max}$  — давление от наибольшего натяга  $N_{\max}$  выбранной посадки,  $p_{\max} = (N_{\max} - u)p/N_p$ ;  $f_{\text{п}}$  — коэффициент трения при запрессовке, который принимают для материалов сталь — сталь — 0,20, сталь — чугун — 0,14, сталь — бронза — 0,10.

При сборке соединения с использованием температурного деформирования определяют:

температуру нагрева охватываемой детали, °С,

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d\alpha}, \quad (11.29)$$

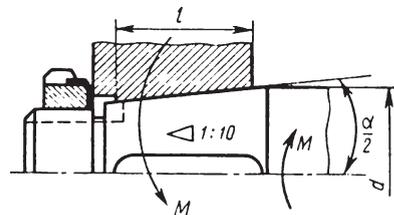
или температуру охлаждения охватываемой детали, °С,

$$t = 20 - \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d\alpha}, \quad (11.30)$$

где  $z_{\text{сб}}$  — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку, при  $d$  свыше 30 до 80 мм  $z_{\text{сб}} = 10$  мкм, при  $d$  свыше 80 до 180 мм  $z_{\text{сб}} = 15$  мкм.

Температура нагрева ступицы должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале, т. е. должна быть ниже температуры низкого отпуска. Для сталей допустимая температура нагрева  $[t] = 230\text{--}240$  °С, для бронз  $[t] = 150\text{--}200$  °С. В зависимости от требуемой температуры ступицу нагревают в воде (до 100° С), в масле (до 130° С), токами высокой частоты, в электрических или газовых печах. Вал охлаждают сухим льдом (температура испарения — 79° С) или жидким воздухом (температура испарения — 190° С). Охлаждение валов применяют ограниченно из-за возможности коррозии, так как холодный вал сразу покрывается инеем.

Конические соединения с натягом применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 11.14). На конических поверхностях с большей точностью обеспечивается контактное давление, которое создается в результате затяжки гайки. В отличие от цилиндрическо-



**Рис. 11.14.** Конические соединения с натягом

го это соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это обеспечивает получение большого числа повторныхборок. Благодаря этим достоинствам область применения конических соединений расширяется за счет замены соединений с цилиндрическими поверхностями.

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом  $\alpha/2 = 2^{\circ}51'40''$ ; отношение длины к диаметру  $l/d = 1,0-1,5$ ; коэффициент запаса сцепления деталей  $K = 1,3-1,5$ . Расчеты конических соединений с натягом аналогичны расчетам цилиндрических.

### Расчет на прочность резьбовых соединений

Виды разрушения резьбовых крепежных деталей: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); отрыв головки и др. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию равнопрочности по критериям, соответствующим указанным разрушениям, то обычно их расчет ограничивается расчетом по

одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части стержня на растяжение. При этом определяют расчетный диаметр резьбы

$$d_p \approx d - 0,94p, \quad (11.31)$$

где  $d$  и  $p$  — наружный диаметр и шаг резьбы.

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы, по стандарту.

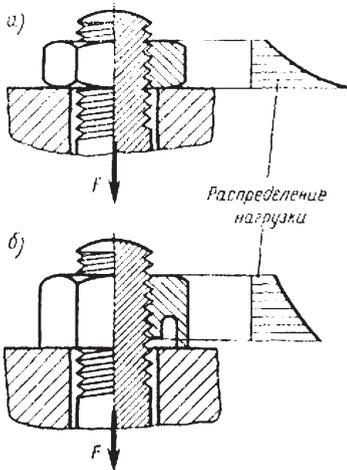


Рис. 11.15. Резьбовые соединения

Стандартная высота гайки исключает необходимость расчета на прочность ее резьбы. Однако следует считать-ся с неравномерным распределением осевой силы  $F$  по виткам резьбы гайки. Сила  $F$ , растягивающая болт и сжимающая гайку (рис. 11.15, а), вызывает различные деформации витков резьбы: наибольшие в нижней части гайки и наименьшие в верхней части. Соответственно деформациям перераспределяются и силы, приходящиеся на каждый из витков. Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы гайки была решена проф. Н.Е. Жуковским в 1902 г. и в дальнейшем подвержена экспериментальным исследованиям. Для гайки из 10 витков на первый виток резьбы приходится  $0,34F$ , на второй —  $0,23F$ , на десятый —  $0,01F$ . По этой причине число витков в гайке не должно превышать десяти, так как одиннадцатый виток совсем не нагружается. В ответственных соединениях для более равномерного распределения нагрузки между витками резьбы гайки меняют ее форму, увеличивая податливость вблизи первых витков. Хорошие результаты для гайки, испытывающей сжатие, дает форма, изображенная на рис. 11.15, б.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

**Болт нагружен только внешней растягивающей силой  $F$  (без начальной затяжки).** Примером служит болтовое соединение грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 11.16). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика крюка и зафиксирована от самоотвинчивания шплинтом. Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Расчет сводится к определению расчетного диаметра  $d_p$  резьбы из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = F / A = 4F / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_r].$$

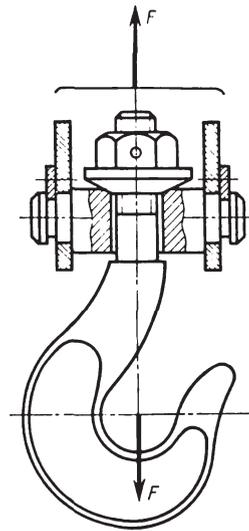


Рис. 11.16. Грузоподъемный крюк

Откуда

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F / [\sigma_p]}, \quad (11.32)$$

где  $[\sigma_p]$  – допустимое напряжение на растяжение для болта. В этом случае нагружение для болтов из углеродистой стали рекомендуется  $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$ .

**Пример.** Определить диаметр резьбы болта хвостовика грузоподъемного крюка, нагруженного силой  $F = 30$  кН, изготовленного из стали Ст3, для которой предел текучести  $\sigma_T = 240$  Н/мм<sup>2</sup>.

*Решение.* 1. Допустимое напряжение при растяжении  $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144$  Н/мм<sup>2</sup>.

2. Расчетный диаметр резьбы болта по формуле (11.32)

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F / [\sigma_p]} = 1,13 \sqrt{30 \cdot 10^3 / 144} = 16,3 \text{ мм.}$$

По справочнику принимаем резьбу М20 с шагом  $p = 2,5$  мм, для которой  $d_p \approx d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65$  мм.

**Болтовое соединение нагружено осевой силой.** 1. Болт затянут силой  $F_0$  без внешней осевой нагрузке. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 11.17) и др. Стержень болта испытывает совместное действие растяжения и кручения, т. е. растягивается осевой силой  $F_0$  от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе  $M_1$ , где  $F$  принимают равной осевой силе  $F_0$ .

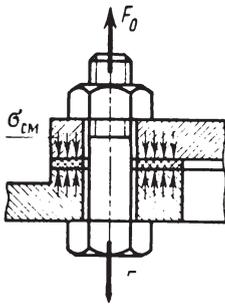


Рис. 11.17. Болт

тывает совместное действие растяжения и кручения, т. е. растягивается осевой силой  $F_0$  от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе  $M_1$ , где  $F$  принимают равной осевой силе  $F_0$ .

Нормальное напряжение от осевой силы  $F_0$

$$\sigma = 4F_0 / (\pi d_p^2). \quad (11.33)$$

Касательное напряжение, вызванное моментом,

$$\tau = M_1 / W_p = M_1 / (0,2d_p^3). \quad (11.34)$$

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению  $\sigma_3$ . По гипотезе энергии формоизменения  $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ . Вычисления показывают, что для стандартной метрической резьбы  $\sigma_3 \approx 1,3\sigma$ .

С учетом выражения (11.33) получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_3 = 1,3 \cdot 4F_0 / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]. \quad (11.35)$$

Таким образом, расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, но по увеличенной в 1,3 раза силе  $F_0$ . Из выражения (11.35) получим формулу проектировочного расчета

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{F_0 / [\sigma_p]}. \quad (11.36)$$

Требуемое значение осевой силы  $F_0$  выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчетом и практикой установлено, что болты малых диаметров *M6–M12* можно легко разрушить при недостаточно квалифицированной затяжке. Например, болт с резьбой *M6* разрушается при приложенной к ключу силе 45 Н, а болт с резьбой *M12* — при силе 180 Н. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуется применять болты диаметром меньше *M8*.

2. Болт затянут с дополнительной осевой нагрузкой. Это болты для крепления крышек резервуаров для газа или жидкости, нагруженные давлением выше атмосферного, болты подшипниковых узлов и т. п. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка (не допустить появления зазора) под нагрузкой. Эта задача решается с учетом деформации деталей соединения.

На рис. 11.18, *а* показано соединение без затяжки болта (исходное положение). Дадим соединению предварительную затяжку силой  $F_0$  (рис. 11.18, *б*). Тогда в результате упругой деформации соединения болт растягивается на величину  $\Delta L_0$ , а детали сжимаются на  $\Delta L_d$ . Представим резуль-

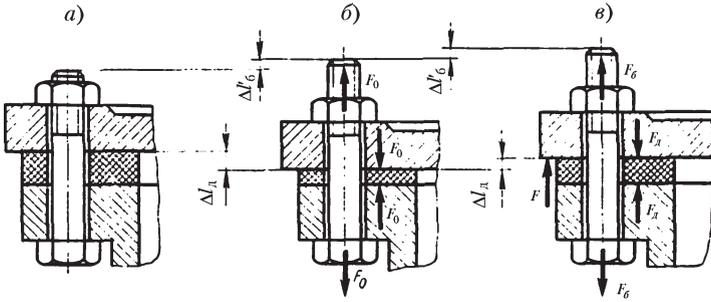


Рис. 11.18. Типы соединений болтом

таты предварительной затяжки с помощью упругих деформаций растяжения болта и сжатия деталей (рис. 11.19, а).

Когда появится внешняя растягивающая нагрузка  $F$  (рис. 11.18, в), болт дополнительно удлинится на  $\Delta l'_0$ , а сжатие деталей уменьшится на  $\Delta l'_д$ . При этом только часть силы  $F$ , равная  $\chi F$  (рис. 11.19, б), будет дополнительно растягивать болт на величину  $\Delta l'_0$ , а остальная часть силы  $F$ , равная  $(1 - \chi)F$ , уменьшит прижатие деталей на  $\Delta l'_д$ . Теперь болт будет растягиваться силой  $F_0$ , а детали — сжимаются силой  $F_д$ .

Сила  $F_0$  — суммарная нагрузка на затянутый болт:

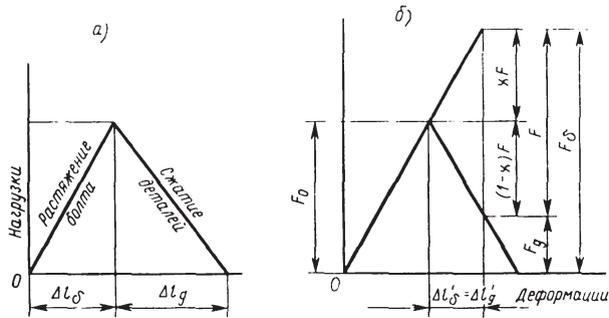
$$F_0 = F_0 + \chi F. \quad (11.37)$$

Сила  $F_д$  — остаточная сила затяжки от одного болта:

$$F_д = F_0 - (1 - \chi)F, \quad (11.38)$$

где  $\chi$  — коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки  $F$  воспринимается болтом (учитывает податливость болта и соединяемых деталей). Величина  $\chi$  определяется по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей ( $\Delta l'_0 = \Delta l'_д$ ).

Точный расчет коэффициента  $\chi$  сложен, а так как на практике величину затяжки болтов в большинстве случаев не контролируют, то смысл точного расчета теряется. При приближенных расчетах принимают: для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок  $\chi = 0,2-0,3$ ; для соединений тех же деталей, но с



**Рис. 11.19.** Нагрузки, действующие на болт

упругими прокладками (резина, полиэтилен, асбест и др.)  $\chi = 0,4-0,5$ .

