

Министерство сельского хозяйства РФ

ФГБОУ ВО Брянский государственный аграрный университет

Кафедра безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии

Белова Т.И., Титенок А.В., Растягаев В.И.

**СПЕЦИАЛЬНАЯ ТЕХНИКА
ДЛЯ РАБОТЫ В ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ УСЛОВИЯХ**

Учебно-методическое пособие для самостоятельной работы

направления подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность
профиль Пожарная безопасность

Брянская область, 2018

УДК 61.(075.8)

ББК51.1 (2) 2

Б 43

Белова Т.И. Спасательная, пожарная и аварийно-спасательная техника»: Учебно-методическое пособие / Т.И. Белова, А.В.Титенок, В.И.Растягаев. – Брянск: Изд-во Брянского ГАУ, 2018. – 194 с.

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с ФГОС ВО для студентов направления подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность профиль Пожарная безопасность и предназначены для выполнения самостоятельных работ по дисциплине «Специальная пожарная и аварийно-спасательная техника»

В учебно-методическом пособии первого раздела приведены общие сведения, дана классификация спасательной техники и ее основные направления развития. Во втором разделе представлено описание специальной техники и средств малой механизации аварийно-спасательных работ, а также технического обслуживания, консервации и ремонта аварийно-спасательной техники. В третьем разделе приведены примеры для самостоятельного решения типовых задач по определению основных технических характеристик аварийно-спасательных машин.

В четвертом разделе представлены сведения по снижению трибонапряженности спасательной техники.

Рецензент: Михальченко А.М., д.т.н., профессор кафедры технического сервиса ФГБОУ ВО Брянский ГАУ.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно - технологического института, протокол №9 от 19 апреля 2018 г.

© Брянский ГАУ, 2018

© Белова Т.И., 2018

© Титенок А.В., 2018

© Растягаев В.И., 2018

Оглавление

Введение	4
1. Общие сведения об аварийно-спасательных машинах	5
2. Аварийно-спасательные машины тяжелого класса.....	7
3. Аварийно-спасательные машины среднего класса.....	13
4. Аварийно-спасательные машины легкого класса	15
5. Машины специального назначения	17
6. Оперативно-штабные машины.....	19
7. Машины специальной связи и оповещения, разведывательно-спасательные, химические, пиротехнические и водолазные	22
8. Мотоциклы специального назначения	24
9. Аварийные машины коммунальных служб	27
10. Пожарная техника и техника, применяемая	31
для ведения АСДНР.....	31
11. Машины радиационной, химической разведки.....	35
и специальной обработки	35
12. Базовые гусеничные и колесные тракторы.....	39
13. Бульдозеры	40
14. Автогрейдер и машины для отрывки котлованов	45
15. Инженерная машина разграждения и путеукладчик.....	48
16. Экскаваторы	51
17. Грузоподъемные машины и стреловые краны, применяемые.....	56
при проведении АСДНР	56
18. Аварийно-спасательный инструмент и оборудование.....	66
19. Оборудование для подъема и перемещения грузов	71
20. Эксплуатация спасательной техники.....	80
и особенности ее использования.....	80
Введение.....	83
Задача 1. Определение параметров рабочего	85
процесса бульдозера	85
Задача 2. Определение сил, действующих на базовые машины	92
Задача 3. Тяговый расчет базового автомобиля	97
Задача 4. Обоснование рабочих параметров агрегатов АСМ.....	104
Задача 5. Расчет гидравлических расширителей-ножниц	133
Задача 6. Корректирование периодичности проведения.....	136
регламентного ТО базовых машин.....	136
Нормативно-правовые документы	192
Рекомендуемая литература.....	193

Введение

Человечество с давних времен пыталось оградить себя от опасных и смертоносных явлений природы, создавая новую среду обитания – техносферу. Накопленные за несколько столетий знания позволили достигнуть колоссальных успехов в науке, технике, технологии, что сделало жизнь человека более полноценной и благополучной, дало возможность наиболее полно удовлетворять свои потребности.

Но вместе с тем, прогресс науки и техники сегодня представляет реальную угрозу для жизни и безопасности человека. Создаваемые сложнейшие системы грозят все большими опасностями, масштабы и последствия которых порой невозможно предугадать. Промышленные предприятия на сегодняшний день стали постоянным источником возникновения несчастных случаев, аварий, катастроф и чрезвычайных ситуаций, рост которых во всем мире только увеличивается.

Под руководством МЧС России создана и продолжает совершенствоваться Единая государственная система предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций (РСЧС), предназначенная для решения задач спасения населения, пострадавшего от аварий, катастроф и стихийных бедствий, осуществления заблаговременного комплекса мер, направленных на предупреждение и максимально возможное уменьшение рисков возникновения ЧС, на сохранение жизни людей, снижение материальных потерь и размеров ущерба окружающей природной среде.

Умелые действия по спасению людей, оказанию им необходимой помощи и приведению аварийно-спасательных работ в очагах поражений при чрезвычайной ситуации позволяют сократить количество погибших, сохранить здоровье пострадавшим, сократить материальные потери. В связи с этим все более возрастает значение подготовки специалистов различного уровня по защите населения и территорий от чрезвычайных ситуаций.

Самостоятельная работа, ее организация играют большую роль в обучении, а также в научной и творческой работе студента вуза. От того, насколько студент подготовлен и включен в самостоятельную деятельность, зависят его успехи в учебе, научной и профессиональной работе.

1. Общие сведения об аварийно-спасательных машинах

Аварийно-спасательные машины (АСМ) – это транспортные средства, предназначенные для доставки расчетов спасателей с комплектом специального оборудования к месту ЧС, а также обеспечения проведения комплекса аварийно-спасательных работ в зависимости от предназначения.

Основные типы АСМ:

1. Аварийно-спасательные машины:

- тяжелого класса (АСМ-48-03 «Спасатель» на базе КАМАЗ-43118, ЗИЛ- 4906, 49061, 497200, 497202, АСМ 47-03 «Бизон» на шасси АС 3848 000001);

- среднего класса (АСМ-41-02 на шасси ГАЗ 27057, УАЗ-3909, 3962, Land Rover Defender 110);

- легкого класса (АСМ-41-01 на шасси ВАЗ-2131, Шевроле).

2. Машины специального назначения:

- подвижные пункты управления;
- оперативно-штабные;
- специальной связи и оповещения;
- разведывательно-спасательные;
- химические;
- пиротехнические;
- водолазные.

3. Мотоциклы специального назначения.

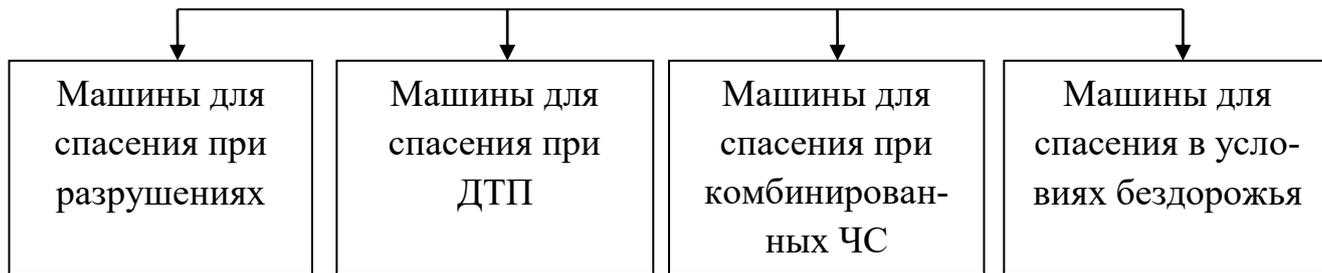
4. Специальные транспортные средства.

5. Прицепные транспортные средства.

6. Аварийные машины коммунальных служб.

Классификация АСМ по функционально-конструктивным признакам

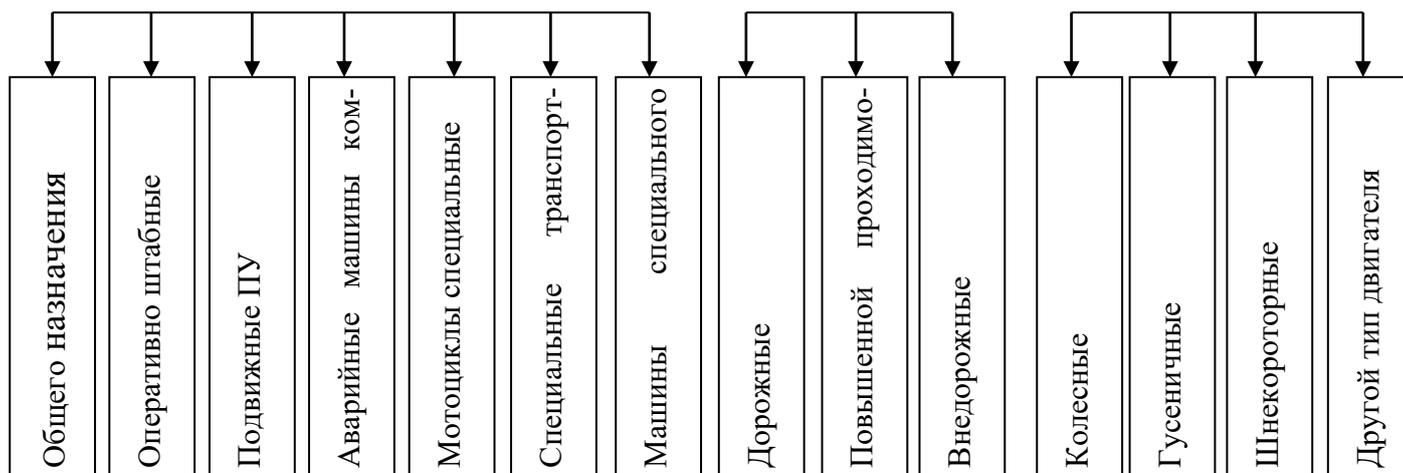
По видам работ (составу оборудования)



По назначению

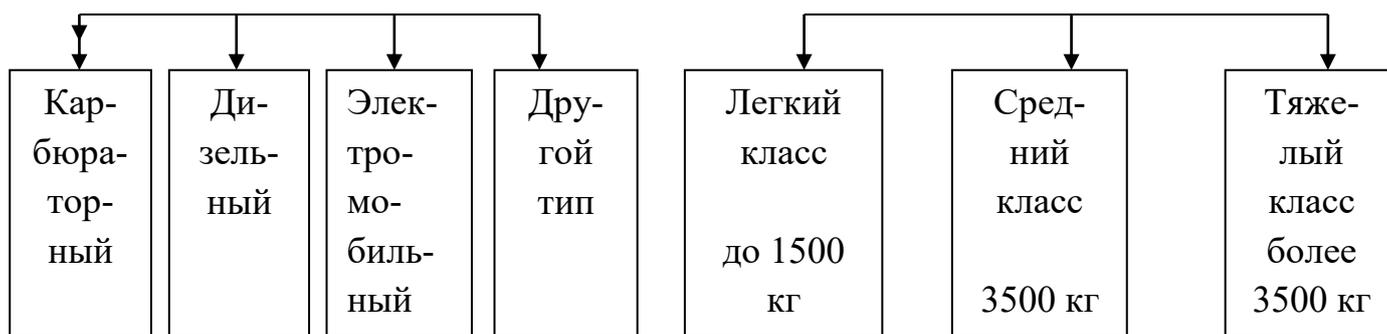
По проходимости

По типу шасси



По типу двигателя

По массе базового автомобиля (шасси)



2. Аварийно-спасательные машины тяжелого класса

Повышение мобильности поисково-спасательных формирований (ПСФ) достигается:

- организационными мероприятиями;
- оснащением специализированными комплектами аварийно - спасательных средств;
- обеспечением их мобильными средствами доставки подразделений спасателей в район ведения АСДНР.

Аварийно-спасательные автомобили тяжелого класса предназначены для обеспечения действий спасателей в количестве 7-9 человек при наращивании усилий по ликвидации последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий (во втором эшелоне), а также в тяжелых природно-климатических условиях.

Они укомплектованы оборудованием, инструментом и аварийно-спасательными средствами, позволяющими выполнять аварийно-спасательные работы больших объемов в сложных условиях и обеспечивать длительное проживание спасателей в районе ведения АСДНР.

Аварийно-спасательная машина АСМ-5827-0000010 на шасси КАМАЗ-43101 (рис. 1) предназначена для повышения мобильности и эффективности действий спасательных формирований МЧС при ликвидации чрезвычайных ситуаций (ЧС) техногенного и природного характера.



Рисунок 1.- АСМ-5827-0000010 тяжелого класса на шасси КАМАЗ-43101

Машина способна решать задачи:

- по доставке групп спасателей в зону ЧС;
- по проведению разведки очага ЧС и поиску пострадавших в завалах;
- по спасению или деблокированию пострадавших при ЧС природного и техногенного характера;
- по организации связи и оповещения в зоне ЧС;
- по освещению района аварии и места проведения спасательных работ;
- по оказанию первой помощи пострадавшим, а при необходимости их эвакуации к местам погрузки на санитарный транспорт;
- по обеспечению вспомогательных работ на месте ЧС (наполнение воздушных баллонов, выработка и подача электроэнергии, обеспечение освещения в районе и на участке ведения работ и его ограждение);
- по локализации и тушению возгораний, препятствующих проведению спасательных работ;
- по хранению табельного имущества.

Машина со стандартным комплектом загрузки имеет следующие технические характеристики (табл.1).

Таблица 1 - Технические характеристики АСМ 5827-0000010

№ п/п	Показатели	Технические характеристики
1	Шасси	полноприводное, КамАЗ 6х6
2	Двигатель	КамАЗ-7403,10
3	Максимальная мощность кВт (л/с)	191 (260)
4	Количество мест в кабине, человек	3
5	Количество мест в салоне для экипажа: для сидения спальных	4 6
6	Радиус поворота, м	11,2
7	Контрольный расход топлива, л/100 км	30
8	Максимальная скорость движения, км/ч	85
9	Запас хода по контрольному расходу топлива, км, не менее	800
10	Полная масса машины не более, кг	15100
11	Масса в снаряженном состоянии, кг	12900

Оснащение АСМ-5827:

- защитная одежда и средства индивидуальной защиты;
- средства пожаротушения;
- средства радиационной и химической разведки и контроля;
- медико-реанимационное оборудование;
- средства связи, оповещения и сигнализации;
- спасательные средства и инструмент;
- оборудование жизнеобеспечения;
- специальный инвентарь.

Габаритные размеры автомобиля позволяют осуществлять его оперативную доставку самолетом ИЛ-76 в любую точку страны.

Аварийно-спасательная машина «Спасатель» АСМ-48-03 на шасси КАМАЗ-43118-1048-13 (рис.2) предназначена для:

- оперативной доставки спасателей и специального оборудования к месту возникновения ЧС природного и техногенного характера;
- обеспечения выполнения аварийно-спасательных и других неотложных работ;
- мероприятий по поиску и оказанию медицинской помощи пострадавшим;
- ликвидации локальных очагов пожаров;
- ведения радиационной и химической разведки;
- связи и оповещения в ходе ликвидации последствий ЧС, катастроф и стихийных бедствий в тяжелых природно-климатических условиях.



Рисунок 2- АСМ «Спасатель» АСМ-48-03 тяжелого класса на шасси КАМАЗ-43118-1048-13

Технические характеристики: шасси – КамАЗ-43118-13. Колёсная формула – 6х6. Допустимая полная масса – 19000 кг. Скорость движения, max – 90 км/час. Расчёт - 9 чел.

Особенности

-Высокая проходимость, обусловленная характеристиками базового шасси;

-Насыщенность специальным и аварийно-спасательным оборудованием позволяет увеличить объем работы в 3 раза по отношению к возможностям экипажа;

-Возможность автономной работы в удаленных районах в радиусе 500 км без дозаправки и обеспечение отдыха 5 – 6 человек;

-Возможность работы в районах с холодным климатом (до - 40°С) за счет подогрева обитаемого и технического отсеков, а также двигателя;

- Железнодорожная и авиатранспортабельность;

-Устойчивость кузова-фургона к воздействию внешней среды за счет применения пластика.

Выполняемые АСМ «Спасатель» задачи и возможности:

- оперативная доставка расчета из 7-10 человек и специального оборудования к местам возникновения ЧС по дорогам всех категорий;

- организация радиосвязи в УКВ диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 20 км и носимых - на дальность 2-3 км;

- эвакуация пострадавших из очагов разрушений, в т.ч. с объектов высотой до 50 м с применением альпинистских технологий;

- оказание первой медицинской помощи пострадавшим (до 50 человек) с использованием медицинской укладки;

- подъем железобетонных и стальных конструкций, техники, емкостей и других грузов массой до 24000 кг с помощью пневматических домкратов на высоту до 260 мм;

- остановка течей в трубопроводах с помощью пневмопластырей;

- деформация, перемещение и разрушение силовых элементов конструкций, перекусывание металлических стержней диаметром до 32 мм;

- резка стальных листов, полос и других металлоконструкций толщиной до 32 мм с использованием гидроинструмента и оборудования для резки металлов;

- расширение узких проемов в завалах и конструкциях до 790 мм;

- выполнение электросварочных работ;

- проведение аварийно-спасательных работ на воде;

- ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха,

воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов, определение наличия взрывоопасных газов);

- ликвидация локальных очагов возгорания;
- освещение мест проведения аварийно-спасательных работ;
- обеспечение сохранности аварийно-спасательных средств.

Поисково-спасательный комплекс «Синяя птица» на шасси ЗИЛ-4906 и ЗИЛ-49061 (рис. 3) предназначен для:

- доставки спасательных подразделений с полным комплектом необходимого аварийно-спасательного оборудования, приборов и инструмента к местам ЧС в условиях бездорожья, при наличии водных преград;

- обеспечения приборами разведки и контроля очагов поражения;
- обеспечения связи и оповещения;
- энергетического обеспечения спасательных работ;
- освещения места работ;
- обеспечения работ по оказанию первой медицинской помощи и эвакуации пострадавших;
- ликвидации локальных возгораний;
- обеспечения сохранности имущества, оборудования и инструмента;
- создания условий для отдыха и проживания спасателей в местах проведения аварийно-спасательных работ.

а)



б)



Рисунок 3- Аварийно-спасательные плавающие машины высокой проходимости: а) ЗИЛ-4906 (грузовой); б) ЗИЛ 49061 (пассажирский)

Основные тактико-технические характеристики плавающих АСМ на шасси ЗИЛ-49061 и ЗИЛ-4906

Автомобили рассчитаны на эксплуатацию при:

- температурах окружающего воздуха от -50 до $+70$ °С;
- относительной влажности до 98% при температуре 35 °С;

- запыленности воздуха до 2 г/м³;
- скорости ветра до 25 м/с на суше и 15 м/с при волне до 0,5 м на акваториях внутренних водоемов в районах, расположенных на высоте до 3000 м над уровнем моря (на перевалах до 4000 м).

Автомобили оснащены:

- системой кондиционирования воздуха;
- системой регулирования давления в шинах;
- системой водоотлива;
- автоматической системой пожаротушения;
- электрогенератором постоянного тока 4,5 кВт;
- радионавигационным комплексом и переговорным устройством (табл.2).

Корпус выполнен из стеклопластика. Управляемые передние и задние колеса. Независимая торсионная подвеска. Дисковые тормоза с гидро- и пневмоприводами.

Таблица 2-Технические характеристики плавающих АСМ

№ п/п	Технические характеристики	ЗИЛ-49061	ЗИЛ-4906
1	Тип шасси	рамное высокой проходимости	
2	Трехосный, колесная формула	6 x 6	
3	Грузоподъемность, кг	2025	3400 с краном 5000 без крана
4	Полная масса автомобиля, кг	9550	11800
5	Двигатель ЗИЛ-130, бенз., мощн., л.с.	150	
10	Наименьший радиус поворота, м	10	
11	Дорожный просвет, мм	590	
12	Максимальная скорость движения, км/час	80	75
13	Запас хода, км	1250	900
14	Максимальный угол подъема с максимальной нагрузкой, град.	30	
15	Минимальная устойчивая скорость движения, км/час	0,9	1,5
16	Максимальная скорость на плаву, км/час	9	8
17	Экипаж, чел.	3+10	3

3. Аварийно-спасательные машины среднего класса

В условиях населенных пунктов, плотной городской застройки при небольших масштабах ЧС применение АСМ тяжелого класса порой бывает нерациональным, т.к. в этих случаях нет потребности в аварийно-спасательных средствах, которыми они оснащены, и движение по городским магистралям тяжелых машин происходит с меньшей скоростью.

Для этих случаев более применимы машины среднего класса, маневренные в условиях населенных пунктов.

К ним относятся АСМ на шасси ГАЗ-27057, УАЗ-3909, 3962 и др.



Рисунок 4- АСМ-41-02 на шасси ГАЗ-27057 «Газель»

АСМ городского типа АСМ-41-02 на базе цельнометаллического фургона ГАЗ-27057 «Газель» (рис.4) предназначена для:

- экстренной доставки передовых (оперативных) групп спасателей и специального оборудования в условиях плотной городской застройки к местам чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера;
- обеспечения аварийно-спасательных работ;
- мероприятий по оказанию первой медицинской помощи пострадавшим;
- ликвидации локальных очагов возгораний;
- радиационной и химической разведки, отбору и транспортировке проб агрессивных и токсичных материалов;
- передачи данных о масштабах аварий и катастроф;
- оповещения населения о возникновении ЧС и мерах безопасности в любое время суток и года на транспорте, промышленных, коммунально-бытовых объектах и в местах массового пребывания населения;

- обеспечения сохранности аварийно-спасательных средств и оборудования.

Таблица 3 - Технические характеристики АСМ-41-02

№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Параметры
1	2	3	4
1	Полная масса	кг	3500
2	Полезная нагрузка	кг	1400
3	Экипаж	чел.	5
4	Мощность двигателя карбюраторный	кВт	100
5	Максимальная скорость движения	Км/час	110
6	Количество посадочных мест для пострадавших	чел.	2
7	Запас хода по топливу	км	500

Выполняемые задачи и возможности:

- оперативная доставка расчета из 7 человек и специального оборудования к местам возникновения ЧС и дорожно-транспортных происшествий по дорогам всех категорий со скоростью до 110 км/час;

- оповещение населения о ЧС, передача специальных световых и звуковых сигналов, речевых команд и сообщений в радиусе до 500 м;

-организация радиосвязи в УКВ диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 20 км и носимых – на дальность до 3 км;

- эвакуация пострадавших из очагов разрушений, в т.ч. с объектов высотой до 50 м;

-оказание первой медицинской помощи пострадавшим (до 50 человек) с использованием медицинской укладки;

- подъем железобетонных и стальных конструкций, техники, емкостей и др. грузов массой до 10000 кг с помощью пневматических домкратов на высоту до 260 мм;

-остановка течей в трубопроводах с помощью пневмопластырей;

-деформация, перемещение и разрушение силовых элементов конструкций, перекусывание металлических стержней диаметром до 32 мм;

-резка стальных листов и полос толщиной до 10 мм;

- расширение узких проемов в завалах и конструкциях до 790 мм;

- ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха,

воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов, определение наличия взрывоопасных газов);

- тушение локальных очагов пожаров;

- ограждение опасных участков и мест проведения аварийно-спасательных работ;

- освещение мест проведения аварийно-спасательных работ.