Минимальную силу предварительной затяжки болта  $F_{0\min}$ , обеспечивающую нераскрытие стыка деталей, определяют по предельному случаю, когда остаточная сила затяжки  $F_d = 0$ , по формуле (11.38)

$$0 = F_{0\min} - (1 - \chi)F \text{ или } F_{0\min} = (1 - \chi)F.$$

Практически предварительная затяжка болта  $F_0$  должна быть больше  $F_{0\min}$ . Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей (невозможности образования зазора) принимают

$$F_0 = K_3(1 - \chi)F, \quad (11.39)$$

где  $K_3$  — коэффициент запаса предварительной затяжки; в соединениях без прокладок при постоянной нагрузке  $K_3 = 1,25-2$ ; при переменной —  $K_3 = 2,0-4$ . По условиям герметичности в соединениях с прокладками коэффициент  $K_3$  рекомендуется повышать до 5. Заменяв в выражении (11.37) значение  $F_0$  по зависимости (11.39), окончательно получим

$$F_6 = K_3(1 - \chi)F + \chi F. \quad (11.40)$$

В расчете на прочность влияние крутящего момента при затяжке учитывается коэффициентом 1,3, который вводится в формулу (11.40). Если болт затягивается только предварительно, то значение крутящего момента пропорционально

$F_0$  и коэффициент 1,3 необходимо отнести к первому слагаемому формулы (11.40), а расчетная сила затяжки болта

$$F_p = 1,3K_3(1-\chi)F + \chi F,$$

или

$$F_p = [1,3K_3(1-\chi) + \chi]F. \quad (11.41)$$

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Расчетные формулы:

$$\begin{aligned} \sigma &= 4F_p / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]; \\ d_p &\geq 1,13\sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \end{aligned} \quad (11.42)$$

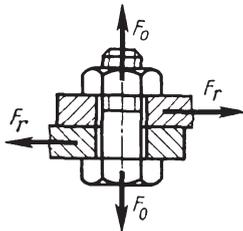
Если болт под нагрузкой затягивается дополнительно, то значение крутящего момента пропорционально  $F_0$ , т. е. коэффициент 1,3 относят к суммарной нагрузке на затянутый болт:

$$F_p = 1,3[K_3(1-\chi) + \chi]F. \quad (11.43)$$

Расчетные формулы

$$\begin{aligned} \sigma_s &= 1,3 \cdot 4F_p / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]; \\ d_p &\geq 1,3\sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \end{aligned} \quad (11.44)$$

**Болтовое соединение нагружено поперечной силой.** 1. Болт поставлен с зазором (рис. 11.20). Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей соединения силой  $F_0$ , достаточной



для создания силы трения  $fF_0$  между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила  $F_r$  непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на растяжение по силе затяжки  $F_0$ . Необходимую силу  $F_0$  определяют из условия  $fF_0 = F_r$ , откуда  $F_0 = F_r/f$  или

Рис. 11.20. Болт поставлен с зазором

$$F_0 = KF_r / (ifz), \quad (11.45)$$

где  $K = 1,4-2$  — коэффициент запаса по сдвигу деталей;  $i = 1-2$  — число стыков, т. е. плоскостей среза;  $f = 0,15-0,20$  — коэффициент трения для чугунных и стальных деталей;  $z$  — число болтов. При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Влияние кручения при затяжке болта учитывают увеличением силы  $F_0$  в 1,3 раза. Прочность болта оценивается эквивалентным напряжением по формуле (11.35). Расчетные формулы:

$$\sigma_s = \frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi d_p^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF_r}{\pi d_p^2 ifz} \leq [\sigma_p]; \quad (11.46)$$

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{ifz[\sigma_p]}}$$

В случае сдвига деталей болт стал бы испытывать изгиб (рис. 11.21), что недопустимо. Поэтому для разгрузки болта от поперечной силы, а следовательно, уменьшения диаметра болта применяют различные устройства (рис. 11.22). При использовании разгрузочного устройства диаметр болта обычно принимают конструктивно.

2. Болт поставлен без зазора (рис. 11.23). Затяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта  $d_0$  больше диаметра нарезаемой части на 1–1,5 мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

Формулы проверочного и проектировочного расчетов болта на срез

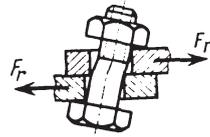


Рис. 11.21. Изгиб болта в случае сдвига деталей

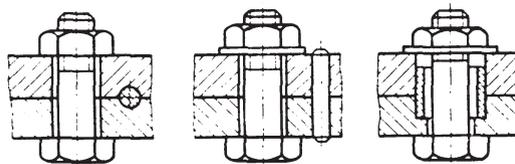


Рис. 11.22. Устройства, применяемые для разгрузки болта от поперечной силы

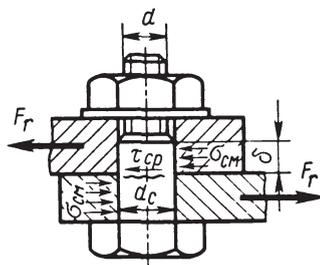


Рис. 11.23. Болт поставлен без зазора

$$\tau_{\text{сп}} = 4F_r / (\pi d_0^2 i z) \leq [\tau_{\text{сп}}]; \quad (11.47)$$

$$d_0 \geq 1,13 \sqrt{F_r / (i z [\tau_{\text{сп}}])},$$

где  $i = 1..2$  — число плоскостей среза болта;  $z$  — число болтов.

Формула проверочного расчета на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = F_r / (d_0 \delta) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (11.48)$$

где  $\delta$  — наименьшая толщина соединяемых деталей, передающих нагрузку в одну сторону.

Сравнивая нагрузочную способность болтов, следует отметить, что 10 болтов, поставленных с зазором при коэффициенте трения  $f = 0,17$ , можно заменить одним болтом того же диаметра, поставленным без зазора. Однако резьбовые соединения болтами, поставленными без зазора, значительно дороже из-за сложности технологии изготовления.

### Расчет шпоночных соединений

Расчитывают шпонку как наиболее слабую деталь соединения. Размеры стандартных шпонок подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным расчетом их является проверочный расчет на смятие.

*Расчет призматической шпонки* (рис. 11.24). Размеры сечений шпонки (ширину  $b$  и высоту  $h$ ), глубину паза вала  $t_1$  выбирают в зависимости от диаметра  $d$  вала по ГОСТ 23360—78 (табл. 11.8). Длину шпонки конструктивно принимают на 5—10 мм меньше длины ступицы, согласовывают со стандартом и проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = F_t / A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где  $F_t = 2M/d$  — окружная сила, передаваемая шпонкой;  $A_{\text{см}} = (h-t_1)l_p$  — площадь смятия. Следовательно,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (11.49)$$

где  $M$  — передаваемый вращающийся момент;  $i_p$  — рабочая длина шпонки.

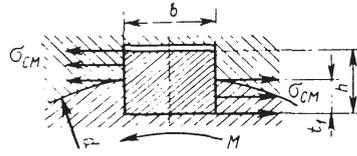
*Расчет сегментных шпонок.* Размеры сечений шпонки (ширину  $b$  и высоту  $h$ ), длину шпонки  $l$  и глубину паза вала  $t_1$  выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 24071—80. Сегментные шпонки, так же как и призматические, проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h-t_1)l} \leq [\sigma_{см}]. \quad (11.50)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез. Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{ср} = 2M / (dbl) \leq [\tau_{ср}]. \quad (11.51)$$

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то применяют две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом  $180^\circ$ , сегментные — вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал и ступицу, а также связана с технологическими затруднениями. В таких случаях шпонки заменяют шлицевыми соединениями.

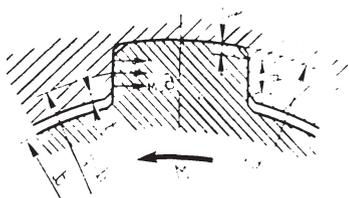


**Рис. 11.24.** Призматическая шпонка

*Таблица 11.8*

Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$ , мм	$h$ , мм	вала $t_1$ , мм	ступицы $t_2$ , мм
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
» 30 » 38	10	8	5	3,3
» 38 » 44	12	8	5	3,3
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6	4,3
» 58 » 65	18	11	7	4,4

*Примечание.* Длины шпонок  $l$  выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ..., 500.



**Рис. 11.25. Смятие шпонки**

## **Расчет шлицевых прямоугольных соединений**

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей шлицев смятию и изнашиванию. Число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра вала по таблицам стандартов. Длина шлицев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная, то ходом ее перемещений. Расчет шлицевых соединений производят обычно как проверочный, предполагая равномерное распределение нагрузки между шлицами и по их длине.

*Расчет на смятие* (рис. 11.25). Условие прочности

$$\sigma_{\text{см}} = M / (S_F l) \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (11.52)$$

где  $M$  — передаваемый вращающий момент;  $S_F$  — удельный (на единицу длины) суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала;  $l$  — рабочая длина шлицев.

*Расчет на изнашивание.* Условие прочности

$$\sigma_{\text{изн}} = M / (S_F l) \leq [\sigma_{\text{изн}}]$$

$$\text{или } \sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{изн}}]. \quad (11.53)$$

Размеры шлицевых соединений в основном определяют прочностью и жесткостью валов, поэтому напряжения на рабочих поверхностях могут быть значительно ниже допустимых. Если же расчетное значение  $\sigma_{\text{см}}$  или  $\sigma_{\text{изн}}$  превышает  $[\sigma_{\text{см}}]$  или  $[\sigma_{\text{изн}}]$  более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы  $l$  или принимают другую серию и повторяют расчет.

## **Передачи**

**Основные характеристики передачи:** мощность  $P_1$  на ведущем и  $P_2$  ведомом валах, кВт; угловая скорость  $\omega_1$  веду-

щего и  $\omega_2$  ведомого валов, рад/с или частота вращения  $n_1$ , ведущего и  $n_2$  ведомого валов, об/мин ( $\text{мин}^{-1}$ ). Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для выполнения проектировочного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики: *коэффициент полезного действия* (КПД) передачи

$$\eta = P_2 / P_1; \quad (11.54)$$

*окружная скорость* ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = \omega d / 2 = \pi n d / 60, \quad (11.55)$$

где  $d$  — диаметр колеса, шкива и др., м. При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т. е.  $v_1 = v_2$ ; *окружная сила передачи*, Н,

$$F_t = P / v = 2M / d, \quad (11.56)$$

где  $P$  — мощность, Вт;  $v$  — окружная скорость, м/с. На ведомом колесе направление силы  $F_t$  совпадает с направлением вращения, а на ведущем — противоположно ему; *вращающий момент*, Н · м,

$$M = P / \omega = F_t d / 2. \quad (11.57)$$

Вращающий момент на ведущем валу  $M_1 = P_1 / \omega_1$  — это момент движущих сил, и его направление совпадает с направлением вращения вала; момент на ведомом валу  $M_2 = P_2 / \omega_2$  — это момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

При расчете передач часто пользуются зависимостью между вращающими моментами на валах. Эту зависимость получим, разделив выражение момента  $M_2$  на  $M_1$ .

$$M_2 / M_1 = (P_2 / P_1) \omega_1 / \omega_2 = \eta u, \quad (11.58)$$

где  $u$  — передаточное число.

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (11.59)$$

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей или частот вращения ведущего и ведомого звеньев. В дальнейшем передаточное отношение для всех типов передач будем условно называть передаточным числом и обозначать через  $u$ . При  $v_1 = v_2$  или  $\omega_1 d_1 / 2 = \omega_2 d_2 / 2$  получим передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 \text{ или } u = n_1 / n_2. \quad (11.60)$$

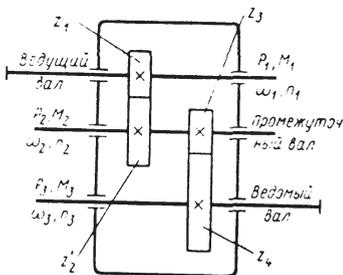
Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость, передаточное число

$$u = z_2 / z_1, \quad (11.61)$$

где  $z_1$  — число зубьев шестерни (зубчатое колесо с меньшим числом зубьев);  $z_2$  — число зубьев колеса (зубчатое колесо с большим числом зубьев).

Передачи для повышения угловой скорости ( $u < 1$ ) называют мультипликаторами или ускорителями. Примерами подобных передач являются передачи в приводе сепараторов, центрифуг, исполнительные органы которых имеют угловую скорость выше угловой скорости двигателя ( $\omega_2 > \omega_1$ ). Передачи для понижения угловой скорости исполнительного органа ( $u > 1$ ) называют редукторами. Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как угловая скорость исполнительного механизма, как правило, меньше угловой скорости двигателя ( $\omega_2 < \omega_1$ ).

В зависимости от устройства передачи передаточное число может быть постоянным или переменным — регулируемым



**Рис. 11.26.** Двухступенчатый редуктор

в определенных пределах по ступенчатому (коробки скоростей с зубчатыми колесами и т. п.) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону. Передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п. Передачи бесступенчатого

регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют ограниченное распространение.

Если одной парой зубчатых колес нельзя обеспечить требуемое передаточное число, то применяют ряд последовательно соединенных одноступенчатых передач, так называемую многоступенчатую передачу. На рис. 11.26 показана двухступенчатая зубчатая передача (двухступенчатый редуктор). Ее общее передаточное число  $u_{\text{общ}} = (z_2/z_1)(z_4/z_3) = u_1 u_2$  или

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (11.62)$$

где  $u_1, u_2 \dots u_n$  — передаточные числа каждой ступени.

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (11.63)$$

где  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  — КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и др.), а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты).

### **Фрикционные передачи**

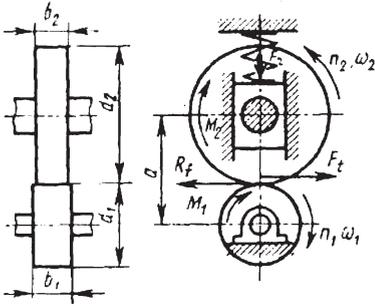
Фрикционная передача относится к передачам трением с непосредственным контактом фрикционных элементов. Передача состоит из двух катков, закрепленных на валах (рис. 11.27). Подшипники ведомого вала выполнены подвижными, благодаря чему вал может перемещаться в направлении линии центров передачи. Пружина сжатия, действующая на подвижный подшипник, прижимает катки один к другому силой  $F_r$ , нагрузка передается силой трения  $R_f$ , возникающей в месте контакта вращающихся катков. Условие работоспособности передачи

$$R_f \geq F_t, \quad (11.64)$$

где  $F_t = 2M_2/d_2$  — передаваемая окружная сила;  $R_f = fF_r$  — сила трения.

Следовательно,  $fF_r \geq F_t$ , откуда сила прижатия катков

$$F_r = KF_t / f, \quad (11.65)$$



**Рис. 11.27. Фрикционная передача**

где  $K$  — коэффициент запаса сцепления;  $K = 1,25–1,5$  для силовых передач и  $K \approx 3$  для передач приборов;  $f$  — коэффициент трения скольжения между катками,  $f = 0,15–0,20$  для стали по стали или чугуну всухую и  $f = 0,04–0,05$  для стали по стали в масле. Значение силы  $F_r$  во много раз больше силы  $F_t$ , (например, при  $K = 1,25$  и  $f = 0,05 \cdot F_r = 25F_t$ ), что является большим недостатком фрикционных передач.