Оснащение АСМ-41-02:

- комплект аварийно-спасательного гидравлического инструмента;

- комплект пневмоинструмента;

- комплект энергоснабжения и осветительного оборудования;

- мобильная и индивидуальные радиостанции;

- сигнально-громкоговорящая установка;

- медицинское оборудование;

- индивидуальные средства защиты органов дыхания и кожи; средства пожаротушения;

- приборы радиационной и химической разведки и газового контроля;

- раздвижная 3-х коленная лестница (до 7,5 м);

- одежда спасателей (летняя и зимняя);

- альпинистское снаряжение;

- электролебедка автомобильная, ручная лебедка;

- набор слесарного и шанцевого инструмента.

4. Аварийно-спасательные машины легкого класса

АСМ-41-01 на базе ВАЗ -2131 (рис. 5) предназначена для:

- оперативной доставки спасателей и специального оборудования к месту возникновения чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера;

- обеспечения выполнения аварийно-спасательных и других неотложных работ;

- мероприятий по поиску и оказанию медицинской помощи пострадавшим;

- ликвидации локальных очагов возгорания;

- радиационной и химической разведки;

- связи и оповещения в ходе ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, катастроф и стихийных бедствий.



Рисунок 5 - АСМ-41-01 на базе ВАЗ -2131с высокой крышей и пластиковой лодкой

Таблица 4 - Технические характеристики АСМ-41-01

№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Параметры
1	2	3	4
1	Полная масса	кг	1850
2	Полезная нагрузка	кг	400
3	Экипаж	чел.	4

Выполняемые задачи и возможности:

- оперативная доставка расчета из 4 человек и специального оборудования к местам возникновения ЧС и дорожно-транспортных происшествий по дорогам всех категорий со скоростью до 100 км/час;
- оповещение населения о ЧС, передача специальных световых и звуковых сигналов, речевых команд и сообщений в радиусе до 500 м;
- организация радиосвязи в УКВ (КВ) диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 20 км и носимых – на дальность до 3 км;
- эвакуация пострадавших из очагов разрушений, в т.ч. с объектов высотой до 3 м;
- оказание первой медицинской помощи пострадавшим с использованием медицинской укладки;

- подъем железобетонных и стальных конструкций, техники, емкостей и др. грузов массой до 10000 кг с помощью пневматических домкратов на высоту до 260 мм;

- деформация, перемещение и разрушение силовых элементов конструкций, перекусывание металлических стержней диаметром до 32 мм;

- резка стальных полос толщиной до 10 мм;

- расширение узких проемов в завалах и конструкциях до 240 мм;

- ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха, воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов);

- тушение локальных очагов возгорания;

- ограждение опасных участков и мест проведения аварийно-спасательных работ;

- расчет лодки 1 человек, количество перевозимых пострадавших 1 чел.;

- освещение мест проведения аварийно-спасательных работ при помощи ручных аккумуляторных фонарей и фар прожекторов.

Оснащение АСМ-41-01:

- комплект спасения на воде;

- комплект малогабаритного гидравлического инструмента;

- приборы радиационной и химической разведки и контроля;

- мобильная и носимые радиостанции;

- сигнально-громкоговорящая установка;

- медицинское оборудование;

- противопожарные средства;

- пневматический инструмент;

- электролебедка автомобильная.

5. Машины специального назначения

Предназначены для доставки и обеспечения действий спасателей (специалистов) при проведении мониторинга объектов, окружающей среды, общей и специальной разведки, пиротехнических и водолазных работ, специальной связи и оповещения в МЧС и других ведомствах Российской Федерации.

Подвижные пункты управления

Предназначены для доставки и обеспечения действий спасателей (специалистов) при проведении мониторинга объектов, окружающей среды, общей и специальной разведки, пиротехнических и водолазных работ, специальной связи и оповещения в МЧС и других ведомствах Российской Федерации

Подвижный пункт управления (ППУ) РСЧС - специально подготовленные и оснащенные средствами связи места, размещаясь в которых органы управления осуществляют свои функции в зоне чрезвычайной ситуации; оборудуются на специальных машинах, вертолётах и самолётах, в поездах.

Подвижный пункт управления (ППУ) регионального (территориального) уровня предназначен для размещения органов управления территориальной подсистемы РСЧС в целях устойчивого и непрерывного управления силами и средствами гражданской обороны субъекта РФ.



Рисунок 6 - ППУ-48-03 на базе КАМАЗ-43118-1048-13

ППУ-48-03 на базе КАМАЗ-43118-1048-13 (рис.6) предназначен для:

- оперативной работы комиссии по чрезвычайным ситуациям в полевых условиях при возникновении аварий и чрезвычайных ситуаций;
- доставки оборудования к местам ЧС природного и техногенного характера;
- управления аварийно-спасательными и другими неотложными работами, мероприятиями по оказанию медицинской помощи пострадавшим;
- обеспечения связи и оповещения (на месте и в движении) в ходе ликвидации последствий ЧС, катастроф и стихийных бедствий в различных природно-климатических условиях эксплуатации.

Выполняемые задачи и возможности:

- оперативная доставка расчета из 3 человек, средств связи и оповещения, специального оборудования к местам возникновения ЧС по дорогам всех категорий;
- количество посадочных мест для работы в фургоне – 14;

- оповещение населения о ЧС, передача специальных световых и звуковых сигналов, речевых команд и сообщений в радиусе до 1000 м;
- организация радиосвязи в УКВ диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 50 км и носимых – на дальность 2 – 3 км;
- организация радиосвязи в КВ диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 3000 км;
- привязка к существующим линиям связи с помощью полевого кабеля;
- работа от автономного источника электроэнергии (электростанция) на месте, а от бортовой сети машины - на месте и в движении;
- оказание первой медицинской помощи пострадавшим до 50 человек с использованием медицинской укладки;
- ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха, воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов, определение наличия взрывоопасных газов);
- ликвидация локальных очагов возгорания;
- ограждение опасных участков и мест проведения аварийно-спасательных работ;
- освещение мест проведения аварийно-спасательных работ.

Оснащение ППУ-48-03:

- комплект мобильных средств связи;
- комплект энергоснабжения и осветительного оборудования;
- индивидуальные радиостанции;
- звукоусилительная система;
- оргтехника; ноутбук;
- сигнально-громкоговорящая установка;
- индивидуальные средства защиты органов дыхания и кожи;
- средства пожаротушения;
- приборы радиационной и химической разведки и газового контроля;
- одежда спасателей (летняя и зимняя);
- дополнительное оборудование.

6. Оперативно-штабные машины

АСМ-41-02ОШ на базе ГАЗ-27057-34 (рис.7) предназначена для доставки и обеспечения работы оперативной группы органов управления (административно-территориальные, МЧС, МВД, МО и др.) по ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, катастроф и стихийных бедствий.



Рисунок 7 - АСМ-41-02ОШ на базе ГАЗ-27057-34

Выполняемые задачи и возможности:

- оперативная доставка расчета из 7 человек и специального оборудования к местам возникновения ЧС и дорожно-транспортных происшествий по дорогам всех категорий со скоростью до 110 км/час;

- количество мест для сиденья, включая водителя – 8;

- оповещение населения о ЧС, передача специальных световых и звуковых сигналов, речевых команд и сообщений в радиусе до 500 м;

- организация радиосвязи в УКВ (КВ) диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 20 (3000) км и носимых – на дальность 2 – 3 км (при наличии транковой связи и больше);

- оказание первой медицинской помощи пострадавшим (до 50 человек) с использованием медицинской укладки;

- деформация, перемещение и разрушение силовых элементов конструкций, перекусывание металлических стержней диаметром до 20 мм;

- расширение узких проемов в завалах и конструкциях до 250 мм; вскрытие дверей;

- ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха, воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов, определение наличия взрывоопасных газов);

- тушение локальных очагов пожаров;

- ограждение опасных участков и мест проведения аварийно-спасательных работ;

- освещение мест проведения аварийно-спасательных работ.

Спасательная техника специального назначения техника/

Оснащение АСМ-41-02ОШ:

- ручной аварийно-спасательный гидравлический инструмент;
- комплект энергоснабжения и осветительного оборудования;
- мобильные и индивидуальные радиостанции;
- телефон и факс;
- сигнально-громкоговорящая установка;
- медицинское оборудование;
- индивидуальные средства защиты органов дыхания и кожи;
- средства пожаротушения;
- приборы радиационной и химической разведки и газового контроля;
- метеокомплект;
- экипировка расчета оперативной группы;
- электролебедка автомобильная; шанцевый инструмент;
- по желанию заказчика возможна комплектация машины ПЭВМ и другим оборудованием.

АСМ-48-021Ш на базе УАЗ-3909 и его модификаций (рис.8) предназначена для доставки и обеспечения работы оперативной группы органов управления (административно-территориальные, МЧС, МВД, МО и др.) по ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, катастроф и стихийных бедствий.



Рисунок 8 - АСМ-48-021Ш на базе УАЗ-3909 и его модификаций

Выполняемые задачи и возможности:

- оперативная доставка расчета из 7 человек и специального оборудования к местам возникновения ЧС и дорожно-транспортных происшествий по дорогам всех категорий со скоростью до 100 км/час;
- оповещение населения о ЧС, передача специальных световых и звуковых сигналов, речевых команд и сообщений в радиусе до 500 м;

-организация радиосвязи в УКВ диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 20км и носимых – на дальность 2 – 3 км (при наличии транковой связи и больше);

-оказание первой медицинской помощи пострадавшим (до 50 человек) с использованием медицинской укладки;

-деформация, перемещение и разрушение силовых элементов конструкций, перекусывание металлических стержней диаметром до 20 мм;

-расширение узких проемов в завалах и конструкциях до 250 мм;

-вскрытие дверей;

-ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха, воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов, определение наличия взрывоопасных газов);

-тушение локальных очагов пожаров;

-ограждение опасных участков и мест проведения аварийно-спасательных работ;

-освещение мест проведения аварийно-спасательных работ.

Оснащение АСМ-48-021Ш:

- ручной аварийно-спасательный гидравлический инструмент;

- комплект энергоснабжения и осветительного оборудования;

- мобильная и индивидуальные радиостанции;

- телефон или факс;

- сигнально-громкоговорящая установка;

- медицинское оборудование;

- индивидуальные средства защиты органов дыхания и кожи;

- средства пожаротушения;

- приборы радиационной и химической разведки и газового контроля;

- метеокомплект;

- экипировка расчета оперативной группы;

- электролебедка автомобильная;

- шанцевый инструмент.

7. Машины специальной связи и оповещения, разведывательно-спасательные, химические, пиротехнические и водолазные

Машины специальной связи и оповещения АСМ-41-02МССУ-ГАЗ -27057 (рис.9) предназначены для обеспечения органов управления административно-территориальных единиц связью на месте и в движении, а также оповещения.

Разведывательно-спасательные и химические АСМ-45-02МРР·УАЗ -31622 (625) (рис.9), АСМ-41-02ЛКОС-ГАЗ -27057(рис.10) предназначены для обеспечения действий спасателей в условиях ЧС, связанных с выбросом (выливом) радиоактивных и опасных химических веществ, а также для мониторинга объектов окружающей среды.

Пиротехнические машины АСМ-41-02МРР-ГАЗ-2705-14, АСМ-41-021МРР-ГАЗ-27057-14 предназначены для доставки расчета, специального оборудования и имущества к месту обнаружения взрывоопасных предметов, обеспечения их поиска, извлечения, транспортировки в безопасное место и уничтожения.

Водолазные машины АСМ-45-01АСВК-ВАЗ -2131 с прицепом, АСМ-41-02АСВС-ГАЗ-27057 (рис.12), АСМ-45-03АСВС-КАМАЗ-43114 предназначены для доставки расчета, специального оборудования и имущества к месту проведения водолазных работ, обеспечения проведения подводной разведки и спасения пострадавших.



Рисунок 9 - АСМ-41-02МССУ-ГАЗ -27057



Рисунок 10- АСМ-45-02МРР·УАЗ -31622 (625)



Рисунок 11 - АСМ-41-02ЛКОС-ГАЗ -27057



Рисунок 12 - АСМ-41-02АСВС-ГАЗ -27057

8. Мотоциклы специального назначения

Мобильное аварийно-спасательное транспортное средство МАСТС - специальное транспортное средство, предназначенное для экстренной доставки к месту аварии спасателей и специального оборудования для проведения первичной радиационной и химической разведки, выполнения первоочередных аварийно-спасательных работ и оказания первой медицинской помощи.

МАСТС состоит из двух базовых мотоциклов «Урал» ИМЗ-81230 с усиленной задней подвеской: *МАС-45-01С (аварийно-спасательный) (рис.13) и МАС-45-01М (медицинский).*



Рисунок 13 - MAC-45-01C (аварийно-спасательный)

Мотоциклы наиболее эффективны для выполнения задач в условиях больших городов, а также при его использовании на дежурстве в потенциально опасных местах.

Их отличают:

- хорошая маневренность и проходимость в различных дорожных условиях;
- быстрое приведение оборудования в готовность к применению за счет использования быстросъемных креплений, кронштейнов и ложементов.

Возможности мотоциклов:

- оповещение населения о ЧС,
- передача специальных световых и звуковых сигналов, речевых команд и сообщений в радиусе до 500 м;
- оперативная доставка расчета к месту ЧС (MAC-45-01C - 1чел., MAC-45-01М – 2 чел.) со скоростью до 110 км/час;
- организация радиосвязи в УКВ (КВ) диапазоне с использованием мобильной радиостанции на дальность до 20 км и носимых на дальность 2-3 км;
- оказание первой медицинской помощи пострадавшим с использованием медицинской укладки;
- деформация, перемещение и разрушение силовых элементов конструкций, перекусывание металлических стержней диаметром до 22 мм;
- расширение узких проемов в завалах и конструкциях до 240 мм;
- ведение радиационной и химической разведки (измерение мощности экспозиционной дозы, экспрессная оценка химических загрязнений воздуха, воды, сыпучих материалов и почвы, овощей, фруктов);
- тушение локальных очагов возгорания площадью до 50 м²;
- ограждение опасных участков и мест проведения аварийно-спасательных работ;

- освещение мест проведения аварийно-спасательных работ при помощи ручных аккумуляторных фонарей.

Навесное оборудование МАС-45-01С и МАС-45-01М, аналогичное по составу, геометрическим формам, габаритно-весовым характеристикам, включает средства световой и звуковой сигнализации, передний обтекатель с ветровым стеклом и навесные контейнеры (кофты) для размещения специального оборудования.

Технические характеристики:

-шасси - УРАЛ-ИМЗ-81230 («СОЛО-КЛАССИК»),

- расчет - 1 чел.(С), 2 чел. (М);

- скорость - 110км/час.

- масса – 470 кг,

вес оборудования - 81 кг.

Задачи, решаемые МАСТС:

- оперативная доставка спасателей и специального оборудования к месту возникновения ЧС природного и техногенного характера;

- обеспечение выполнения первоочередных аварийно-спасательных и других неотложных работ, мероприятий по поиску и оказанию медицинской помощи пострадавшим;

- ликвидация локальных очагов возгорания;

- радиационная и химическая разведка;

- обеспечение связи и оповещения в ходе ликвидации последствий ЧС, катастроф и стихийных бедствий в условиях больших городов;

- сопровождение колонн и организации регулирования дорожного движения при ЧС.

Мотоцикл пожарный МП-45-01 (рис. 14) предназначен для:

- оперативной доставки спасателя-пожарного и специального оборудования к месту пожара;

- обеспечения выполнения первоочередных аварийно-спасательных и других неотложных работ;

- мероприятий по поиску пострадавших;

- ликвидации локальных очагов возгорания;

- проведения пожарной разведки, связи и оповещения в ходе ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, катастроф и стихийных бедствий в условиях больших городов.

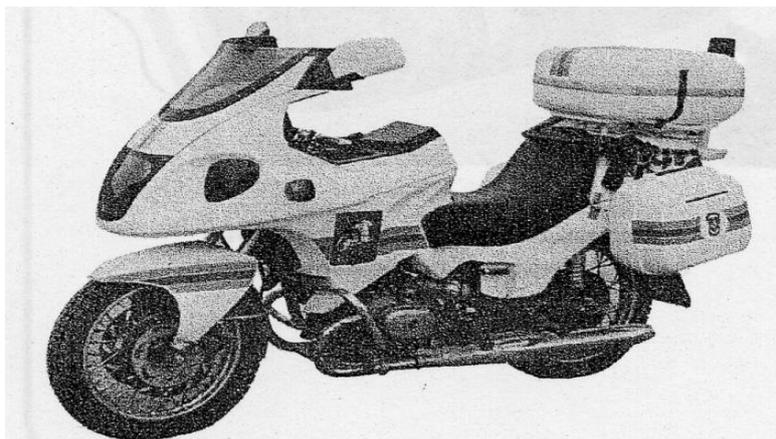


Рисунок 14- Мотоцикл МП-45-01

9. Аварийные машины коммунальных служб

Предназначены для доставки и обеспечения работы аварийных групп (дорожных, электросетей, водопроводных, канализационных, газовых и др.) по локализации и ликвидации последствий аварий в населенных пунктах и вне их территорий.

Мобильная мастерская «Аварийная служба» – передвижной ремонтный комплекс, применяемый в обслуживающих предприятиях системы жилищно-коммунального хозяйства, и предназначенный для выполнения оперативного проведения аварийных, профилактических и ремонтных работ в коммуникациях сетей центрального отопления и водоснабжения.

Передвижная ремонтная мастерская «Аварийная служба» обеспечивает выполнение следующих работ:

- слесарных;
- грузо-подъемных;
- газо-сварочных;
- электро-сварочных;
- энерго-обеспечивающих;
- покрасочно-восстановительных;

Автомобиль мастерская «Аварийная служба» может быть выполнен на базе шасси с двухрядной кабиной ГАЗ, УРАЛ, ЗИЛ.

Рабочий модуль мобильной мастерской (кунг) может быть разделен перегородкой на рабочий и пассажирский отсек с возможностью перевозки ремонтной бригады из пяти - шести человек.

Для удобной работы с оборудованием, размещенным внутри рабочего отсека, фургон автомастерской оснащается технологическими люками доступа к оборудованию снаружи фургона и изолированными изнутри отсеками для поста газовой сварки и автономного генератора.

Передвижные мастерские «Аварийная служба» оснащаются: механической лебедкой, силовым генератором с приводом от КОМ, кран-манипуляторными установками, автономными отопителями и кондиционерами воздуха.

Автомобиль мастерская «Аварийная служба» может быть выполнен на базе шасси с двухрядной кабиной ГАЗ, УРАЛ, ЗИЛ.

Фургон - мастерская «Аварийной службы» на шасси КАМАЗ – 43118 (рис. 15) - полноприводный спецавтомобиль предназначенный для доставки к месту проведения работ бригады из шести специалистов с необходимым инструментом и оборудованием.



Рисунок 15- Фургон - мастерская «Аварийной службы» на шасси КАМАЗ – 43118

Мобильный агрегат аварийной службы на шасси УРАЛ (рис. 16) - применяется для проведения планово-ремонтных и аварийных работ по восстановлению городских газовых сетей и систем газопроводов.



Рисунок 16- Мобильный агрегат аварийной службы на шасси УРАЛ

Передвижная аварийно-ремонтная мастерская на шасси ГАЗ – 33081 «Садко» (рис. 17) - спец. автомобиль, сочетающий в себе возможность доставки ремонтной бригады с автономно-работающим инструментом и оборудованием для проведения аварийных и планово-ремонтных работ в городских и полевых условиях.



Рисунок 17 - Передвижная аварийно-ремонтная мастерская на шасси ГАЗ

Машина аварийно-ремонтная МАВР на шасси ГАЗ 3307 (рис. 18) - предназначена для доставки бригады ремонтников и проведения профилактических, ремонтных и аварийных работ в канализационных, теплофикационных, водопроводных, электрических, газовых сетях.



Рисунок 18 - Машина аварийно-ремонтная МАВР на шасси ГАЗ 3307

На машине установлен специальный кузов-фургон, состоящий из двух отсеков - отапливаемого пассажирского (для бригады) и технического. В техническом отсеке может быть размещено следующее оборудование:

- верстак с тисками;
- ящик-сидение;
- насос для выкачивания жидкости;
- электросварочный аппарат;
- газосварочный аппарат;
- слесарный инструмент;
- отопитель радиаторный и прочее оборудование.

Основные технические характеристики:

- транспортная скорость, км/час 70;
- масса перевозимого груза, кг 2675.

Автомобиль аварийной службы УАЗ 3909 (рис. 19) - предназначен для доставки личного состава и оборудования к местам проведения профилактических работ и устранения аварий на газовых, тепловых и электрических сетях, а также на объектах ЖКХ по любым видам дорог.

Автомобиль обладает высокой проходимостью, которая достигается дорожным просветом в 210 мм, а также наличием жестко подключаемого полного привода и понижающей передачи.



Рисунок 19- Автомобиль аварийной службы УАЗ 3909

10. Пожарная техника и техника, применяемая для ведения АСДНР

Пожарные автомобили, в зависимости от назначения подразделяются на:

- основные;
- специальные;
- вспомогательные.

К основным относятся машины, предназначенные для подачи огнетушащих веществ (воды, пены, порошков, инертных газов, других веществ и составов) в зону горения.

К специальным относятся машины, предназначенные для проведения специальных работ на пожаре:

- аварийно-спасательные автомобили, для поднятия личного состава на высоту;
- обеспечения связи и освещения;
- вскрытия и разборки конструкций;
- борьбы с дымом;
- защиты материальных ценностей;
- обеспечения управления силами и средствами;
- прокладки рукавных линий и т.д.

К вспомогательным машинам относятся:

- автотопливозаправщики;
- передвижные авторемонтные мастерские;
- автобусы, легковые, грузовые автомобили;
- а также тракторы.

По числу осей и колесной формуле пожарные автомобили делятся на:

- полноприводные с колесной формулой 4x4, 6x6, 8x8;
- неполноприводные с колесной формулой 4x2, 6x2, 6x4, 8x4.

По полной массе, от которой зависит количество вывозимых средств тушения, пожарные автомобили подразделяются на:

- легкие - до 6 т.;
- средние - от 6 до 12 т.;
- тяжелые - свыше 12 т.

По применяемым средствам тушения пожарные автомобили делятся на:

- автомобили водяного, пенного, порошкового, газового тушения;
- комбинированные (водопенные, водопорошковые, пенопорошковые, водопенопорошковые и пр.).

По посадочной формуле пожарные автомобили делятся на автомобили с боевым расчетом:

- 1 + 2 (или 1 + 1), т.е без дополнительной кабины для личного состава;
- 1 + 5 (или 1 + 6), т.е. с дополнительной кабиной с одним рядом сидений;
- 1 + 8, т.е. с дополнительной кабиной с двумя рядами сидений.

В посадочной формуле первой цифрой обозначен водитель, второй - численность личного состава.

По компоновочной схеме базового шасси в зависимости от места расположения кабины пожарные автомобили подразделяются на автомобили с кабиной, расположенной;

- за двигателем (задняя кабина);
- над двигателем (фронтальная кабина);
- перед двигателем (передняя кабина).

Расположение кабины определяет свободное компоновочное пространство.

По приспособленности к климатическим условиям пожарные автомобили делятся на три группы. Для районов с умеренным климатом выпускают автомобили в нормальном (стандартном) исполнении.

На базе этих автомобилей выпускают автомобили:

- в северном (подогрев воды в цистерне, утепление цистерны, специальная компоновка со средним расположением насоса, шасси в северном исполнении) исполнении;
- в тропическом (повышенная эффективность системы охлаждения при стационарной работе, специальные покрытия) исполнении.

В зависимости от преимущественного использования основные ПА подразделяются на:

- автомобили общего применения - для тушения пожаров в городах и населенных пунктах (АЦ, АНР, АВД, АПП);
- автомобили целевого применения - для тушения пожаров на нефтебазах, предприятиях лесоперерабатывающей, химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей промышленности, в аэропортах и на других специальных объектах (АА, АРТ, АГВТ, ПНС, АКТ, АП, АГТ).