Основным критерием работоспособности и расчета фрикционных передач с металлическими катками является их контактная прочность, которая зависит от контактных напряжений  $\sigma_H$ . Наибольшее значение  $\sigma_H$  определяют по формуле (11.11). Условие прочности

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{пр}} \frac{E_{пр}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H], \quad (11.66)$$

где  $[\sigma_H]$  — допустимое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. Для закаленных сталей при хорошей смазке  $[\sigma_H] = 1000–1200 \text{ Н/мм}^2$ , для чугунов  $[\sigma_H] = 1,5\sigma_{вн}$ , где  $\sigma_{вн}$  — предел прочности чугуна при изгибе.

### Расчет ременных передач

**Плоскоременные передачи.** Расчет по тяговой способности плоскоременной передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня по формуле

$$A = b\delta = F_t / [k], \quad (11.67)$$

из которой находят необходимую ширину ремня  $b$  при предварительно выбранной толщине  $\delta$ . В формуле (11.67)  $[k]$  — допускаемая удельная окружная сила, определение которой

основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства на площадь поперечного сечения ремня  $A$ , получим

$$k_0 = 2\psi_0\sigma_0,$$

где  $k_0$  — допустимая номинальная удельная окружная сила, соответствующая критическому значению коэффициента тяги  $\psi_0$ . Номинальной она называется потому, что получена при испытании ремней в стандартных условиях ( $\alpha_1 = 180^\circ$ ,  $v = 10$  м/с, нагрузка спокойная, передача горизонтальная). опыты показывают, что значение  $k_0$  зависит от типа ремня, его толщины  $\delta$ , диаметра  $d_1$  и начального напряжения  $\sigma_0$ . Анализ кривых скольжения, полученных при испытании плоских ремней в стандартных условиях при принятом  $\sigma_0$ , позволил установить зависимость для определения значения

$$k_0 = s - w(\delta / d_1), \tag{11.68}$$

где  $s$  и  $w$  — опытные коэффициенты, имеющие следующие значения.

Параметры .....	$s$	$w$	$\sigma_0$	$\delta / d_1$
Резинотканевый ремень.....	2,5	10	1,8	1/40
Синтетический ремень.....	11,6	440	10	1/(100÷150)

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных, поэтому расчет их следует вести не по  $k_0$ , а по допускаемой удельной окружной силе  $[k]$ , которая поправочными коэффициентами учитывает действительные условия работы передачи:

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_\theta / C_p, \tag{11.69}$$

где  $C_\alpha$  — коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве.

Угол обхвата $\alpha_1$ , град .....	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
Коэффициент $C_\alpha$ :										
для плоских ремней ...	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	—	—	—
для клиновых и поликлино- вых ремней ...	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,78	0,74	0,69

$C_v$  — скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежной силы. Для резинотканевых ремней  $C_v = 1,04 \div 0,0004v^2$ , для синтетических  $C_v = 1,01 \div 0,0001 v^2$ , для клиновых и поликлиновых  $C_v = 1,05 \div 0,0005 v^2$ ;  $C_\theta$  — коэффициент расположения передачи. Для плоскоремennых передач  $C_\theta$  зависит от угла наклона  $\theta$  линии центров передач к горизонту. Значения  $C_\theta$  равны 1,0; 0,9 и 0,8 при  $\theta$ , соответственно равных  $0 \div 60$ ,  $60 \div 80$  и  $80 \div 90^\circ$ . Для клиноремennых и поликлиноремennых передач  $C_\theta = 1$ ;  $C_p$  — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. Значения  $C_p$  при односменной работе приведены ниже.

Характер нагрузки . . . . .	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания
$C_{p1}$ . . . . .	1,0	1,1	1,2

При двух- и трехсменной работе коэффициент режима соответственно принимают  $C_{p2} = 1,1C_{p1}$ ;  $C_{p3} = 1,4C_{p1}$ .

**Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями.** Расчет производят из условий тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволило экспериментально определить номинальную мощность  $P_0$ , передаваемую одним ремнем данного сечения эталонной длиной  $L_0$  в стандартных условиях ( $\alpha = 180^\circ$ ,  $u = 1$ , нагрузка спокойная). Значения  $P_0$ , кВт, для клиновых ремней нормальных сечений даны в табл. 11.9, для клиновых узких ремней — в табл. 11.10, а для поликлиновых ремней с десятью ребрами — в табл. 11.11.

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных. Поэтому расчет их следует вести с учетом поправочных коэффициентов по мощности, передаваемой одним ремнем данного сечения в действительных условиях эксплуатации  $P_p$ , кВт:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p, \quad (11.70)$$

где  $C_L$  — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня [косвенно учитывает частоту пробе-

гов  $U$ ]; он зависит от отношения расчетной длины ремня  $L_p$  к эталонной  $L_0$ . Значения  $L_0$  даны в табл. 11.9—11.11. Коэффициент  $C_L$  имеет следующие значения.

$L_p/L_0$ .....	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Клиновый ремень нормального сече- ния.....	0,82	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,15
Клиновый узкий и поликлиновый ре- мень.....	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,12

$C_u$  — коэффициент передаточного числа  $u$ :

$u$ .....	1,0	1,6	2,0	2,4	3,0 и более
$C_u$ .....	1,00	1,10	1,12	1,13	1,14

Значения коэффициентов  $C_\alpha$  и  $C_p$  — см. пояснения к формуле (11.69).

При расчете клиноременных передач определяют требуемое число ремней  $z$  в передаче для обеспечения среднего ресурса эксплуатации (2000 ч) по ГОСТ 1284.3—80:

$$z = P_1 / (P_p C_z), \quad (11.71)$$

Таблица 11.9

Обозначение сече- ния ремня (длина $L_0$ , мм)	Диаметр ма- лого шкива $d_1$ , мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скоро- сти ремня $v$ , м/с				
		5	10	15	20	25
О ( $L_0 = 1320$ )	63	0,49	0,82	1,03	1,11	—
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,4
	80	0,62	1,07	1,41	1,6	1,65
А ( $L_0 = 1700$ )	90	0,84	1,39	1,75	1,88	—
	100	0,95	1,6	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ( $L_0 = 2240$ )	125	1,39	2,26	2,8	—	—
	140	1,61	2,7	3,45	3,83	—
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
В ( $L_0 = 3750$ )	200	2,77	4,59	5,8	6,33	—
	224	3,15	5,36	6,95	7,86	7,95

*Примечание.* Для промежуточных значений скорости мощность  $P_0$  рас-  
считывают линейной интерполяцией.

Таблица 11.10

Обозначение сечения ремня (длина $L_0$ , мм)	Диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с							
		3	5	10	15	20	25	30	
УО ( $L_0 = 1600$ )	63	0,68	0,95	1,5	1,85	1,85	—	—	—
	71	0,78	1,18	2,34	2,46	2,73	2,65	—	—
	80	0,9	1,38	2,65	3,06	3,5	3,66	—	—
	90	0,92	1,55	2,92	3,57	4,2	4,5	—	—
	100	1,07	1,66	3,2	3,95	4,72	5,2	4,55	—
	112	1,15	1,8	3,4	4,35	5,25	5,86	5,35	—
	125	1,22	1,9	—	4,7	5,7	6,42	6,15	—
УА ( $L_0 = 2500$ )	90	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—	—
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—	—
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—	—
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,6	7,12	7,1	—
УБ ( $L_0 = 3550$ )	140	1,96	2,95	5	6,37	—	—	—	—
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,1	9,49	—	—
	180	2,46	3,8	6,7	9,05	10,6	11,4	11,5	—
УВ ( $L_0 = 5600$ )	224	3,55	5,45	9,41	12,3	14,1	—	—	—
	250	3,93	6,05	0,6	14,2	16,6	17,6	17,1	—

Примечание. Для промежуточных значений скоростей мощности  $P_0$  рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 11.11

Обозначение сечения ремня (длина $L_0$ , мм)	Диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с								
		2	5	10	15	20	25	30		
К ( $L_0 = 710$ )	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	—	—	—	—
	45	0,7	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	—	—	—
	50	0,76	1,65	2,9	4	4,8	5,3	—	—	—
	63	0,85	1,9	3,4	4,6	6,7	6,4	6,8	—	—
Л ( $L_0 = 1600$ )	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—	—	—
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—	—	—
	100	2,3	5	8,6	11,2	12,7	13,0	—	—	—
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	—	—
М ( $L_0 = 2240$ )	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	—	—
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	—	—

*Примечание.* Для промежуточных значений скоростей мощности  $P_0$  рассчитывают линейной интерполяцией.

где  $P_1$  — передаваемая мощность на валу малого шкива, кВт;  $C_z$  — коэффициент, учитывающий неравномерную загрузку ремней, вводится при  $z \geq 2$ ;  $C_z = 0,95$  при  $z = 2 \div 3$ ;  $C_z = 0,9$  при  $z = 4 \div 6$ ;  $C_z = 0,85$  при  $z > 6$ .

Сила предварительного натяжения одного ремня без учета влияния центробежных сил (ГОСТ 1284.2—80)

$$F_0 = \frac{850P_1 C_p C_L}{zv C_\alpha C_u}, \quad (11.72)$$

где  $P_1$  измеряется в кВт.

Сила, действующая на вал

$$F_b = 2F_0 z \sin(\alpha_1 / 2). \quad (11.73)$$

При расчете поликлиновых передач определяют требуемое число ребер:

$$z = 10P_1 / P_p. \quad (11.74)$$

Для поликлиновых передач силы  $F_0$  и  $F_b$  рассчитывают по формулам (11.72) и (11.73) при  $z = 1$ , а коэффициент  $C_p$  принимают для односменной работы.

### ***Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач***

**Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.** Расчет производят при контакте зубьев в полюсе зацепления. Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$ . При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}.$$

*Прямозубые передачи.* Нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба

$$q = \frac{E_n}{l_\Sigma} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} Z_\varepsilon^2}{b_2 \cos \alpha_w},$$

где  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{Hv}$  — коэффициенты нагрузки, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ ), неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий) и дополнительные динамические нагрузки (см. ниже);  $l_{\Sigma}$  — суммарная длина контактных линий, которая зависит от коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_{\alpha}$  и изменяется от ширины венца колеса  $b_2$  (при однопарном зацеплении) до  $2b_2$  (при двухпарном зацеплении). При расчетах  $l_{\Sigma}$  определяют по эмпирической формуле

$$l_{\Sigma} = b_2 / Z_{\varepsilon}^2,$$

где  $Z_{\varepsilon} = \sqrt{(4 - \varepsilon_{\alpha}) / 3}$ .

Приведенный радиус кривизны

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 \sin \alpha_w u}{2(u + 1)},$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — радиусы кривизны эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления

$$\rho_1 = (d_1 / 2) \sin \alpha_w;$$

$$\rho_2 = (d_2 / 2) \sin \alpha_w = (d_1 u / 2) \sin \alpha_w.$$

Подставив значения  $q$  и  $\rho_{np}$  в формулу (11.11) и заменив  $\sin \alpha_w \cos \alpha_w = (\sin 2\alpha_w) / 2$ , получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)} \frac{2Z_c^2}{\sin 2\alpha_w} \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u + 1)}{b_2 d_1 u}}$$

или

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u + 1)}{b_2 d_1 u}}, \quad (11.75)$$

где  $Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}}$  коэффициент, учитывающий меха-

нические свойства материала сопряженных зубчатых колес. Для стальных зубчатых колес  $Z_m = 275\text{Н}^{1/2}/\text{мм}$ ;  $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha_w}$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, при  $\alpha_w = 20^\circ$   $Z_H = 1,76$ ;  $Z_\varepsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач среднее значение  $Z_\varepsilon \approx 0,9$ .

Выразив в формуле (11.75)  $F_t$  через *главные параметры цилиндрических передач — вращающий момент на ведомом валу  $M_2$  и межосевое расстояние  $a_w$* , т. е.  $F_t = 2M_2/d_2$ , где  $d_2 = 2a_w u/(u+1)$ , и заменив  $d_1 = d_2/u$ , после подстановки значений коэффициентов  $Z_m, Z_H, Z_\varepsilon$  и  $K_{H\alpha} = 1$  получим *формулу проверочного расчета* прямозубых передач

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (11.76)$$

где  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  — расчетное и допустимое контактные напряжения, Н/мм<sup>2</sup>;  $M_2$  — измеряется в Н · мм;  $a_w$  и  $b_2$  — в мм.

При проектировочном расчете определяют *межосевое расстояние*. Заменив в формуле (11.76) значение  $b_2 = \psi_a a_w$ , где  $\psi_a$  — коэффициент ширины венца колеса, и решив ее относительно  $a_w$ , предварительно приняв  $K_{H\alpha} = 1,25$ , получим формулу проектировочного расчета прямозубых передач:

$$a_w = 49,5(u+1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}. \quad (11.77)$$

*Косозубые передачи.* Вследствие наклона зубьев в зацеплении одновременно находится несколько их пар, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность (снижая расчетные напряжения). Это учитывается уменьшением коэффициентов  $Z_H$  и  $Z_\varepsilon$ , среднее значение которых

$$Z_H = 1,76 \cos \beta \approx 1,71; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} \approx 0,8.$$

Тогда с учетом коэффициента  $K_{H\alpha}$  из выражения (11.76) получим *формулу проверочного расчета* косозубых передач

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (11.78)$$

Косозубые передачи работают более плавно, чем прямозубые, поэтому коэффициент  $K_{Hv}$  меньше. Предварительно приняв произведение  $K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,1$ , по аналогии с прямозубыми передачами из выражения (11.78) получим *формулу проектировочного расчета* косозубых передач

$$a_w = 43(u+1)^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}. \quad (11.79)$$

Полученные по формулам (11.77) и (11.79) значения  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного.