Противопожарные вездеходы

Для тушения лесных пожаров со слаборазвитой сетью, а также в таежных районах пожарно-химические станции оснащают специальными пожарными вездеходами ВПЛ-149 и ВПЛ-6.

Они предназначены для выполнения следующих работ:

- доставки к месту пожара рабочих, огнетушащей жидкости, переносных средств пожаротушения;

- тушения лесных пожаров огнетушащей жидкостью с использованием насосных установок и переносных средств пожаротушения;

- прокладки заградительных и опорных минерализованных полос плугами;

- тушения лесного пожара водой из водоема и локализации огня на непокрытых лесом участках (лугах, пустырях, захламленных вырубках), площадях с молодыми насаждениями среднего диаметра стволов не более 14 см, а также в кустарниковых зарослях;

- тушение лесного пожара на местности сложного рельефа, склонах до 20°, почвах, выдерживающих нагрузку 0,2 кг/см² и более.

В комплект пожарного оборудования входят:

- мягкая емкость (крепится на капоте моторного отсека);

- мотопомпа МЛН-2,5/0,25 со всасывающими напорными рукавами диаметром 51мм;

- бензодвигательная пила типа «Дружба-4»;

- четыре опрыскивателя РЛО-М;

- лопата, поперечная пила, топор и зажигательный аппарат.

Вездеход, полностью укомплектованный пожарными средствами и с экипажем 6 человек (водитель и 5 рабочих), развивает скорость на улучшенной до 55 км/ч, грунтовой лесной – 35, заболоченной местности -15...25 км/ч.

Вездеход ВПЛ-149 может:

- свободно двигаться в насаждениях высотой до 0,6 со скоростью 30 км/час, преодолевая крутые подъемы и спуски до 35°;

- проходить водные преграды со скоростью 5 км/ч.

Основные данные ВПЛ-149

Рабочая скорость в агрегате с дисковым плугом, км/ч 6,5

Ширина создаваемой минерализованной полосы на песчаных и супесчаных почвах

(при средней глубине 0,14...0,16м), м 2,2...2,9

Масса вездехода, кг 4400

Основные части вездехода: кузов, насосная установка, крановый узел, баки общей емкостью 700л, пожарный ствол, рукавная катушка и съемное пожарное оборудование.

В комплект съемного лесопожарного оборудования входят: четыре опрыскивателя РЛО-М, зажигательный аппарат АЗ, две лопаты и топор.

На вездеходе ВПЛ-6 установлен насос ВХС-4/24 производительностью 60 л/мин при давлении МПа и 200л/мин при давлении 0,2 МПа.

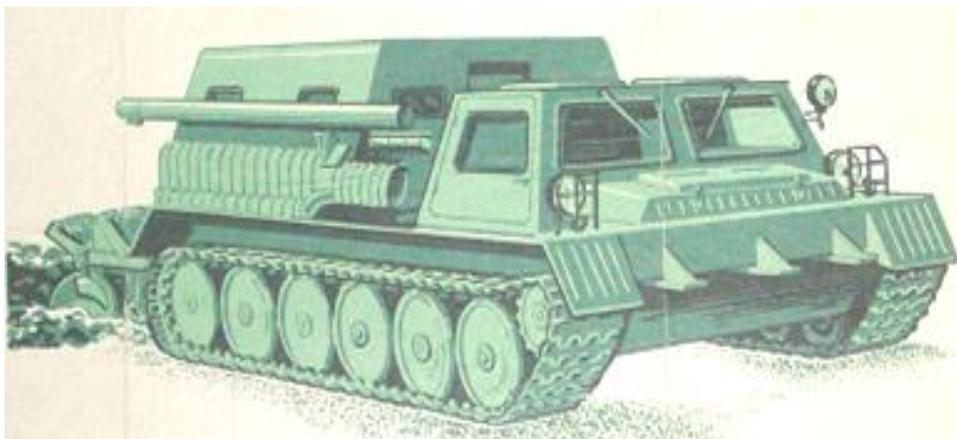


Рисунок 20- Вездеход ВПЛ-119

Лесопожарный полосопрокладыватель

Применяют для создания минерализованных полос при противопожарном устройстве лесов и тушения низовых пожаров в различных насаждениях, средних и тяжелых почвах (за исключением каменистых).

Полосопрокладыватель состоит из рамы, основания, бруса навесного устройства, клина, редуктора, ковшового ротора и карданной передачи. Агрегатируется с трактором ТТ-4.

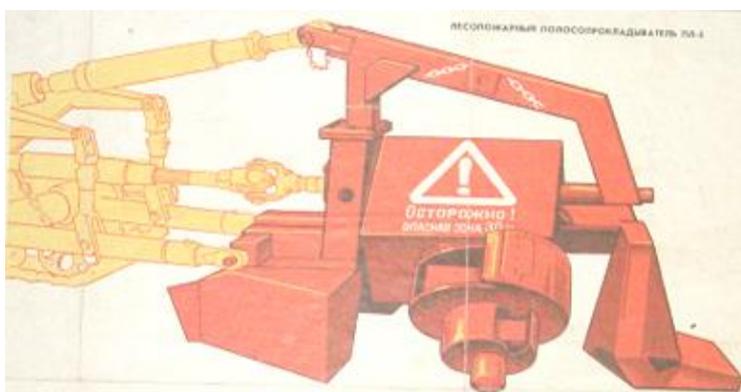


Рисунок 21 - Лесопожарный полосопрокладыватель

Рабочий орган представляет ковшовый ротор и осуществляет резание и метание грунта в зону выброса. Он состоит из двух секций различного диаметра: верхней и нижней. Каждая секция имеет по два ножа и одному метателю.

Основные данные ПЛ-3

Параметры прокладываемой борозды, м

- ширина

0,6

- глубина

0,12

Эффективная ширина минерализованной полосы, м	
на мелких почвах	не менее 3
на тяжелых почвах	не менее 6
Производительность за час работы чистого времени	
При создании минерализованных полос, км	2
Рабочая скорость движения агрегата, км/час	2,0...21,3
Транспортная скорость движения агрегата, км/час	5,5...9,5
Масса (без трактора), кг	1250

При движении агрегата нож ограждения срезает верхний слой почвы, а ножевой ротор, углубляясь, совершает вращательные и поступательные движения.

При этом ковши с укрепленными на них ножами режут, захватывают грунт и переносят его в зону метания. Метатели, вращаясь вдвое быстрее ковшового ротора, выбрасывают грунт в направлении, перпендикулярном движению трактора.

11. Машины радиационной, химической разведки и специальной обработки

В соответствии с особенностями дезактивации и условий технические средства (ТС) дезактивации можно разделить на три основные группы:

- специальные, разработанные и используемые для дезактивации видов специальной обработки (дегазации и дезинфекции);
- многоцелевые, при разработке которых помимо основного предусмотрена возможность их применения для дезактивации;
- обычные, т.е. такие ТС, которые могут привлекаться для проведения дезактивации, особенно после локальных аварий.

Схематически состав различных групп технических средств представлен в таблице 5. Специальные средства дезактивации имеются на предприятиях атомной энергетики, в частях и подразделениях МЧС и МО.

Технические средства в системе атомной промышленности нацелены на промышленную заранее регламентированную дезактивацию, а также последствий возможных локальных аварийных выбросов РВ.

Подвижные специальные средства находятся на снабжении аварийно-спасательных подразделений МЧС и подразделений Вооруженных сил. Они монтируются на шасси автомобилей, повышенной проходимости и могут применяться для дезактивации и дегазации. Применяются для обработки струей воды, а также дегазирующими и дезактивирующими растворами транспорта, дорог, участков местности, оборудования и других объектов.

Таблица 5-Технические средства дезактивации

Специальные	Многоцелевые	Обычные
Стационарные	Пожарные	Дорожно-строительная техника
Подвижные	Вакуумные(пылесосы)	Техника коммунального хозяйства
Роботизированные	Средства стирки и экстракции	Сельскохозяйственная техника

Мелкодисперсные струи могут быть генерированы тепловыми машинами ТМС-65, а также автомобилями газо-водяного тушения АГВТ.

К техническим средствам дезактивации относят роботизированную технику, т.е. роботы и манипуляторы.

В зависимости от назначения их можно разделить на три группы:

- специально спроектированные для промышленной дезактивации;
- предназначенные для других целей, но используемые в интересах дезактивации;
- применяемые в аварийных ситуациях.

Специально создаваемые роботы предназначены для обработки однотипных объектов.

Они применяются на предприятиях атомной промышленности для:

- дезактивации тары, помещений, отдельных узлов оборудования;
- для очистки воды в стационарных, заранее определенных условиях.

К многоцелевым относятся пожарные пылесосы и средства стирки и экстракции.

К обычным относится дорожно-строительная техника коммунального хозяйства и сельскохозяйственная.

Обычные технические средства приспособляют к дезактивационным и дегазационным работам путем их дооборудования.

К средствам ликвидации последствий радиационного и химического заражения относятся:

- пожарные автомобили;
- поливомоечные автомобили;
- мотопомпы;
- авторазливочные станции (АРС-14, АРС-15);
- пожарные автонасосы и станции;
- пожарные автомобили пенного тушения;
- автомобили газо-водяного тушения (АГВТ, ТМС-65);

- бензовозы, (в особый период молоковозы и др. автомобили оборудованные цистерной);
- комплекты для проведения специальной обработки;
- инженерная техника (БАГ, ИМР, экскаваторы);
- дорожно-строительная техника (грейдеры, скреперы, бульдозеры и).

Комплект бортовых генераторов БАГ (для авторазливочных станций АРС-14 и АРС-15).

Комплект бортовых аэрозольных генераторов для авторазливочной станции АРС-14 (рис. 22) предназначен для постановки аэрозольных завес в полевых условиях.

Комплект используют для дооборудования и расширения функциональных возможностей штатных авторазливочных станций АРС-14 и АРС-15. Может быть установлен на любой автомобиль, оснащенный заправочной емкостью и насосом.



Рисунок 22- Авторазливочная станция АРС-14

Таблица 6 - Основные тактико-технические характеристики

	Наименование	Значение
1	Масса комплекта БАГ, кг: - в упаковке - без упаковки	452 164
2	Время непрерывного дымопуска, ч	до 4
3	Расход аэрозолеобразующего состава (АОС) комплектом БАГ (при работе 2-х генераторов), л/ч	600±100
4	Расход топлива комплектом БАГ (при работе 2-х генераторов), л/ч	40±5

Авторазливочная станция АРС-14КМ (рис.23)



Рисунок 23 - Авторазливочная станция АРС-14КМ

Изделие представляет собой авторазливочную станцию нового поколения, самую современную по тактико-техническим характеристикам.

Назначение:

- дегазация, дезактивация и дезинфекция вооружений, военной техники и транспортных средств;
- дегазация и дезинфекция местности;
- забор, транспортировка и временное хранение жидкостей, дегазирующих, дезактивирующих и дезинфицирующих веществ и рецептур;
- приготовление дегазирующих, дезактивирующих и дезинфицирующих рецептур;
- подогрев и временное хранение воды и водных дегазирующих, дезактивирующих и дезинфицирующих рецептур;
- перекачка жидкостей из одной ёмкости в другую;
- снаряжение жидкостями комплектов спецобработки;
- создание маскирующих аэрозольных завес;
- пылеподавление на местности;
- проведение пожаротушения на местности;
- помывка личного состава.

В комплектность авторазливочной станции АРС-14КМ входит душевая установка для помывки личного состава.

Изделие может применяться при ликвидации пожаров и аварий организациями МВД, МЧС и другими структурами, исходя из функциональных возможностей станции.

12. Базовые гусеничные и колесные тракторы

Базовым трактором или тягачом называют самоходную машину, на которую навешивают или к которой присоединяют землеройно-транспортное рабочее оборудование.

Эти машины предназначены для:

- создания и передачи рабочему оборудованию тягового усилия во время резания грунта и наполнения рабочего органа;
- управления оборудованием в процессе выполнения рабочих операций;
- перемещения оборудования с грунтом, при холостом движении машины к месту набора материала и транспортном режиме, при перебазировании.

Базовый трактор или тягач оборудован гидравлическим или механическим приводом для управления рабочими движениями землеройно-транспортного оборудования.

Классификация

Базовые тракторы классифицируют по назначению, компоновке, типам трансмиссии, ходовой части, рамы и тяговому классу.

По назначению тракторы подразделяют на сельскохозяйственные, промышленные модификации и промышленные.

К сельскохозяйственным относят гусеничные тракторы типа ДТ-75НР и колесные тракторы типа «Беларусь», Т-150К.

Промышленные модификации трактора Т-4АП2 созданы на базе сельскохозяйственных тракторов и в них учтены требования к конструкциям, позволяющим навешивать дорожно-строительное оборудование. Они отличаются гидроприводом большей производительности, усиленной ходовой частью, лучшими условиями труда для машиниста.

Промышленные тракторы Т-170, ДЭТ-250М2, Т-330, Т-25.01, Т-500 специально созданы для работы с дорожно-строительным оборудованием и наиболее полно учитывают ее требования.

Одноосные тягачи для скреперов относятся к промышленным базовым машинам, так как их специально выпускают для работы со скреперным оборудованием.

По компоновке различают тракторы с расположением двигателя спереди и кабины сзади или в середине, а также задним расположением двигателя и передней кабиной.

По типу трансмиссии различают тракторы с:

- механической;
- гидромеханической;
- электрической.

Механическая трансмиссия отличается простотой изготовления, обслуживания, ремонта и распространена наиболее широко.

Гидромеханическая трансмиссия обеспечивает автоматическое увеличение силы тяги и снижение рабочей скорости, облегчает работу машиниста (применена на гусеничном тракторе Т-330, Т-25.01, Т-500 и колесном одноосном тягаче БелАЗ-7442).

Электрическая трансмиссия предусматривает использование для передачи энергии от двигателя к гусеницам электрического постоянного тока.

По типу ходовой части различают гусеничные и колесные тракторы, колесные одноосные тягачи.

Гусеничный трактор снабжен двумя гусеницами для создания силы тяги.

Колесный трактор оборудован четырьмя колесами, из которых ведущими (создающими силу тяги) могут быть два или четыре.

Колесный одноосный тягач снабжен двумя ведущими колесами.

По типу рамы известны тракторы цельнорамной конструкции, безрамной и с шарнирно-сочлененной рамой.

Цельнорамные конструкции применяют в основном в гусеничных тракторах.

Безрамными изготавливают колесные тракторы тягового класса до 1,4 (мощностью до 60 кВт).

Шарнирно-сочлененные рамы используют в средних и тяжелых колесных машинах класса до 50, мощностью до 750..800 кВт.

По тяговому классу базовые машины подразделяют на:

- легкие (классов 1,4; 4, мощностью 55...70 кВт);
- средние (классов 5; 6; 10; 15, мощностью 96...156 кВт);
- тяжелые (классов 25; 35, мощностью 243...342 кВт);
- сверхтяжелые (классов 50; 75; 100, мощностью 610...880 кВт).

13. Бульдозеры

Бульдóзер — самоходная землеройная машина, представляющая собой гусеничный или колёсный трактор, тягач и т. п. с навесным рабочим органом — криволинейным в сечении отвалом (щитом), расположенным вне базы ходовой части машины.

Бульдозеры предназначены для:

- послойного срезания грунта;
- перемещения грунта на небольшое расстояние и его разравнивания.

Бульдозеры применяют для:

- разработки песчано-гравийных карьеров, котлованов, выемок и траншей;
- сооружения каналов, прудов и водоемов;
- возведения насыпей, дамб и плотин;
- на вскрышных работах при добыче полезных ископаемых открытым способом.

Состоит бульдозер из:

- базовой машины (гусеничного или колесного трактора или колесного промышленного тягача);
- навесного бульдозерного оборудования.

Бульдозерное оборудование включает в себя:

- рабочий орган (отвал);
- толкающее устройство (толкающие брусья или толкающую раму);
- систему управления отвалов (гидравлическую или канатную).

Экономически выгодная дальность перемещения грунта бульдозером не превышает 60 м. и зависит от:

- класса базового трактора;
- вида и прочности грунта;
- эксплуатационных условий.

Бульдозеры классифицируют по:

- назначению;
- номинальному тяговому усилию;
- различным конструктивным признакам.

По назначению различают бульдозеры:

- общего назначения;
- специальные.

Бульдозеры общего назначения работают в средних грунтовых (супесчаные, суглинистые и глинистые грунты, трещиноватые сланцы, легкие известняки, мергели и т. п.) и умеренных климатических условиях (от -40 до +40° С). Их снабжают неповоротным в горизонтальной плоскости отвалом. Поворотным отвалом оборудуют в основном легкие и малогабаритные тракторы.

Специальные бульдозеры предназначены для выполнения таких работ, как:

- прокладка путей и пионерных дорог;
- сгребание торфа;
- разравнивание кавальеров;
- подземная или подводная разработка материалов;

- разработка легких материалов типа угля и др.

Также для работы в особых климатических и эксплуатационных условиях:

- при низких отрицательных температурах до -60°C ;
- тропической влажности и температуре до $+60^{\circ}\text{C}$;
- в сухом и жарком климате пустынь;
- в опасных и загазованных местах;
- на грунтах с пониженной несущей способностью и т. д.

По номинальному тяговому усилию бульдозеры подразделяют на:

- сверхтяжелые — с номинальным тяговым усилием более 300 кН;
- тяжелые - 200 - 300 кН;
- средние – 135 - 200 кН;
- легкие – 25 - 135 кН;
- очень легкие - менее 25 кН.

Номинальное тяговое усилие зависит от массы базового трактора.

По конструктивным признакам бульдозеры классифицируют по:

- типу ходовой части;
- рабочих органов;
- рам и управлению.

По ходовой части различают бульдозеры гусеничные и колесные.

По типу рабочего органа (*рис.24*) различают бульдозеры:

- с неповоротным отвалом, который установлен перпендикулярно продольной оси машины и не может поворачиваться в плане;
- с неповоротным полусферическим отвалом, боковые части которого установлены под небольшим углом к лобовой поверхности;
- с неповоротным сферическим отвалом, состоящим из трех примерно равных частей, установленных одна к другой под углом около 15° ;
- с неповоротным усиленным отвалом, оборудованным амортизаторами для уменьшения ударных нагрузок при толкании скреперов;
- с поворотным отвалом, устанавливаемым в горизонтальной плоскости под углом в обе стороны от продольной оси машины или перпендикулярно к ней;
- универсальные (или путеукладчики) с шарнирно сочлененным отвалом из двух половин, которые по отдельности или вместе можно устанавливать в горизонтальной плоскости под углом к продольной оси машины или перпендикулярно к ней.

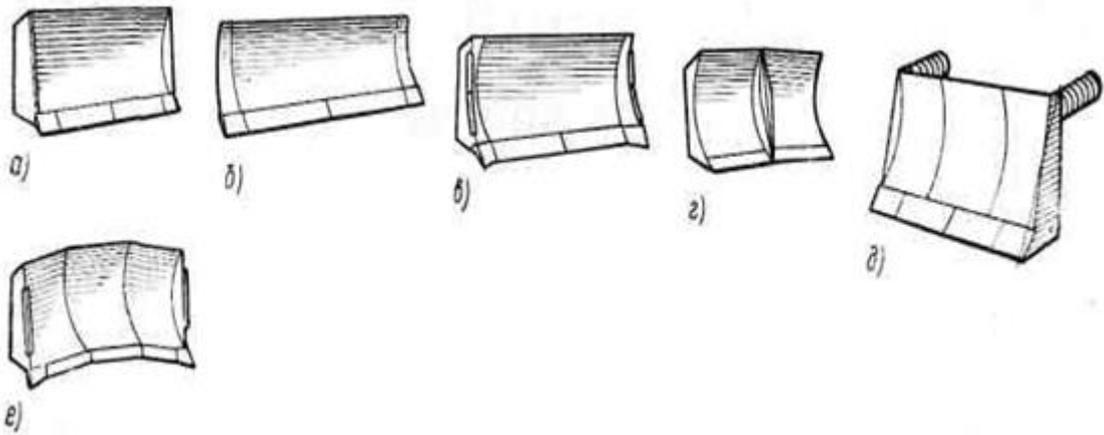


Рисунок 24- Схемы основных типов отвалов бульдозеров

а — неповоротный; *б* — поворотный; *в* — полусферический; *г* — универсальный (путепрокладочный); *д* — с амортизаторами (для толкания скреперов); *е* — сферический

По типу рамы различают бульдозеры:

- с охватывающей рамой;
- внутренней рамой.

Внутреннюю раму используют для бульдозеров-толкачей, жесткость которых должна быть повышенной.

По типу механизма управления различают:

- бульдозеры с гидравлическим управлением;
- канатно-блочным управлением.

Отвал бульдозера представляет собой жесткую сварную металлоконструкцию с лобовым листом криволинейного профиля. Чтобы предотвратить пересыпание грунта при работе на несвязных и рыхлых грунтах, к средней части отвала приваривают козырек.

Толкающее устройство состоит из балок коробчатого сечения. Передняя часть толкающего устройства шарнирно соединена с отвалом бульдозера, а задняя — также шарнирно с опорами, расположенными на базовом тракторе.

Отвалом бульдозера управляют из кабины машиниста с помощью гидравлической или канатной системы управления.

При гидравлическом управлении подъем и опускание отвала и фиксирование его в заданном положении осуществляются с помощью гидроцилиндров системы управления, установленных на базовой машине. Этими гидроцилиндрами управляют с помощью рычагов гидрораспределителя, установленного в кабине машиниста.

Бульдозеры с поворотным отвалом имеют ограниченную область применения.

Их используют для:

- нарезки террас на склонах;
- засыпки траншей поперечными ходами;
- прокладки пионерных дорог.

С целью расширения области применения бульдозеры снабжают дополнительным быстросъемным оборудованием:

- рыхлительными зубьями, откосниками, открьлками, уширителями, удлинителями, канавными наставками, лыжами, вилами и т. д. (рис.25).