При расчете по формулам (11.76) и (11.78) должно соблюдаться условие

$$\sigma_H \geq 0,8[\sigma_H], \text{ но } \leq 1,1[\sigma_H]. \quad (11.80)$$

Это означает, что допускается недогрузка передачи не более  $0,8 [\sigma_H]$ , а перегрузка до  $0,1 [\sigma_H]$ . Если условие (11.80) не выполняется, то изменяют ширину венца колеса  $b_2$ , не выходя за пределы рекомендуемых значений  $\psi_a$ . Если это не дает желательного результата, то либо изменяют межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку, и расчет повторяют.

**Расчет зубьев на изгиб.** *Прямозубые передачи.* При выводе расчетной формулы принимают следующие допущения: вся нагрузка  $F_n$  зацепления передается одной парой зубьев (рис. 11.28), которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитывается); зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Фактически зуб представляет собой балку с изменяющейся формой. Это учитывается введением в расчетные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений  $K_T$ .

Распределенную по ширине  $b_2$  венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой  $F_n$ , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб  $F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \cos \alpha' / \cos \alpha_w$ , и сжимающую  $F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \sin \alpha' / \cos \alpha_w$  где  $\alpha'$  — угол направления нормальной силы  $F_n$ . Он несколько больше угла зацепления  $\alpha_w$ .

Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т. е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины,

$$\sigma_F = (F'_t l / W - F'_r / A) K_T,$$

где  $W = b_2 s^2 / 6$  — осевой момент сопротивления опасного сечения зуба;  $A = b_2 s$  — площадь опасного сечения;  $b_2$ ,  $l$  и  $s$  показаны на рис. 11.28. Выразим величины  $l$  и  $s$  через модуль:  $l = \mu m$  и  $s = v m$ , где  $\mu$  и  $v$  — коэффициенты, учитывающие форму зуба. Тогда после подстановки в исходную формулу значений  $F'_t$ ,  $F'_r$ ,  $W$  и  $A$  получим

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m} \left( \frac{6 \mu \cos \alpha'}{v^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{v \cos \alpha_w} \right) K_T = Y_F F_t / (b_2 m), \quad (11.81)$$

где  $Y_F = [6 \mu \cos \alpha' / (v^2 \cos \alpha_w) - \sin \alpha' / (v \cos \alpha_w)] K_T$  — коэффициент формы зуба.

С учетом неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (коэффициент  $K_{F\beta}$ ) и дополнитель-

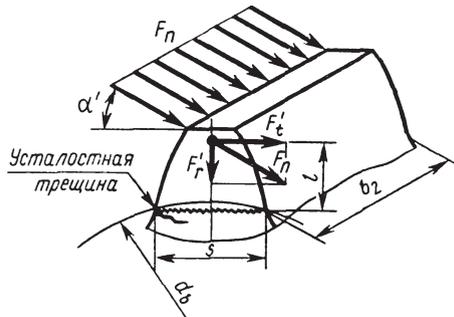


Рис. 11.28. Нагрузка на зуб

ной динамической нагрузки в зацеплении (коэффициент  $K_{Fv}$ ) получим формулу для проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (11.82)$$

где  $\sigma_F$  и  $[\sigma_F]$  — расчетное и допустимое напряжения изгиба, Н/мм<sup>2</sup>;  $F_t$  — Н;  $b_2$  и  $m$  — мм;  $Y_F$  — коэффициент формы зуба — величина безразмерная, зависящая от числа зубьев  $z$  или  $z_v$  и коэффициента смещения  $x$ . Значения  $Y_F$  для зубчатых колес без смещения:

$z$ или $z_v \dots$	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	$\geq 100$
$Y_F \dots \dots$	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6	3,6

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса, что отражено в большем значении коэффициента  $Y_F$  ( $Y_{F1} > Y_{F2}$ ). Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб шестерню делают из более прочного материала, чем колесо. Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{F2}. \quad (11.83)$$

Модуль зубьев  $m$  определяют расчетом на изгиб исходя из межосевого расстояния  $a_w$ , полученного из условия контактной прочности. В этом случае для получения расчетной формулы надо в выражении (11.82) заменить  $F_t$  на  $2M_2/d_2$ , где  $d_2 = 2a_w u / (u + 1)$ . Тогда, решив уравнение (11.82) относительно модуля  $m$ , при некоторых средних значениях коэффициентов  $Y_F$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$  получим формулу для приближенного определения модуля:

$$m \geq \frac{6,8M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]}. \quad (11.84)$$

В формулу (11.84) вместо  $[\sigma_F]$  подставляют меньшее из  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ . Полученное значение модуля округляют в большую сторону до стандартного.

Формула (11.84) является основной для определения  $m$  прямозубых передач, рассчитываемых на контактную прочность. При этом обеспечивается примерно равная контактная и изгибная прочность зубьев.

*Косозубые передачи.* Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и уменьшает динамические нагрузки. Это учитывается введением в расчетную формулу прямозубых передач (11.82) поправочных коэффициентов  $Y_\beta$  и  $K_{F\alpha}$ .

Формула проверочного расчета косозубых передач

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_1}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (11.85)$$

где  $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ$  — коэффициент, учитывающий наклон зуба;  $K_{F\alpha}$  — коэффициент распределения нагрузки между зубьями. Коэффициент формы зуба  $Y_F$  выбирают по эквивалентному числу зубьев  $z_v$ .

При расчете по формулам (11.82) и (11.85) принимают значения  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  того колеса, для которого меньше отношение  $[\sigma_F] / Y_F$ .

Нормальный модуль зубьев  $m_n$  определяют по аналогии с прямозубыми передачами. При некоторых средних значениях коэффициентов  $Y_F$ ,  $Y_\beta$ ,  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$  получим формулу для приближенного определения модуля косозубых передач

$$m_n \geq \frac{5,8 M_2 (u + 1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]} \quad (11.86)$$

и для шевронных передач

$$m_n \geq \frac{5,2 M_2 (u + 1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}. \quad (11.87)$$

При проверке по формулам (11.82) и (11.85) можно получить  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$ , что не является недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчетное значение  $\sigma_F$  превышает допускаемое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают  $m$ ;  $\sigma_F > [\sigma_F]$  означа-

ет, что в передаче из данных материалов решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность зубьев на изгиб. На практике к таким передачам относят передачи с весьма ограниченным сроком службы и передачи с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев — 51...63HRC<sub>3</sub>, (цементация, нитроцементация, азотирование). Проектировочный расчет таких передач следует выполнять с целью обеспечения прочности зубьев на изгиб по формуле для определения минимально допустимого модуля  $m$ , а затем выполнить проверочный расчет зубьев на контактную прочность.

**Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев** прямозубой конической передачи выполняют по аналогии с расчетом для прямозубой цилиндрической передачи [см. формулу (11.76)], но в этом случае конические колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами, начальные окружности которых представляют собой развертки средних дополнительных конусов. Диаметры делительных окружностей эквивалентных колес:

$$\begin{aligned} d_{v1} &= d_1 / \cos \delta_1; \\ d_{v2} &= d_2 / \cos \delta_2. \end{aligned} \quad (11.88)$$

Межосевое расстояние эквивалентной передачи

$$a_v = r_{v1} + r_{v2} = R(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) = R(u^2 + 1) / u. \quad (11.89)$$

Передаточное число эквивалентной передачи

$$\begin{aligned} u_v &= d_{v2} / d_{v1} = d_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = \\ &= u \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = u_2. \end{aligned} \quad (11.90)$$

Момент на эквивалентном колесе определяют из условия равенства окружных сил в эквивалентной и конической передачах  $F_{tv} = F_t = 2M_{v2} / d_{v2} = 2M_2 / d_2$ , откуда с учетом формулы (11.88)

$$M_{v2} = M_2 d_{v2} / d_2 = M_2 / \cos \delta_2 = M_2 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (11.91)$$

По опытным данным, нагрузочная способность конической передачи составляет 0,85 по сравнению с эквивалентной цилиндрической. Поэтому в знаменатель расчетных

формул вводят 0,85 — коэффициент понижения допускаемой нагрузки для конических прямозубых передач.

С учетом сказанного получим формулу проверочного расчета конических прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{(R_e - 0,5b)u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{0,85b}} \leq [\sigma_H]. \quad (11.92)$$

При проектировочном расчете определяют *внешний делительный диаметр колеса*  $d_{e2}$ . Заменяв в формуле (11.92)

$R_e = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{(u^2 + 1)}$  и  $b = K_{be} R_e$  и решив ее относительно  $d_{e2}$ , предварительно приняв  $K_{H\alpha} = 1,25$ , получим формулу проектировочного расчета конических прямозубых передач:

$$d_{e2} = 98,5^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{(1 - 0,5K_{be}) 2K_{be} [\sigma_H]^2 0,85}}. \quad (11.93)$$

При проектировании передач с параметрами по ГОСТ 12289—76  $K_{be} = 0,285$ , тогда

$$d_{e2} \geq 165^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{0,85 [\sigma_H]^2}}. \quad (11.94)$$

Значения  $d_{e2}$  регламентированы ГОСТ 12289—76 (табл. 11.12).

При известном  $d_{e2}$  после соответствующего преобразования выражения (11.92) получим окончательную формулу проверочного расчета прямозубых конических передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{H\alpha}}{0,85 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (11.95)$$

где  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  — расчетное и допустимое контактные напряжения, Н/мм<sup>2</sup>;  $M_2$  — Н·мм;  $d_{e2}$  — мм.

Расчет на контактную прочность конических передач с круговыми зубьями ведут по формулам для конических прямозубых передач с введением в знаменатель этих формул экспериментального коэффициента повышения допускаемой нагрузки 1,5 вместо 0,85.

Тогда из выражения (11.94) получим формулу проверочного расчета

$$d_{e2} = 165^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{1,5[\sigma_H]^2}}. \quad (11.96)$$

Из выражения (11.95) получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{Hv}}{1,5 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (11.97)$$

где  $K_{H\beta}$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Для прирабатывающихся колес  $K_{H\beta} = 1,1$ . Для неприрабатывающихся колес  $K_{H\beta}$  выбирают по таблице в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца

$$\psi_d = b / d_1 = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}; \quad (11.98)$$

$K_{Hv}$  — коэффициент динамической нагрузки.

Расчет на изгиб конических прямозубых и конических передач с круговыми зубьями выполняют по аналогии с расчетом прямозубой цилиндрической передачи. Условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (11.99)$$

где  $v_F$  — коэффициент вида конических колес, для прямозубых колес  $v_F = 0,85$ , для колес с круговыми зубьями  $v_F = 1$ ;  $m_e$  или  $m_{te}$  — внешние окружные модули;  $Y_F$  — коэффициент формы зуба, принимают по эквивалентным числам зубьев для прямозубых колес и для колес с круговыми

ми зубьями;  $K_{F\beta}$  — коэффициент для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями  $K_{F\beta} = 1$ , с круговыми зубьями  $K_{F\beta} = 1,1$ , для неприрабатывающихся колес  $K_{F\beta}$  выбирают по таблице в зависимости от коэффициента  $\psi_d$ , [см. формулу (11.98)]. Значения коэффициента  $K_{F\alpha}$  принимают по таблице (для колес с круговыми зубьями  $K_{F\alpha}$  выбирают из графы для косозубых колес). Ширина зубчатых венцов колес  $b$  зависит от диаметра  $d_{e2}$  и передаточного числа  $u$ , выбирается по табл. 11.12.

*Модуль и число зубьев.* Внешний окружной модуль  $m_e$  или  $m_{te}$  определяют расчетом на изгиб по формуле

$$m_e(m_{te}) \geq \frac{14M_e}{v_F d_{e2} [\sigma_F]} K_{F\beta}. \quad (11.100)$$

В этом случае обеспечивается приблизительная равнопрочность зубьев по выкрашиванию и излому. В формулу (11.100) вместо  $\sigma_F$  подставляют меньшее из  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ . Полученное значение  $m_e$  или  $m_{te}$  можно не округлять до стандартного значения. *Принимать  $m_e$  или  $m_{te} < 1,5$  мм в силовых конических передачах не рекомендуется.*

Минимальное число зубьев шестерни  $z$  конической передачи с круговыми зубьями определяют по формуле

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \Delta_1 \cos^3 \beta_n. \quad (11.101)$$

В практике проектирования рекомендуется выбирать  $z_1 \approx 18 \div 35$ , при этом для прямозубой передачи  $z_{1\min} \geq 25$ , для передачи с круговым зубом  $z_{1\min} \geq 15$ .

### ***Расчет передачи винт-гайка***

Наиболее частая причина выхода из строя винтов и гаек — это износ их резьбы. Поэтому *основным критерием работоспособности и расчета передачи является износостойкость*. Расчет на износостойкость выполняют как проектировочный. Другими критериями работоспособности является *прочность и устойчивость* винта. Эти расчеты выполняют как проверочные.