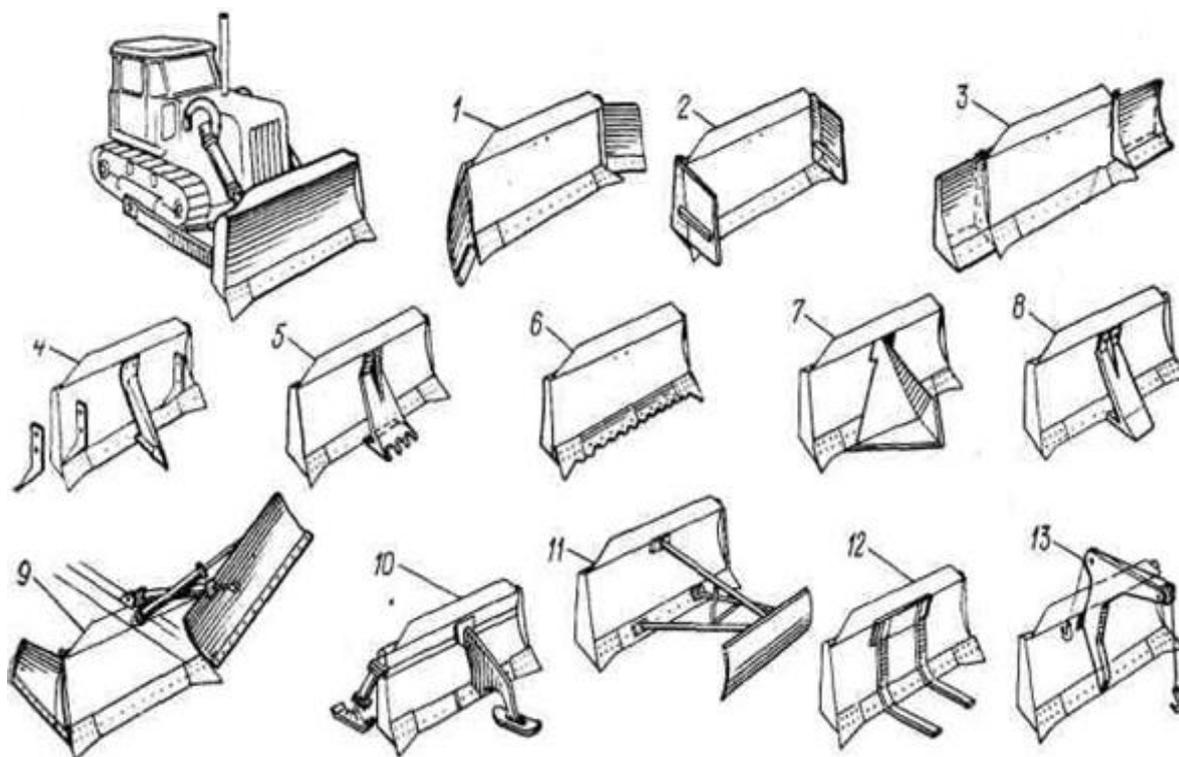


Рисунок 25 - Схемы основных видов дополнительного сменного оборудования к бульдозерам с неповоротным отвалом

1 — жестко закрепляемые или гидроуправляемые уширители; 2 — открьлки; 3 —удлинители; 4 — передние и задние рыхлительные зубья; 5 — кирка для взламывания асфальтобетонных покрытий; 6 — ножи для мерзлых грунтов; 7 — кусторезная наставка; 8 — жестко закрепляемая канавная наставка или гидроуправляемый выступающий нож; 9 — откосник с жестким креплением или гидроуправляемый откосник-планировщик; 10 — передние и задние лыжи; 11 — отвальная приставка для работы от стенки; 12 — грузовые вилы; 13 — подъемный крюк.

Наиболее широкую область применения имеют бульдозеры с неповоротным отвалом полусферического типа, которые обеспечивают высокие удельные показатели по тяге и заглоблению при работах на высокосвязных грунтах.

14. Автогрейдер и машины для отрывки котлованов

Грейдер — прицепная или самоходная машина для планировки и профилирования площадей и откосов, разравнивания и перемещения грунта, снега или сыпучих строительных материалов.

Выполнение всех функций грейдера происходит с помощью специального рабочего органа — отвала с ножом, который смонтирован на раме машины. Его можно поднимать, опускать, поворачивать в горизонтальной и вертикальной плоскости.

Самоходные грейдеры носят также название автогрейдеры. Отвал автогрейдера снабжен механическим или гидравлическим управлением, приводимым в действие от двигателя.

Автогрейдер ГС-250

Автогрейдер ГС-250 (рис. 26), его модификации и комплектации используются для выполнения замлеройно - профилировочных работ в дорожном строительстве на грунтах I, II, III, IV категорий. Автогрейдеры также имеют широкое применение в железнодорожном, аэродромном, мелиоративном, ирригационном и гидротехническом строительствах.



Рисунок 26 - Автогрейдер ГС-250

Рабочим оборудованием автогрейдера является регулируемый отвал, расположенный между передними и задними колесами, который режет, перемещает и распределяет материал в целях профилирования. Путем применения дополнительного оборудования, установленного на головке основной рамы автогрейдера, объем этих работ может быть расширен.

Автогрейдеры целесообразно применять при выполнении энергоемких земляных работ большого объема или работ в тяжелых дорожных условиях, например:

- строительство и капитальный ремонт грунтовых и гравийных дорог;
- устройство в грунтовом полотне корыта под основание дороги;
- перемещение грунта в насыпь;
- разравнивание насыпного грунта и планировка поверхности;
- перемещение инертных материалов со стабилизирующими добавками при смешивании их на дороге;
- киркование (разрыхление грунта и изношенных полотен дорог);
- планировка поверхности больших территорий;
- очистка дорог и территорий от снежных заносов.

Автогрейдеры изготавливаются в двух исполнениях в зависимости от климатических условий:

- 1) обычное исполнение – для эксплуатации в средних широтах при температуре окружающей среды от минус 45 до плюс 45 °С;
- 2) тропическое исполнение – для эксплуатации в районах с тропическим влажным и сухим климатом.

Машины для отрывки котлованов МДК и МКМ

Котлованная машина МДК-2 (рис.27) представляет собой землеройную машину на базе тяжелого артиллерийского тягача АТ-Т (выпускался с 1950 по 1979 гг. харьковский машиностроительный завод им. Малышева) и предназначена для отрывки котлованов размером 3,5 x 3,5 м любой длины в различных грунтах до IV категории включительно.

Имеющееся на машине бульдозерное оборудование позволяет:

- производить планирование площадки перед отрывкой котлована;
- очистку и выравнивание дна котлована;
- засыпку ям, рвов, траншей и котлованов и т.п.

При отрывке котлованов разрабатываемый грунт укладывается в одну сторону вправо от котлована в виде брусстера на расстоянии 10 м. За один проход углубление составляет 30...40 см.

Тип рабочего органа - фреза с метателем.

Техническая производительность - 300 м³/ч.

Транспортная скорость машины - 35,5 км/ч.



Рисунок 27 - Котлованная машина МДК-2

Котлованная машина МДК-3 (рис.28) предназначена для отрывки котлованов шириной 3,5 м глубиной до 5 м для укрытия техники.

Базовым тягачом является тягач АТ-Т с дополнительной силовой установкой, в результате чего установленная мощность двигателей достигает 1115 л.с.



Рисунок 28- Котлованная машина МДК-3

Производительность машины на грунтах II - III категорий - 1000 – 1200 м³/ч.

Вес машины - 34 т.

Котлованная машина МДК-3 является дальнейшим развитием машины МДК-2м и предназначена для отрывки окопов и укрытий для техники, котлованов под фортификационные сооружения.

При отрывке котлованов разрабатываемый грунт укладывается в одну сторону влево от котлована в виде брусвера. В отличие от МДК-2м котлованная машина МДК-3 при отрывке котлована движется задним ходом, отрывая за один проход котлован глубиной до 1,75 м.

Вспомогательным оборудованием является мощное бульдозерное оборудование и рыхлитель для мерзлых грунтов, что значительно повысило возможности машины по сравнению с предшествующей.

Техническая производительность машины - 500 - 600 м³/ч; транспортная скорость - 65 км/ч.

15. Инженерная машина разграждения и путепрокладчик

Инженерная машина разграждения ИМР (рис. 29) может быть использована при проведении аварийно-спасательных работ в зонах массовых разрушений, при выполнении вспомогательных грузоподъемных работ, при устройстве различных сооружений и укладке дорожного покрытия из железобетонных плит.

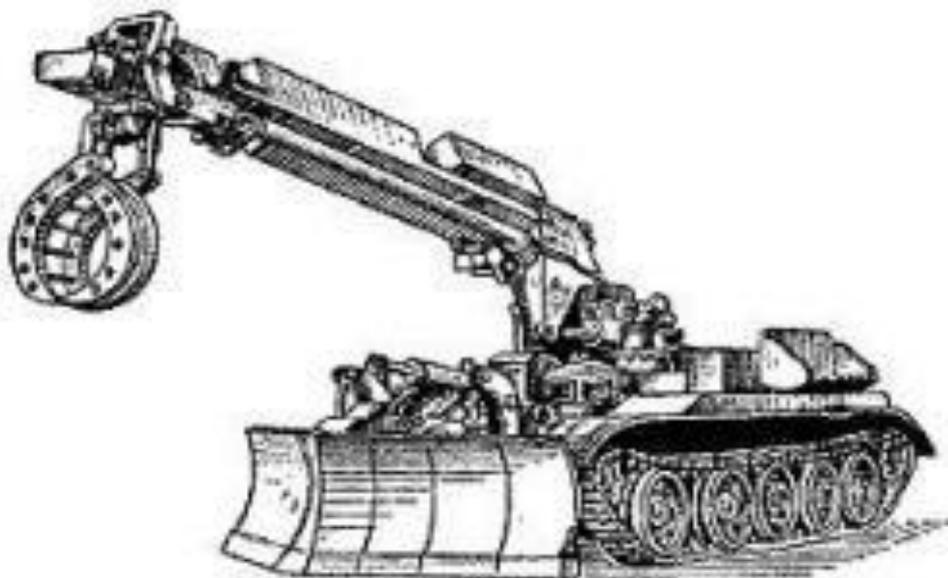


Рисунок 29 - Инженерная машина разграждения ИМР

Бульдозерное оборудование используется для:

- разработки и перемещения грунта;
- расчистки снега и кустарника;
- валки деревьев;
- корчевания пней;
- устройства проходов в завалах и разрушениях.

Бульдозерное оборудование может быть использовано в трех положениях:

- двухотвальном;
- бульдозерном;
- грейдерном.

Применение гусеничных движителей позволяет использовать машину в труднодоступных местах. Машина проста в управлении и надежна в работе.

Техническая характеристика

Базовый тягач - Т-55.

Двигатель - В-55У.

Тип дизель 4х – тактный.

Мощность кВт/л.с - 456/620 при макс. частоте вращения об/мин.

Макс. транспортная скорость, км/ч – 50.

Запас хода км/моточас – 500.

Глубина преодолеваемого брода 1,4 м.

Масса - 37,5т.

Техническая производительность:

- при прокладке пути в кустарнике - 0,4 км/ч;
- при расчистке дорог от снега до 1 км/ч;
- при планировке местности - 250 м³.

Кран: макс. грузоподъемность - 2 т.

Категория отрываемого грунта I...IV.

Путепрокладчик БАТ-2

Путепрокладчик БАТ-2 (*рис.30*) - машина мощностью 522 кВт (700 л.с.) применяется при прокладке дорог:

- в плотных грунтах по бездорожью;
- мелколесью;
- каменных и лесных завалах;
- снежных заносах в труднодоступных районах;
- при обильных снегопадах в городских условиях.

Мощный универсальный поворотный отвал с электро-гидроуправлением устанавливается в бульдозерное шириной 4.5, путепрокладочное 4.2 м или грейдерное 4.1-4.35 м положения.



Рисунок 30- Путепрокладчик БАТ-2

Возможность установки отвала с перекосом до 10 градусов позволяет производить прокладку дорог на косогорах, а с применением лыжи - снимать одинаковую толщину грунта, копируя рельеф местности.

Наличие на машине кранового оборудования, рыхлителя, лебедки, герметичной кабины на 8 человек, оборудованной фильтром, делает машину универсальной при выполнении различных видов работ во всех микроклиматических условиях при температуре от - 40 до +40°С.

Техническая характеристика

Путипрокладчик БАТ-2 обеспечивает прокладывание дорог:

- по среднeperесеченной местности 6.8 км/ч;
- в кустарнике и мелколесье с наличием деревьев диаметром до 30 см 2.3км/ч;
- по снежной целине 8-15 км/ч.

Производительность:

- при планировке местности, устройстве спусков, засыпке оврагов - 350-450м³ /ч;
- при рытье котлованов 200-250 м³ /ч.

Кран с телескопической стрелой с максимальным вылетом 7.3 м, грузоподъемностью, 2т.

Максимальная скорость, 60 км/ч.

Масса, 39,7 т.

16. Экскаваторы

Экскаватор (от лат. *excavo* - выдалбливать), землеройная машина, оборудованная навесным рабочим органом - ковшом, осуществляющим резание грунта одновременно с его наполнением (рис.31).

Основные рабочие параметры одноковшовых экскаваторов:

- радиус резания R_p ;
- радиус выгрузки R_B ;
- высота выгрузки H_B ;
- глубина резания H_p .

Радиус резания (R_p) - это расстояние от оси вращения экскаватора до зубьев ковша, при врезании его в грунт.

Радиус выгрузки (R_B) - расстояние от оси вращения экскаватора до центра тяжести ковша в момент выгрузки грунта.