Таблица 11.12

Номинальные значения внешнего диаметра колеса $d_{e2}$ , мм	Ширина зубчатых венцов $b$ , мм, при номинальном передаточном числе $u$			Номинальные значения внешнего диаметра колеса $d_{e2}$ , мм	Ширина зубчатых венцов $b$ , мм, при номинальном передаточном числе $u$			
	1,6	2	2,5		3,15	1,6	2	2,5
100	17	16	15	15	34	32	30	30
125	21	20	19	19	38	36	34	34
140	24	22	21	21	42	40	38	38
160	28	25	25	25	48	45	42	42
180	30	28	28	26	52	50	48	48

**Расчет на износостойкость.** Расчет сводится к определению фактического среднего давления  $p_{\text{ср}}$  между витками резьбы винта и гайки и сравнению его с допустимым  $[p]$ . Условие износостойкости в предположении равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы:

$$p_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

где  $d_2$  — средний диаметр резьбы;  $H_1$  — рабочая высота профиля резьбы;  $z = H/p$  — число витков в гайке высотой  $H$  и с шагом  $p$ . Заменяв в этой формуле  $z$  на  $H/p$  и обозначив  $\psi_H = H/d_2$  — коэффициент высоты гайки,  $\psi_h = H_1/p$  — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, получим формулу проектировочного расчета передачи:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}. \quad (11.102)$$

Принимают  $\psi_h = 0,5$  для трапецеидальной и  $\psi_h = 0,75$  для упорной резьбы;  $\psi_H = 1,2 \div 2,5$  для цельных гаек и  $\psi_H = 2,5 \div 3,5$  для разъемных гаек.

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемого перемещения  $l$ . Для домкратов  $l = (8 \div 10)d$ .

Наружный диаметр гайки  $D$  определяют из условия ее прочности на растяжение и кручение:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]} + d^2}, \quad (11.103)$$

где  $F_{\text{расч}}$  — расчетная сила,  $F_{\text{расч}} = 1,25F$  для трапецеидальной и  $F_{\text{расч}} = 1,2F$  для упорной и прямоугольной резьбы. Числовой коэффициент учитывает совместное действие растяжения и кручения.

Диаметр буртика гайки  $D_1$  определяют из условия прочности на смятие

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{\text{см}}]} + D^2}. \quad (11.104)$$

Для равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы высоту буртика гайки принимают

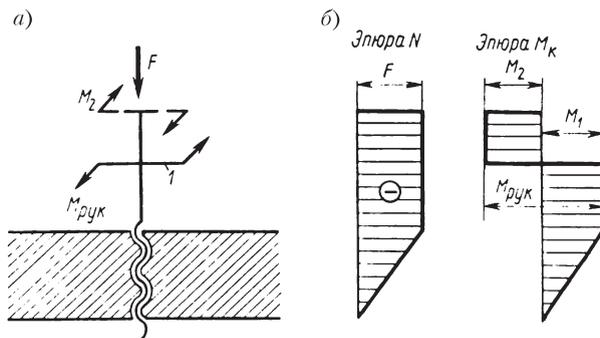
$$a = 0,25H.$$

**Расчет на прочность.** Расчет производят для высоконагруженных винтов по опасному сечению винта, для установления которого строят эпюры нормальных сил и крутящих моментов. Для домкрата расчетная схема и эпюры показаны на рис. 11.29. От чашки домкрата до гайки нормальная сила  $N$  равна осевой силе  $F$  (грузоподъемность домкрата). В пределах высоты гайки сила  $F$  уменьшается до 0, а крутящий момент  $M_k$  изменяется от 0 до  $M_1$ . От верхней грани гайки до рукоятки  $M_k = M_1$ , выше рукоятки  $M_k = M_2$ , здесь  $M_1$  — момент трения в резьбе;  $M_2$  — момент трения на опорной поверхности чашки домкрата;  $M_{рук}$  — момент, приложенный к рукоятке.

Условие прочности винта по гипотезе энергии формоизменения

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (11.105)$$

где  $\sigma_э$  — эквивалентное напряжение для опасной точки винта;  $F$  и  $M_k$  — осевая (нормальная) сила и крутящий момент в



**Рис. 11.29.** Расчетная схема (а) и эпюры сил и моментов (б) для домкрата

опасном сечении винта (для домкрата — выше гайки);  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы.

**Расчет на устойчивость.** Сжатые винты проверяют на устойчивость по условию

$$s_y = \sigma_{кр} / \sigma \geq [s_y], \quad (11.106)$$

где  $s_y$  — расчетный коэффициент запаса устойчивости;  $[s_y]$  — допустимый коэффициент запаса устойчивости, для грузовых и ходовых винтов принимают  $[s_y] = 4 \div 5$ ;  $\sigma = 4F(\pi d_1^2)$  — расчетное напряжение в поперечном сечении винта;  $\sigma_{кр}$  — критическое напряжение, при котором наступает потеря устойчивости винта.

**Допустимые напряжения.** Допустимое напряжение  $[\sigma_p]$  на растяжение или сжатие стальных винтов определяют по формуле  $[\sigma_p] = \sigma_T / [s_T]$  при  $[s_T] = 2 \div 3$ .

Допустимое давление в резьбе:  $[p] = 11 \div 13 \text{ Н/мм}^2$  — для закаленной стали по бронзе;  $[p] = 8 \div 10 \text{ Н/мм}^2$  — для незакаленной стали по бронзе;  $[p] = 4 \div 6 \text{ Н/мм}^2$  — для незакаленной стали по чугуну.

Допустимое напряжение для материала гайки: на смятие бронзы или чугуна по стали  $[\sigma_{см}] = 42 \div 55 \text{ Н/мм}^2$ ; на растяжение: для бронзы  $[\sigma_p] = 34 \div 44 \text{ Н/мм}^2$ , для чугуна  $[\sigma_p] = 20 \div 24 \text{ Н/мм}^2$ .

### ***Расчет на прочность червячных передач***

**Расчет на контактную прочность зубьев червячного колеса.** Этот расчет должен обеспечивать не только отсутствие усталостного разрушения поверхностей зубьев, но и отсутствие заедания. По аналогии с расчетом зубчатых передач наибольшее контактное напряжение определяют по формуле Герца (11.11):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{пр}} \frac{E_{пр}}{2\pi(1-\mu^2)}},$$

где  $q$  — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий колеса и червяка,

$$q = \frac{F_{n2} K_H}{I_\Sigma} = \frac{2M_2 K_H}{1,3d_1 d_2 \cos \alpha_w}.$$

$F_{n2}$  — определяется по формуле  $F_{n2} = F_{t2} / (\cos \alpha_w \cos \gamma) = 2M_2 / (d_2 \cos \alpha_w \cos \gamma)$ ;  $K_H$  — коэффициент нагрузки;  $l_\Sigma = 1,3d_1 / \cos \gamma$  — суммарная длина контактных линий.

В осевом сечении витки червяка имеют профиль прямо-бочной рейки с радиусом кривизны  $\rho_1 = \infty$ , а поэтому приведенный радиус кривизны  $\rho_{пр}$  червячной пары равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления:

$$\rho_{пр} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w.$$

Приведенный модуль упругости  $E_{пр} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ , где  $E_1$  и  $E_2$  — соответственно модуль упругости материалов червяка и венца червячного колеса. Для стали  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>, для бронзы и чугуна среднее значение  $E_2 = 0,98 \times 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>. При указанных значениях  $E_1$  и  $E_2$  получим  $E_{пр} = 1,33 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\mu$  — коэффициент Пуассона. При расчете принимают  $\mu = 0,3$ .

Подставив значения  $q$ ,  $\rho_{пр}$  и  $E_{пр}$  в формулу (11.11), после преобразования с учетом равенств получим формулу проверочного расчета:

$$\delta_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left( \frac{(z_2/q) + 1}{a_w} \right)^3} M_2 K_H \leq [\sigma_H]_2, \quad (11.107)$$

где  $\sigma_{H2}$  и  $[\sigma_H]_2$  — расчетное и допустимое контактные напряжения в зубьях колес, Н/мм<sup>2</sup>;  $a_w$  — межосевое расстояние, мм;  $M_2$  — вращающий момент на червячном колесе, Н·мм. Решив уравнение (11.107) относительно  $a_w$ , получим формулу проектировочного расчета червячных передач:

$$a_w \geq 30,7(z_2 + q) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_H}{([\sigma_H]_2 z_2)^2 q}}. \quad (11.108)$$

Приняв примерно среднее значение  $z_2 \approx 40$ ,  $q \approx 10$  и  $K_H = 1$ , из уравнения (11.108) получим приближенную формулу проектировочного расчета:

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{M_2 / [\sigma_H]_2^2}. \quad (11.109)$$

**Расчет зубьев червячного колеса на изгиб.** Этот расчет аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. При этом вводят следующие поправки и упрощения: зубья червячного колеса вследствие дуговой формы примерно на 40% прочнее зубьев цилиндрического косозубого колеса, что учитывается уменьшением коэффициента формы зуба  $Y_{F2}$ ; для червячного зацепления принимают коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев  $Y_\varepsilon = 0,74$ ; при среднем значении делительного угла подъема линии витка  $\gamma = 10^\circ$  получим  $Y_\beta = 1 - \gamma / 140^\circ = 1 - 10^\circ / 140^\circ = 0,93$  и  $m_n = m \cos \gamma \approx 0,98m$ . С учетом этих поправок, приняв  $K_{F\alpha} = 1$ , а  $K_F = K_{F\beta} = K_{Fv}$ , получим формулу проверочного расчета зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2. \quad (11.110)$$

Коэффициент формы зуба  $Y_{F2}$  выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса  $z_{v2}$ .

Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона  $\gamma$ , то по аналогии с косозубым колесом

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (11.111)$$

$z_{v2} \dots$	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
$Y_{F2} \dots$	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

**Коэффициент нагрузки.** Для червячной передачи приблизительно принимают

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

где  $K_\beta$  — коэффициент концентрации нагрузки;  $K_v$  — коэффициент динамической нагрузки. Концентрация (нерав-

номерность) нагрузки по ширине венца червячного колеса в основном вызывается деформациями червяка. Хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение  $K_\beta$ . При постоянной внешней нагрузке  $K_\beta = 1$ .

Червячные передачи работают плавно и бесшумно, поэтому динамические нагрузки, возникающие в зацеплении этих передач, невелики и зависят от степени точности передачи и окружной скорости  $v_2$  колеса. При достаточно высокой точности изготовления и при  $v_2 \leq 3$  м/с принимают  $K_v = 1$ , а при  $v_2 > 3$  м/с  $K_v = 1,1 \div 1,3$ .

**Допустимые напряжения.** Допустимые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы передачи. Ниже рассмотрена методика определения допустимых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью рабочих поверхностей витков более 46 HRC<sub>3</sub>.

Допустимые контактные напряжения  $[\sigma_H]_2$  для колес из оловянных бронз (БрО10Ф1 и др.) определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{H0}] C_v K_{HL}, \quad (11.112)$$

где  $[\sigma_{H0}] = 0,9\sigma_B$  — допустимое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном  $10^7$ ;  $\sigma_B$  — предел прочности бронзы на растяжение;  $C_v$  — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения:

$v, \text{ м/с} \dots \leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_v \dots \dots \dots 1,33$	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

$K_{HL}$  — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma 2}}}, \quad (11.113)$$

здесь  $N_{\Sigma 2}$  — число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи. Если  $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$ , то следует принимать  $25 \cdot 10^7$ , тогда минимальное значение  $K_{HL} = 0,6T$ . Значения  $K_{HL}$  не должны превышать 1,15.

ГОСТ 16162–85 устанавливает полный ресурс (срок службы) червячных редукторов  $L_h = 20\,000$  ч, тогда, приняв примерно средние значения частоты вращения червяка  $n_1 = 1500$  об/мин и передаточного числа  $u = 20$ , получим частоту вращения колеса  $n_2 = n_1/u = 1500/20 = 75$  об/мин и по формуле находим

$$N_{\Sigma 2} = 60n_2L_h = 60 \cdot 75 \cdot 20000 = 9 \cdot 10^7,$$

а по формуле (11.113)  $K_{HL} = \sqrt[3]{10^7 / N_{\Sigma 2}} = \sqrt[3]{10^7 / 9 \cdot 10^7} = 0,76$ . Приближенные значения  $[\sigma_H]_2$  вычисляются по формуле (11.112).

Допустимые контактные напряжения  $[\sigma_H]_2$  для колес из безоловянных бронз, латуней и чугунов (БрА9ЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМц2, СЧ15 и др.) определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения.

Допустимые напряжения изгиба при неререверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_r + 0,08\sigma_b)K_{FL}; \quad (11.114)$$

для чугунов

$$[\sigma_F]_2 = 0,12\sigma_{ви}K_{FL}, \quad (11.115)$$

где  $\sigma_{ви}$  — предел прочности чугуна при изгибе, Н/мм<sup>2</sup>;  $K_{FL}$  — коэффициент долговечности при расчете на изгиб,

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6 / N_{\Sigma 2}}, \quad (11.116)$$

здесь  $N_{\Sigma 2}$  — число циклов нагружения зубьев колеса. Если  $N_{\Sigma 2} < 10^6$ , то принимаем  $N_{\Sigma 2} = 10^6$ , тогда  $K_{FL} = 1$ . Если  $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$ , тогда  $K_{FL} = 0,543$ . При  $N_{\Sigma 2} = 9 \cdot 10^7$  по формуле (11.116) находим  $K_{FL} = 0,61$ . Приближенные значения  $[\sigma_F]_2$ , вычислены по формулам (11.114) и (11.115). При реверсивной передаче (зубья рабо-

тают обеими сторонами) табличное значение  $[\sigma_F]_2$  умножают на 0,8.

### **Тепловой расчет**

В червячных передачах из-за повышенного трения скольжения в зацеплении происходит выделение большого количества тепла, которое нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает это тепло окружающей среде. Если отвод тепла недостаточен, передача перегревается. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (уменьшается вязкость), увеличиваются изнашивание червячного колеса и опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы выполняют как проверочный на основе теплового баланса:  $Q_B = Q_0$ , где  $Q_B = (1 - \eta)P_1$  — количество теплоты, выделяемой работающей передачей в одну секунду;  $Q_0 = K_T(t_m - t_b)A$  — количество тепла, отводимого наружной поверхностью корпуса в 1 с. Из условия теплового баланса находим  $(1 - \eta)P_1 = K_T(t_m - t_b)A$ , откуда температура масла в корпусе червячного редуктора, °С, при непрерывной работе:

$$t_m = t_b + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T A}, \quad (11.117)$$

где  $t_b \approx 20$  °С — температура окружающего воздуха;  $\eta$  — КПД червячной передачи;  $P_1$  — мощность на валу червяка, Вт;  $K_T$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), т. е. число, показывающее, сколько тепла в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха. Для чугунных корпусов принимают  $K_T = 9 \div 17$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Большие значения используют при хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка);  $A$  — поверхность охлаждения корпуса (без учета поверхности дна), омывае-

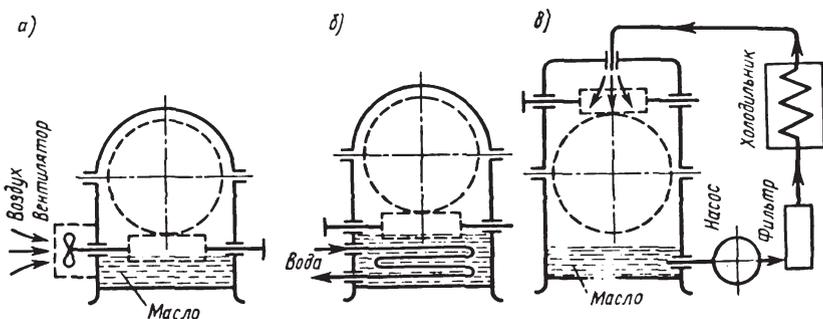


Рис. 11.30. Схемы охлаждения

мая свободно циркулирующим воздухом,  $m_2$ . Поверхность  $A$  определяют по размерам корпуса, полученным при эскизном проектировании. Ориентировочно  $A$  находят по эмпирической формуле

$$A \approx 20a_w^2, \quad (11.118)$$

где  $a_w$  — межосевое расстояние, м.

Условие работы передачи без перегрева

$$t_m \leq [t_m], \quad (11.119)$$

где  $[t_m]$  — максимально допустимая температура нагрева масла. При нижнем расположении червяка  $[t_m] = 95^\circ \text{C}$ , при верхнем —  $[t_m] = 75^\circ \text{C}$ . Если при расчете получили  $t_m > [t_m]$ , то необходимо увеличить поверхность охлаждения  $A$ , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается полная поверхность вертикальных ребер и только 50% поверхности горизонтальных), или применить искусственное охлаждение, которое осуществляется следующими способами: 1) обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 11.30, а). При этом  $K_T$  повышается до 20...28 Вт/(м<sup>2</sup> · °С); 2) охлаждают масло водой, проходящей через змеевик (рис. 11.30, б). В этом случае  $K_T$  повышается до 90...200 Вт/(м<sup>2</sup> · °С) при скорости воды в трубе до 1 м/с; 3) применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 11.30, в). В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка или колеса в

масло. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и размешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при этом снижаются смазочные свойства), глубина погружения колеса в масло не должна превышать высоты зуба, а глубина погружения червяка — не более высоты витка (рис. 11.30, а, б).

### **Расчет цепной передачи**

Основным критерием работоспособности и расчета цепных передач является долговечность работы цепи на износостойкость шарниров звеньев цепи.

**Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи.** Расчет выполняют как проверочный. Для получения необходимой долговечности цепной передачи из условия износостойкости шарниров среднее давление  $p_{ц}$  в шарнирах не должно превышать допустимого  $[p_{ц}]$ :

$$p_{ц} = F_t K_э / (A_{оп} K_m) \leq [p_{ц}], \quad (11.120)$$

где  $F_t$  — окружная сила, передаваемая цепью, Н;  $A_{оп} = d_0 b_0$  — площадь проекции опорной поверхности шарнира;  $d_0$  — диаметр валика;  $b_0$  — длина втулки;  $K_m$  — коэффициент, учитывающий число рядов цепи ( $K_m = 1$  для однорядной цепи,  $K_m = 1,7$  для двухрядной цепи);  $K_э$  — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$K_э = K_d K_n K_p K_c, \quad (11.121)$$

где  $K_d$  — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от типа привода (в приводах от электродвигателя  $K_d = 1$  при спокойной нагрузке,  $K_d = 1,5$  при нагрузке с толчками);  $K_n$  — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту ( $K_n = 1$  при  $\theta \leq 60^\circ$ ,  $K_n = 1,25$  при  $\theta > 60^\circ$ );  $K_p$  — коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжений цепи ( $K_p = 1,1$  для передач при регулировании оттяжными или нажимными звездочками,  $K_p = 1$  для передачи с регулировкой положения одной из звездочек,  $K_p = 1,25$  для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием);  $K_c$  — коэффициент, зависящий от способа смазывания передачи ( $K_c = 0,8$

при непрерывном смазывании;  $K_c = 1$  при капельном и внутришарнирном смазывании;  $K_c = 1,5$  — при периодическом смазывании);  $[p_{ц}]$  — допустимое среднее давление, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи,

$$[p_{ц}] = C / (L_h K_v K_s) \leq 40 \text{ Н/мм}^2, \quad (11.122)$$

где  $C = 4 \cdot 10^6$  — коэффициент работоспособности;  $L_h = 5 \cdot 10^3 \div 10^4$  ч — срок службы передачи;  $K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$  — коэффициент влияния частоты вращения  $n_1$  ведущей звездочки на износостойкость шарниров.

**Проектировочный расчет.** При расчете определяют шаг цепи  $p$  исходя из допустимого среднего давления в шарнире звена цепи. Выразив в формуле (11.120)  $A_{оп}$  через шаг  $p$  ( $A_{оп} \approx 0,28p^2$ ) и решив ее относительно  $p$ , получим формулу для проектировочного расчета при среднем значении межосевого расстояния  $a \approx 40p$ :

$$p \geq 30,5 \sqrt[3]{P_1 K_v / (n_1 K_m)}, \quad (11.123)$$

где  $P_1$  — передаваемая мощность, кВт;  $p$  — мм. Полученное значение  $p$  округляют для ближайшего стандартного. При принятом значении  $p$  заданная частота вращения не должна превосходить наибольших рекомендуемых значений  $n_{1\max}$ .

### **Расчет валов**

Основными критериями работоспособности и расчета валов являются прочность и жесткость. Так как расчет и конструирование — процессы взаимосвязанные и взаимовлияющие, то определение необходимых размеров валов выполняется в два этапа: проектировочный расчет и проверочный расчет.

Основной расчетной нагрузкой является крутящий  $M_k$  и изгибающий  $M_{и}$  моменты. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается.

**Проектировочный расчет.** На данном этапе расчета известен лишь крутящий момент  $M_k$ , численно равный передаваемому вращающему моменту  $M$ . Момент  $M_{и}$  можно опреде-

лить только после разработки конструкции (чертежа) вала. Поэтому *проектировочный расчет вала выполняют как условный расчет только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров*. При этом обычно определяют диаметр выходного конца вала, который испытывает одно кручение. Исходя из условия прочности на кручение

$$\tau_k = M_k / W_p = M_k / (0,2d^3) \leq [\tau_k],$$

получим формулу проектировочного расчета

$$d \geq \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])}, \quad (11.124)$$

где  $M_k$  — крутящий момент в расчетном сечении, Н·мм;  $[\tau_k] = 12 \div 25 \text{ Н/мм}^2$  — допустимое напряжение при кручении. Низкое значение  $[\tau_k]$  компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений.

Полученное значение  $d$  округляют до ближайшего большего размера из чисел ряда  $R_{40}$ . По выбранному значению  $d$  с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные стандартные посадочные диаметры вала. Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в пазу ступени меньшего диаметра.

Диаметры вала под подшипники качения принимают с учетом размещения на них подшипников заданной долговечности и в соответствии со стандартными диаметрами их внутренних колец, которые должны оканчиваться на числа 0 или 5. Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром  $d_3$ , то рекомендуется принимать  $d = (0,8 \div 1,0)d_3$ .

Окончательно размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

**Проверочный расчет.** Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае, как установлено практикой, основной вид разрушения валов — усталостное разрушение. Поэтому *для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность*.

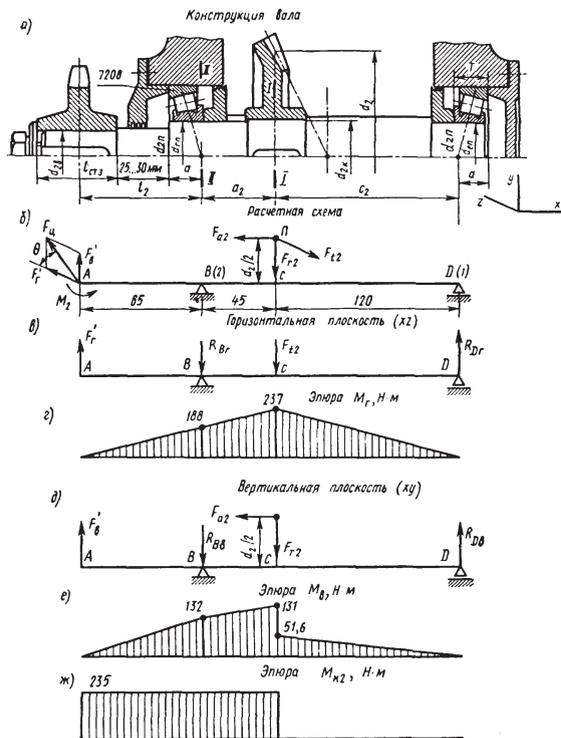


Рис. 11.31. Расчетная схема валов

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры необходимо учитывать, что перемещения валов весьма малы, и если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач через насаженные на них детали: зубчатые или чер-

вячные колеса, звездочки, шкивы. Эти силы распределены по ширине венца колеса, длине ступицы, ширине подшипника и т. п. На расчетных схемах силы и вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в полюсе зацепления и середине ступиц звездочки, шкива. Пример расчетной схемы показан на рис. 11.31, б.

**Расчет на сопротивление усталости.** При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений, действующих на вал. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу даже при постоянной нагрузке (рис. 11.31, а), а напряжения кручения — по отнулевому циклу (рис. 11.31, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты (знак момента изменяется только у реверсивных передач).

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности  $s$  в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, и в зонах концентрации напряжений и сравнении их с допустимыми значениями коэффициентов запаса прочности  $[s]$ . При этом должно выполняться условие прочности:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 s_{\tau}^2}} \geq [s].$$

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, вибрационное обкатывание и другие методы упрочняющей обработки поверхностей.

**Расчет на статическую прочность** производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, в период пуска и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряже-

ние по пятой гипотезе прочности (гипотезе энергии формоизменения)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\max}, \quad (11.125)$$

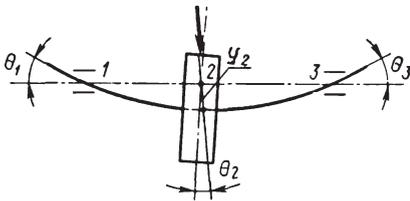
где  $\sigma_{и} = M_{и} / W_{ос.нетто}$ ;  $\tau = M_{к} / W_{р.нетто}$

Здесь  $M_{и}$  и  $M_{к}$  — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении вала при перегрузке. Предельное допустимое напряжение принимают  $[\sigma]_{\max} \approx 0,8\sigma_T$

**Расчет на жесткость** осуществляют, если упругое перемещение валов (например, длинные валы, ходовые винты и шпиндели станков и др.) влияет на работоспособность связанных с ними деталей.

Для обеспечения требуемой жесткости вала выполняют его расчет на изгибную и крутильную жесткость. Изгибная жесткость валов определяется условиями правильной работы зубчатых передач и подшипников. Под действием нагрузок возникают прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках (рис. 11.32). Стрела прогиба вала  $y_2$  и его поворот  $\theta_2$  под зубчатым колесом приводят к увеличению межосевого расстояния передачи, вызывают перекокс колеса, повышенную концентрацию нагрузки по ширине зубчатого венца и, как следствие, усиленное изнашивание и даже излом зубьев. Поворот вала (угол наклона цапф  $\theta$ ) в подшипниках вызывает неравномерное распределение нагрузки по их ширине и особенно по длине роликов, что может вызвать защемление тел качения и кромочное разрушение роликов.

Изгибная жесткость оценивается значениями  $y_2$  и  $\theta$ , которые определяют методами сопротивления материалов. Условия обеспечения требуемой изгибной жесткости вала:  $y_2 \leq [y_2]$  и  $\theta \leq [\theta]$ . Значения допустимых прогибов  $[y_2]$  и углов наклона  $[\theta]$  зависят от назначения вала.



**Рис. 11.32.** Прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках

Для валов передач под зубчатым колесом принимают  $[y_2] = (0,01 \div 0,03)t$ , где  $t$  — модуль, мм;  $[\theta] = 0,001$  рад. Допустимый угол наклона цапф в радиальных шарикоподшипниках  $[\theta] = 0,0012$  рад, в конических роликовых  $[\theta] = 0,0003$  рад. В станкостроении для валов общего назначения  $[y_2] = (0,0002 \div 0,0003)l$ , где  $l$  — расстояние между опорами.

Малые значения допускаемых перемещений иногда приводят к тому, что размеры вала определяет не прочность, а жесткость. Обычно валы редуктора на жесткость не проверяют, так как расстояние между опорами сравнительно невелико. Исключение представляет червячный вал, проверка которого на жесткость обязательна.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания  $\varphi$  на единицу длины вала. Для валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения, и такой расчет не выполняют.

### **Расчет осей**

**Проектировочный расчет.** Ось рассматривают как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную сосредоточенными силами, вызывающими изгиб. Поэтому проектировочный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов. По конструкции оси составляют расчетную схему. Определяют реакции опор и строят эпюру изгибающего момента  $M_{из}$ . Устанавливают опасное сечение, для которого требуемый диаметр оси определяют из условия прочности на изгиб  $w_{ос} \approx 0,1d^3 \geq M_{из} / [\sigma_{из}]$ , откуда

$$d \geq \sqrt[3]{M_{из} / (0,1[\sigma_{из}])}, \quad (11.126)$$

где  $M_{из}$  — максимальный изгибающий момент, Н·мм;  $[\sigma_{из}]$  — допустимое напряжение изгиба, Н/мм<sup>2</sup>.

**Выбор  $[\sigma_{из}]$ .** В неподвижных осях напряжения изгиба изменяются по отнулевому циклу — самому неблагоприят-

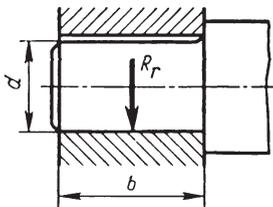
ному из всех знакопостоянных циклов. В этом случае для осей, изготавливаемых из средне-углеродистых сталей,  $[\sigma_{н}] = [\sigma_0]_{н} = 100 \div 160 \text{ Н/мм}^2$ . Меньшие значения рекомендуется принимать при наличии концентраторов напряжений. Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, для них принимают  $[\sigma_{н}] = [\sigma_{-1}]_{н} = (0,5 \div 0,6)[\sigma_0]_{н}$ . Если ось в расчетном сечении имеет шпоночный паз, то полученный диаметр увеличивают примерно на 10% и округляют до ближайшего большего значения.

**Проверочный расчет.** Расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость — частный случай расчета валов при крутящем моменте  $M_k = 0$ .

### Расчет подшипников скольжения

**Расчет на износостойкость и теплостойкость** выполняют как проверочный, когда известны диаметр  $d$  цапфы (шипа, шейки) (рис. 11.33), который определяют при проектировочном расчете вала, и ширина вкладыша  $b$ , которую назначают по рекомендации:  $b \approx (0,5 \div 1,3)d$ .

При недостаточной смазке и малой угловой скорости вала подшипники скольжения работают при граничной смазке и без смазки. В этих режимах расчет подшипников выполняют условно по двум показателям: среднему давлению  $p$  между цапфой и вкладышем и произведению  $pv$ . Расчет по  $p$  гарантирует невыдавливание смазки и представляет собой расчет на износостойкость. Расчет по  $pv$  гарантирует нормальный тепловой режим, т. е. отсутствие заедания, и представляет собой расчет на теплостойкость. Для ограничения износа и нагрева необходимо выполнить условия



$$p = R_r / (db) \leq [p]; \quad (11.127)$$

$$pv \leq [pv], \quad (11.128)$$

где  $R_r$  — радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $v$  — окружная скорость цапфы, м/с. Опытным путем установ-

Рис. 11.33. Цапфа

лены следующие допустимые значения  $[p]$ , Н/мм<sup>2</sup> и  $[pv]$ , (Н/мм<sup>2</sup>)·(м/с).

Параметры	$[p]$	$[pv]$
Материал вкладыша:		
антифрикционный чугуи:		
АЧК-1.....	0,5	2,5
АЧВ-2.....	12	12
бронза БрО6Ц6С3.....	6	10
бронза БрА9ДЖ3.....	15	12
баббит Б16.....	15	10

Если при расчете условия (11.127) и (11.128) не выполняются, то надо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

### Расчет подшипников качения

На основании теоретических и экспериментальных исследований получена кривая усталости подшипников качения (рис. 11.34, кривая не имеет горизонтального участка). Исходным для расчета подшипников на долговечность по усталостному выкрошиванию является уравнение этой кривой

$$L_{10} = (C_r / R_{гз})^p, \quad (11.129)$$

где  $L_{10}$  — базовая долговечность в миллионах оборотов. Термином «базовая» названа долговечность подшипника, соответствующая 90%-ной надежности.

Долговечность отдельного подшипника — число оборотов, которое одно из колец подшипника делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения;  $C_r$  — базовая динамическая грузоподъемность, кН, — постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник каче-

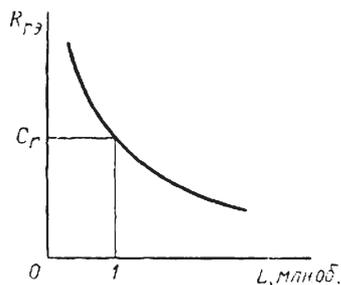


Рис. 11.34. Кривая усталости подшипников качения

ния может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 1 млн оборотов (рис. 11.34). Значения  $C_r$  устанавливают на основании теоретических и экспериментальных исследований для каждого данного типа подшипника и приводят в каталогах;  $R_3$  — эквивалентная динамическая нагрузка, кН, — постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки;  $p$  — показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников  $p = 3$  (точечный контакт тел качения); для роликовых радиальных цилиндрических и роликовых конических подшипников  $p = 10/3 = 3,33$  (линейный контакт тел качения).

По формуле (11.129) определяют базовую долговечность  $L_{10}$  шариковых радиальных и радиально-упорных, роликовых радиальных с цилиндрическими роликами и роликовых конических, упорных шариковых и роликовых подшипников.

Базовая долговечность подшипника, ч,

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n}, \quad (11.130)$$

где  $n$  — частота вращения подшипника, об/мин.

В практике отечественного машиностроения недавно, по рекомендации ISO, вместо формулы (11.129) стали применять формулу

$$L_{10} = a_1 a_{23} (C_r / R_3)^p, \quad (11.131)$$

где  $C_r$ ,  $R_3$  и  $p$  — см. формулу (11.129). При этом значение динамической грузоподъемности  $C_r$  подшипников принимают по каталогу или более поздним изданиям;  $a_1$  — коэффициент надежности. При 90%-ной надежности  $a_1 = 1$ , при 95%-ной  $a_1 = 0,62$ , при 97%-ной  $a_1 = 0,44$ ;  $a_{23}$  — коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипников: шариковых, кроме сферических,  $a_{23} = 0,7 \div 0,8$ ; шариковых сферических, роликоподшипников с цилиндрическими роликами  $a_{23} = 0,5 \div 0,6$ ; роликовых конических  $a_{23} = 0,6 \div 0,7$ .

## Муфты

Муфтой называется устройство, соединяющее концы двух валов и передающее вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин компонуют из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами, кинематическая и силовая связь между которыми выполняется с помощью муфт (рис. 11.35).

Соединение валов — основное назначение муфты, но, кроме того, муфты обычно выполняют одну или несколько дополнительных функций: обеспечивают включение и выключение исполнительного механизма машины при работающем двигателе; предохраняют машину от аварий при перегрузках; уменьшают динамические нагрузки и дополнительно поглощают вибрации соединяемых валов и деталей передачи; соединяют валы со свободно установленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы ременных передач и др.); компенсируют вредное влияние смещения соединяемых валов (несоосность валов). Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов (рис. 11.36). Различают три вида отклонений от номинального (соосного) расположения валов (а): *осевое смещение*  $\Delta l$  (б) может быть вызвано также температурным удлинением валов; *радиальное смещение*, или эксцентриситет  $\Delta r$  (в) и *угловое смещение*, или перекос  $\Delta \alpha$  (г). На практике чаще всего встречается комбинация указанных смещений (д).

Большинство муфт, применяемых в машиностроении, стандартизовано или нормализовано. В паспортных данных на муфты указаны: основная на-

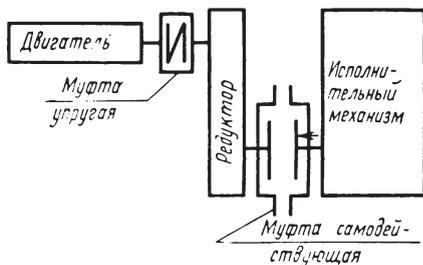
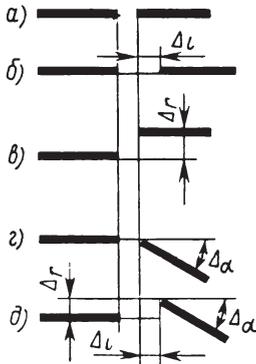


Рис. 11.35. Муфты



**Рис. 11.36. Виды отклонений валов**

грузочная характеристика муфты — номинальный передаваемый вращающий момент  $M_{\text{ном}}$ ; диапазоны посадочных диаметров отверстий и частот вращения; габаритные размеры, масса, значения смещений и др.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипники качения, по таблицам стандартов (нормалей).

**Подбор муфт.** *Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормалям по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту:*

$$M_{\text{расч}} = KM \leq M_{\text{ном}}, \quad (11.132)$$

где  $M$  — наибольший действующий момент на валу;  $K$  — коэффициент режима работы муфты, учитывающий условия эксплуатации. Для передач от электродвигателей принимают:  $K = 1,25 \div 2,0$  — транспортеры ленточные, цепные, скребковые;  $K = 1,25 \div 2,5$  — станки металлорежущие;  $K = 2,0 \div 3,0$  — дробилки, молоты и др.;  $K = 3 \div 4$  — краны грузоподъемные.

Муфты изготавливают в двух исполнениях: на длинные и на короткие концы валов с цилиндрическими или коническими посадочными отверстиями. Допускается применять сочетание полумуфт в разных исполнениях с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента  $M_{\text{ном}}$ .

## **ГЛАВА 12**

# **МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОСАМОСВАЛОВ**



Карьерные автосамосвалы имеют большие габариты, они сложны в исполнении, поэтому при их обслуживании и ремонте необходимо строго соблюдать меры безопасности. Техническое обслуживание, ремонт и заправку автомобилей горюче-смазочными материалами производят только при неработающем двигателе.

Автомобиль, поставленный на пост ТО или ремонта (без принудительного перемещения), следует затормозить ручным тормозом и под колеса подложить не менее двух упоров — башмаков (при выключенном двигателе силовой связи между двигателями и колесами нет). Капот автомобиля должен быть надежно закреплен в поднятом положении.

При проверке качества ТО и ремонта при работающем двигателе (после выхода из ремонта) автомобиль должен быть заторможен ручным (запасным) и колесными (рабочими) тормозами. Эти работы нужно проводить на специальной площадке с твердым покрытием, свободной от машин, оборудования и людей.

При техническом обслуживании автомобиля с поднятым кузовом последний фиксируется с помощью двух стопорных шкворней, а при длительной работе с поднятым кузовом необходимо подкладывать под него клинья или бруска. Для подъема переднего и заднего мостов следует пользоваться домкратами и для надежной фиксации под поднятый мост или раму устанавливать специальные подставки.

При обслуживании электроприборов следует отключить одну из клемм аккумуляторной батареи. Снимать генератор или стартер можно только вдвоем, пользуясь специальными приспособлениями.

При техническом обслуживании автомобилей на конвейерной (поточной) линии необходимо устройство сигнализации, предупреждающее работающих о движении автомобиля с поста на пост.

При ремонте цилиндров подвески следует соблюдать следующие меры безопасности:

- перед снятием цилиндра убедиться в отсутствии давления в верхней и нижней полостях (должен быть полностью выпущен газ);
- открывать зарядные клапаны с интервалом в три минуты не менее трех раз;
- при проверке на герметичность нельзя становиться против пробок, крышек, выходных каналов;
- перед зарядкой газа в цилиндр убедиться в исправности зарядного приспособления, газ подавать плавно через понижающий редуктор;
- перемещать заряженный цилиндр только вертикально (отклонение от вертикали не более 30—40°).

При этом категорически воспрещается при наличии газа отворачивать зарядные клапаны, заправочный штуцер, предварительно не сняв с него крышку, заряжать цилиндры кислородом, так как возможен взрыв.

Снимать и устанавливать шины и колеса должны не менее двух человек с применением автопогрузчика.

Колеса с автомобиля разрешается снимать только при полностью выпущенном из шин воздухе, при снятии даже одного из сдвоенных колес газ необходимо выпустить из обеих шин. При снятии колес автомобиль необходимо надежно закрепить во избежание самопроизвольного перекатывания. Перед установкой колеса на автомобиль шину предварительно накачивают до давления в ней 100 кПа, а после закрепления колеса ее накачивают до требуемого давления. Биение колеса по боковине покрышки не должно превышать 8 мм.

При пользовании пусковым подогревателем двигателя нельзя допускать замасливания или подтекания топлива в подогревателе и во время его работы находиться рядом с ним, но нельзя и отлучаться от автомобиля.

При замерзании конденсата воздушный баллон и влагомаслоотделитель прогревают намоченной в горячей воде тряпкой, но не открытым огнем.

При снятии и установке:

- редуктора заднего моста — автомобиль устанавливают на ровной площадке, под колеса с обеих сторон подкладывают упорные башмаки, кузов надежно фиксируют в поднятом положении и отсоединяют редуктор от картера заднего моста только после укрепления его в приспособлениях для снятия;
- карданного вала — автомобиль устанавливают на ровной площадке, колеса расклинивают, применяют также страховку тросом во избежание падения вала;
- переднего моста — автомобиль укрепляют передней частью на подставках, задние колеса расклинивают с обеих сторон;
- передних ступиц — производят те же подготовительные операции, что и при снятии переднего моста;
- гидромеханической передачи — следует пользоваться специальными чалочными приспособлениями, удерживающими передачу в подвешенном вертикальном положении;
- вилки заднего моста — необходимо строповкой застраховать от падения.

Снимать и устанавливать аккумуляторные батареи с большегрузных автомобилей можно только вдвоем и в перчатках.

При ремонте двигателей необходимо:

- при замене распределительных шестерен и затягивании гаек крепления шестерен устанавливать клинья во избежание проворачивания, так как можно травмировать руки;
- при снятии картера маховика и головки блока цилиндров использовать тельфер;
- при снятии нагнетателя предварительно извлечь вал привода, а затем снять нагнетатель (или нагнетатель вместе с валом), предохраняя его от выпадения;
- при перемещении двигателя краном (или тельфером) не поднимать его выше  $\approx 0,5$  м от уровня пола, не убедившись в надежности крепления.

При ремонте автосамосвалов с электромеханической передачей работы по ТО и ремонту машин и оборудования высоковольтной сети, осмотр контактов, коллекторов машин, щеток и щеточных устройств, а также снятие кожухов, ограждений и т. п. разрешается только при неработающем двигателе и выключенном выключателе батареи.

В исключительных случаях разрешается внешне осматривать машину и приборы, находящиеся под высоким напряжением (осмотр щеток работающего силового генератора и т. п.). При этом обслуживать автомобиль должны не менее двух человек в диэлектрических перчатках.

Перед проверкой уровня масла в цилиндре подвески или снятием цилиндра с автомобиля необходимо обесточить систему регулировки характеристики подвески и выпустить воздух из основной полости цилиндра, через три минуты необходимо повторно выпустить воздух, который растворился в масле. При обслуживании или ремонте приборов электрооборудования следует вынуть ключ из выключателя «массы».

Кроме того, при ремонте и техническом обслуживании автомобиля воспрещается пользоваться неисправными инструментами и приборами, находиться под поднятыми узлами или приборами, работать без ограждения вращающихся частей или станков, применять открытый огонь и курить в цехе, применять переносное освещение напряжением свыше 36 В.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Астафьев Ю.П., Близнюков В.Г., Шекун О.Г.* и др. Горное дело. — М.: Недра, 1980.
2. *Высоцкий М.С., Гришкевич А.И., Зотов А.В., Добрых Л.И., Денисов А.Г.* Автомобили — машины большой единичной мощности. — Минск: Вышэйшая школа, 1988.
3. *Замышляев В.Ф., Русихин В.И., Шешко Е.Е.* Эксплуатация и ремонт карьерного оборудования. — М., Недра: 1991.
4. *Казарез А.Н., Кулешов А.А.* Эксплуатация карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией. — М.: Недра, 1988.
5. *Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Корецкий В.Б.* Ремонтная технологичность большегрузных карьерных автосамосвалов на угольных разрезах Севера. — М.: Изд-во МГГУ, 2003.
6. Положение о техническом обслуживании и ремонте автомобилей БелАЗ грузоподъемностью 75 т и более (временное). — М.: ИГД им. А.А. Скочинского.
7. *Томаков П.И., Наумов И.К.* Технология, механизация и организация открытых горных работ. — М.: Изд-во МГГУ, 1992.
8. *Трубецкой К.Н., Потапов М.Г.* и др. Открытые горные работы: Справочник. — М.: «Горное бюро», 1994.
9. *Фролов М.И.* Техническая механика: Детали машин. — М.: Высшая школа, 1990.
10. *Шешко Е.Е.* Горно-транспортные машины и оборудование для открытых работ. — М.: Изд-во МГГУ, 2003.
11. *Шешко Е.Е.* Эксплуатация и ремонт оборудования транспортных комплексов карьеров. — М.: Изд-во МГГУ, 1996.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	5
<b>Глава 1. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ НА КАРЬЕРАХ</b> .....	7
<b>Глава 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА</b> .....	13
<b>Глава 3. УСТРОЙСТВО БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ</b> .....	27
Двигатель .....	29
Трансмиссия .....	30
Рама .....	40
Кузов .....	40
Подвеска .....	41
Передняя ось .....	44
Колеса .....	44
Рулевое управление .....	45
Тормозная система .....	46
<b>Глава 4. МОНТАЖ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ</b> .....	51
Общие указания и подготовка к монтажу .....	53
Установка передней подвески .....	55
Установка электромотор-колес .....	58
Установка колес .....	61
Установка оперения .....	63
Присоединение жгутов и проводов тягового электропривода .....	80
Установка фар и фонарей наружного освещения, сигнала, стеклоомывателя, указателей габаритов и подсоединение проводов, кожуха пола, брызговиков двигателя и чехла капота .....	82
Сборка и сварка платформы .....	89
Установка платформы, брызговиков, камневыталкивателей и подсоединение цилиндров опрокидывающего механизма .....	100
Проверка работы систем автосамосвала и пуск двигателя .....	104

Опробование, ввод в эксплуатацию и обкатка самосвала . . . . .	111
Меры безопасности при монтаже и обкатке автосамосвала . . . . .	116
<b>Глава 5. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ, СХЕМЫ ДВИЖЕНИЯ И МАНЕВРОВ АВТОТРАНСПОРТА В КАРЬЕРЕ.</b> . . . . .	123
<b>Глава 6. КАРЬЕРНЫЕ АВТОДОРОГИ</b> . . . . .	131
6.1. Устройство карьерных автодорог . . . . .	133
6.2. Содержание и ремонт карьерных автодорог . . . . .	141
<b>Глава 7. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ, РЕМОНТ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ</b> . . . . .	145
7.1. Система технического обслуживания и ремонта . . . . .	147
7.2. Операции технического обслуживания автосамосвалов . . . . .	160
7.3. Смазка автосамосвалов . . . . .	178
7.4. Эксплуатационные материалы . . . . .	192
<b>Глава 8. АВТОМОБИЛЬНОЕ ХОЗЯЙСТВО НА КАРЬЕРАХ</b> . . . . .	195
<b>Глава 9. РАСЧЕТ КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА.</b> . . . . .	213
9.1. Силы, действующие на автосамосвал при движении . . . . .	215
9.2. Основное уравнение движения автосамосвала . . . . .	218
9.3. Тяговые и эксплуатационные расчеты . . . . .	221
9.4. Пропускная и провозная способность карьерных автодорог . . . . .	230
9.5. Расчет узлов и систем автосамосвала . . . . .	231
<b>Глава 10. РАСЧЕТ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО КРИТЕРИЯ АВТОСАМОСВАЛОВ.</b> . . . . .	315
<b>Глава 11. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.</b> . . . . .	321
Факторы, влияющие на предел выносливости . . . . .	325
Определение коэффициента запаса прочности . . . . .	332
Контактная прочность и контактные напряжения . . . . .	333
Расчет сварных соединений . . . . .	336
Расчет на прочность соединений с натягом . . . . .	339
Расчет на прочность резьбовых соединений . . . . .	344
Расчет шпоночных соединений . . . . .	352
Расчет шлицевых прямобочных соединений . . . . .	354
Передачи . . . . .	354
Фрикционные передачи . . . . .	357
Расчет ременных передач . . . . .	358
Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач . . . . .	364
Расчет передачи винт-гайка . . . . .	374
Расчет на прочность червячных передач . . . . .	378
Тепловой расчет . . . . .	383

Расчет цепной передачи.....	385
Расчет валов.....	386
Расчет осей.....	391
Расчет подшипников скольжения.....	392
Расчет подшипников качения.....	393
Муфты.....	395
<b>Глава 12. МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ</b>	
<b>АВТОСАМОСВАЛОВ.....</b>	<b>397</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>403</b>

Валентин Суликоевич **Квагинидзе**  
Геннадий Иванович **Козовой**  
Фридон Аквсентьевич **Чакветадзе**  
Юрий Анатольевич **Антонов**  
Владимир Борисович **Корецкий**

**АВТОМОБИЛЬНЫЙ  
ТРАНСПОРТ  
НА КАРЬЕРАХ  
конструкции  
эксплуатация  
расчет**

*Режим выпуска «стандартный»*

Редактор текста *Е.И. Кит*  
Компьютерная верстка, подготовка  
оригинал-макета *Ю.С. Яковлев*  
Дизайн серии *О.Ю. Долгошеева*  
Зав. производством *Н.Д. Урбушкина*

Подписано в печать 20.07.2012. Формат 60х90/16.  
Бумага офсетная № 1. Гарнитура «Times». Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 26,0. Допечатка тиража 500 экз. Изд. № 2532.  
Заказ 2984-12

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ГОРНАЯ КНИГА»

Отпечатано в ООО «АЛЬТАИР» (Орехово-Зуевская типография)  
142100 М.О., г. Подольск, Революционный пр-т, 80/42



119991 Москва, ГСП-1, Ленинский проспект, 6,  
издательство «Горная книга»  
тел. (499) 230-27-80; факс (495) 956-90-40;  
тел./факс (495) 737-32-65  
[info@gornaya-kniga.ru](mailto:info@gornaya-kniga.ru)  
[www.gornaya-kniga.ru](http://www.gornaya-kniga.ru)



# К ♦ Н ♦ И ♦ Г ♦ И

---

ИЗДАТЕЛЬСТВА МОСКОВСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО  
УНИВЕРСИТЕТА  
И ИЗДАТЕЛЬСТВА «ГОРНАЯ КНИГА»

***можно приобрести***

- ◆ в киоске Издательства МГГУ (м. «Октябрьская»-кольцевая, Ленинский просп., 6, главный корпус, 2-й этаж);

## ***заказать***

- ◆ через систему «Книга—почтой»; заказы в произвольной форме направляйте:

*по адресу:* **119991 Москва, ГСП-1, Ленинский  
проспект, 6, Издательство МГГУ;**

*по телефонам:* **(499) 230-27-80,  
(495) 737-32-65;**

*по факсам:* **(495) 956-90-40,  
(495) 737-32-65;**

*по e-mail:* **info@gornaya-kniga.ru**

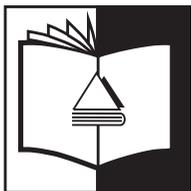
---

Распространение книг осуществляют  
Издательство МГГУ, издательство «Горная книга»

Подробная информация размещена  
на сайте [www.gornaya-kniga.ru](http://www.gornaya-kniga.ru)

# СТРУКТУРА АССОЦИАЦИИ «МИР ГОРНОЙ КНИГИ»





**В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ  
МОСКОВСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО  
УНИВЕРСИТЕТА**

*работает*

**ДЕПОЗИТАРИЙ**

Депонированные рукописи приравняются государственными организациями (ВАК, Министерством образования и науки РФ и др.) к открытым публикациям

*Справка  
о депонировании  
выдается в течение  
суток*

К депонированию принимают рукописи по всем аспектам горного дела и смежным дисциплинам

Депозитарий принимает к опубликованию работы, которые по каким-либо причинам не могут быть напечатаны в журналах и сборниках

*Депонирование  
рукописей —  
удобный и быстрый  
вид публикаций*

По вопросам депонирования обращайтесь в Издательство МГГУ

119991 Москва, ГСП-1,  
Ленинский пр-т, 6,  
издательство «Горная книга»  
Телефон: (499) 230-27-80  
E-mail: [info@gornaya-kniga.ru](mailto:info@gornaya-kniga.ru)  
[www.gornaya-kniga.ru](http://www.gornaya-kniga.ru)

*ГИАБ является  
ведущим  
научно-практическим  
журналом  
в области горных наук,  
геологии, экономики  
добывающих отраслей,  
высшего горного  
образования  
и смежных наук*

# ГОРНЫЙ

## ИНФОРМАЦИОННО- АНАЛИТИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ (ГИАБ)

Индекс Роспечати 46466  
Индекс Прессы России 20983

*ГИАБ внесен в список  
периодических научных изданий,  
рекомендуемых ВАК Минобразования  
и науки России для публикации  
научных работ соискателей ученой  
степени кандидата и доктора наук*

Публикуемые в **ГИАБ** материалы содержат:

- ◆ статьи ученых высшей школы, НИИ, зарубежных специалистов, руководителей горных предприятий и инженеров;
- ◆ полные тексты докладов ученых на симпозиумах, конференциях, совещаниях;
- ◆ обзоры по защищенным диссертациям в области горного дела и смежных наук;
- ◆ аннотации и рецензии на новые книги в области горного дела;
- ◆ публицистические, исторические и литературные материалы.

**ГИАБ** освещает работу семинаров ежегодного симпозиума «Неделя горняка».

Периодичность издания 12 номеров в год. Объем каждого номера 424 страницы.

С 2004 г. **ГИАБ** выпускается в книжном формате, в твердом переплете.

**Распространение ГИАБ — преимущественно по подписке.**

Возможен предварительный заказ отдельных номеров **ГИАБ**, выпускаемых в текущем году, а также заказ номеров прошлых лет (с 1992 г.).

По заявкам организаций издаются тематические и региональные выпуски **ГИАБ**, препринты (брошюры), являющиеся официальным приложением к бюллетеню.

**ПОДПИСКУ И ПРОДАЖУ  
ОТДЕЛЬНЫХ НОМЕРОВ  
ОСУЩЕСТВЛЯЕТ  
ИЗДАТЕЛЬСТВО  
«ГОРНАЯ КНИГА»**

*Заявки  
с обратным адресом  
направляйте по адресу:  
119991 Москва,  
ГСП-1, Ленинский пр., д. 6,  
«Горная книга»*



*Организована подписка  
на отдельные выпуски ГИАБ*

Индекс Роспечати 32777

*По вопросам подписки,  
получения экземпляров ГИАБ  
и издания отдельных выпусков можно также  
обращаться по телефонам (499) 230-27-80,  
(495) 737-32-65; по факсу (495) 956-90-40  
или по e-mail: [info@gornaya-kniga.ru](mailto:info@gornaya-kniga.ru)*

**ДЛЯ  
ЗАМЕТОК**

**ДЛЯ  
ЗАМЕТОК**

**ДЛЯ  
ЗАМЕТОК**

**ДЛЯ  
ЗАМЕТОК**

**ДЛЯ  
ЗАМЕТОК**