Рисунок 31- Одноковшовый экскаватор

Основные рабочие параметры одноковшовых экскаваторов

Высота выгрузки (H_B) - расстояние от уровня стояния экскаватора до нижней части ковша в момент выгрузки грунта.

Глубина резания (копания) (H_p) - наибольшая глубина выемки, которая может быть образована экскаватором с одной стоянки.

По принципу действия различают экскаваторов:

- одноковшовые (прерывного, или циклического, действия);
- многоковшовые экскаваторы (непрерывного действия).

У первых все основные операции цикла производятся в постоянной последовательности, у вторых — одновременно.

Рабочий цикл этого класса экскаваторов складывается из операций:

- резания (копания) грунта (с одновременным заполнением ковша);
- перемещения заполненного ковша к месту разгрузки;
- выгрузки грунта из ковша;
- возвращения ковша в забой.

Продолжительность рабочего цикла в зависимости от мощности и типа экскаватора и условий работы колеблется от 12 до 80 сек.

Производительность одноковшового экскаватора на 1 м³ ёмкости ковша в зависимости от условий работы составляет от 100 до 350 тыс. м³ в год, или 80 - 180 м³/ч.

Одноковшовые экскаваторы используются для разработки любых, в том числе самых крепких и неоднородных, грунтов с крупными твёрдыми включениями.

Для работы в более мягких грунтах одноковшовые экскаваторы могут снабжаться ковшами увеличенной ёмкости.

Скальные породы и мёрзлые грунты перед разработкой одноковшовым экскаватором разрыхляют (обычно взрывом).

Классификация экскаваторов

По роду ходового оборудования различают:

- гусеничные;
- колёсные;
- шагающие;
- на ж.-д. ходу;
- плавучие;
- колёсно-гусеничные одноковшовые экскаваторы.

По типу привода

- с одним двигателем;
- со смешанным и индивидуальными приводами всех рабочих механизмов.

По роду силовой установки:

- с приводом от двигателя внутреннего сгорания (дизельные, редко карбюраторные и газогенераторные);
- электрические;
- гидравлические;
- пневматические;
- комбинированные.

По виду управления:

- с ручным;

- гидравлическим;
- пневматическим;
- электрическим;
- смешанным.

По виду рабочего оборудования экскаваторы подразделяются на:

- одноковшовые с жёсткой шарнирно-скользящей связью ковша со стрелой (прямая лопата);
- с жёсткой шарнирной связью ковша со стрелой (обратная лопата);
- с гибкой связью ковша со стрелой (драглайн, грейфер и др.).

Наиболее распространено оборудование прямой лопаты - им оснащаются экскаваторы любой мощности с ковшами ёмкостью до 153 м³.

Оборудование обратной лопаты используется для:

- рытья узких траншей (шириной 0,7— 1,5 м и глубиной до 8 м), особенно с вертикальными стенками;
- для прокладки сетей канализации, нефтепроводов;
- устройства фундаментов в крепких и каменистых грунтах;
- сооружения небольших котлованов.

Рабочее оборудование драглайна состоит из стрелы и ковша, подвешенного к стреле при помощи подъёмного и тягового канатов.

Выемку грунта драглайн производит, как правило, ниже уровня установки экскаватора.

Ковши применяются различной ёмкости — в скальных предварительно разрыхлённых породах допускается работа драглайна при ёмкости ковша выше 10 м³.

Драглайны, имеющие т. н. шагающий ход, получили название шагающих драглайнов.

Оборудование грейфера применяется для погрузочных работ, рытья котлованов с отвесными стенками, для работ под водой.

Оборудование струга приспособлено для планировочных работ, удаления дорожной одежды и т.п.

Отдельные модели экскаваторов (с ковшами ёмкостью до 5 м³), снабжаются различным сменным оборудованием не только для земляных, но и для:

- монтажных;
- подъёмно-транспортных;
- погрузочно-разгрузочных;
- свайных;
- буровых работ;
- валки леса;
- корчёвки пней и т.п.

Если число единиц сменного оборудования не превышает трёх (например, лопата, драглайн, кран), экскаватор называется полу-универсальными.

Получают распространение экскаваторы с гидроприводом, (т. н. гидро-экскаваторы), у которых все виды рабочих органов шарнирно связаны с поворотной платформой и перемещаются с помощью гидроцилиндров, приводимых в движение насосами высокого давления (10 - 40 МПа).

В этом случае для передачи вращения (привод поворота, хода) применяют гидравлические двигатели. Этот вид одноковшовых экскаваторов изготавливается с ковшами малой (до 1,8 м³), средней (2 - 3 м³) и большой (3,2 - 6 м³) ёмкости. Основное рабочее оборудование - обратная лопата.

Удельная мощность гидравлических экскаваторов в зависимости от условий работы (мягкие или крепкие грунты) составляет от 133 до 213 кВт на 1 м³ ёмкости ковша.

В зависимости от назначения одноковшовые экскаваторы подразделяют:

- на строительные;
- карьерные;
- строительно-карьерные;
- вскрышные;
- тоннельные экскаваторы, плавучие и др.

Различают:

- универсальные малой мощности (ёмкость ковша 0,05 - 1,8 м³, грузоподъёмность крана 0,7 - 45 т, масса 1,5 - 65 т);
- средней мощности - полу универсальные (ёмкость ковша 2 - 3 м³, грузоподъёмность крана 60 - 80 т, масса 72 - 105 т);
- большой мощности - полу универсальные (ёмкость ковша 3,25 - 6 м³, грузоподъёмность крана 100 - 150 т, масса 115 - 210 т).

Удельная масса на 1 м³ ёмкости ковша для крепких грунтов составляет для этих экскаваторов 33 - 36 т.

Экскаваторы малой мощности часто имеют сменное гусеничное и пневмоколёсное ходовое оборудование и одномоторный привод.

У гидравлических экскаваторов индивидуальный или смешанный привод. Карьерные экскаваторы изготавливаются с оборудованием лопаты, реже со сменным оборудованием драглайна и крана.

Отличаются:

- мощным рабочим оборудованием;
- высокими рабочими усилиями и скоростями;
- коротким циклом работы. Это обуславливает большую производительность при погрузке в транспортные средства.

Экскаваторы средней (ёмкость ковша 2 - 4 м³) и большой (ёмкость ковша 5 - 20 м³) мощности, массой 76 - 900 т, предназначены для работы в карьерах, особенно в крепких, предварительно взорванных породах и грунтах с погрузкой главным образом в большегрузные автосамосвалы.

Ходовое оборудование - гусеничное.

Силовое оборудование - электрическое с индивидуальным приводом механизмов по системе генератор - двигатель.

Удельная мощность приводного двигателя 60 - 80 кВт на 1 м³ ёмкости ковша, давление на грунт 0,15 - 0,25 МПа, скорость хода 0,6 - 1,5 км/ч. Гидравлические карьерные экскаваторы имеют ёмкость ковша до 8 - 9 м³, разрабатываются модели с ковшами ёмкостью 12 - 20 м³.

Ходовое оборудование мощных моделей - 4 спаренные гусеницы. Силовое оборудование такое же, как у карьерных экскаваторов. Удельная масса 45 - 90 т на 1 м³ ёмкости ковша, скорость хода 0,3 - 0,5 км/ч.

Тоннельные и шахтные экскаватор используют в подземных условиях в выработках большого поперечного сечения при:

- проходке тоннелей;
- сооружении камер подземных сооружений;
- выемке полезных ископаемых.

Ёмкость ковша 0,75 - 1 м³, масса 16 - 30 т.

Многоковшовые экскаваторы состоят из:

- рабочего оборудования (ковши, шарнирная ковшовая рама, стрела);
- металлоконструкции (надстройки), на которой оно укреплено;
- механизмов привода (силового оборудования);
- управления;
- платформы, на которой установлены все эти узлы и агрегаты, и ходового оборудования - нижней рамы с движителем.

Ходовое оборудование многоковшовых экскаваторов - гусеничное (при любой массе), пневмоколёсное (до массы в 30 - 40 т), реже рельсовое (железнодорожное), шагающее или рельсо-шагающее.

В процессе работы многоковшовый экскаватор производит резание (копание), захват, транспортирование и разгрузку грунта на магистральный конвейер или в вагоны.

По виду рабочего оборудования многоковшовые экскаваторы подразделяются на два основных типа:

- цепные;
- роторные.

В цепных экскаваторах ковши (от 12 до 40 штук) укреплены на бесконечной цепи, движущейся по каткам в направляющих ковшовой рамы.

В роторных экскаваторах рабочий орган - колесо (ротор) с 6 - 12 (иногда до 24) ковшами. Грунт из ковшей ротора высыпается на конвейер роторной стрелы непосредственно или через питатель и передается на разгрузочный конвейер. Общее расстояние, на которое перемещается грунт, достигает 150 м, высота копания до 50 м, глубина копания до 25 м.

Модели:

- малой мощности, с ковшами ёмкостью 25-150 л, могут работать в карьерах нерудных строительных материалов;

- средней мощности, с ковшами ёмкостью 200 - 450 л - на крупных строительных работах;

- большой мощности, с ковшами 500 - 4500 л - на крупных карьерах.

Роторные экскаваторы применяются также для складирования, отгрузки материалов при больших объёмах, с производительностью до 12 500 м³/ч и более. Масса экскаватора на 1 л ёмкости ковша 0,9 - 1,5 т. Средняя производительность 1,8 - 2,5 м³/ч на 1 л ёмкости ковша.

В зависимости от направления движения ковшей относительно перемещения экскаваторы различают многоковшовые экскаваторы поперечного и продольного копания и поворотные.

К экскаваторам поперечного копания относятся в основном цепные экскаваторы, которые во время работы движутся в направлении, перпендикулярном плоскости движения ковшей.

17. Грузоподъемные машины и стреловые краны, применяемые при проведении АСДНР

Стреловые самоходные краны

Стреловые самоходные краны представляют собой стреловое или башенно-стреловое крановое оборудование, смонтированное на самоходном гусеничном или пневмоколесном шасси.

Широкое распространение стреловых самоходных кранов обеспечили:

- автономность привода;
- большая грузоподъемность (до 250 т);
- способность передвигаться вместе с грузом;
- высокие маневренность и мобильность;
- широкий диапазон параметров;
- легкость перебазировки с одного объекта на другой;
- возможность работы с различными видами сменного оборудования (универсально) и т. д.

Различают стреловые самоходные краны:

- общего назначения для строительного-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ широкого профиля;

- специальные для выполнения технологических операций определенного вида (краны-трубоукладчики, железнодорожные и плавучие краны и т. п.).

Стреловые самоходные краны общего назначения классифицируют следующим образом:

- по грузоподъемности - легкие (грузоподъемностью 10 т), средние (грузоподъемностью 10...25 т) и тяжелые (грузоподъемностью выше 25 т);

- по типу ходового устройства - автомобильные (на стандартных шасси грузовых автомобилей), тракторные (навесные на серийные тракторы), на шасси автомобильного типа, пневмоколесные и гусеничные, имеющие специальные шасси;

- по количеству и расположению силовых установок - с одной силовой установкой на ходовом устройстве (шасси), с одной силовой установкой на поворотной части и с двумя силовыми установками;

- по количеству приводных двигателей механизмов - с одно- и много- моторными приводами;

- по типу привода - с механическим, электрическим и гидравлическим приводами;

- по количеству и расположению кабин управления - с кабинами только на шасси, только на поворотной платформе, на шасси и на поворотной платформе;

- по конструкции стрелы - со стрелой неизменяемой длины, с выдвижной и телескопической стрелами;

- по способу подвески стрелы - с гибкой (на канатных полиспастах) и жесткой (с помощью гидроцилиндров) подвеской.

Общее устройство стрелового самоходного крана

Каждый стреловой самоходный кран (рис. 32) состоит из следующих основных частей: ходового устройства 1, поворотной платформы 13 (с размещенными на ней силовой установкой 10, узлами привода 9, механизмами и кабиной машиниста 17 с пультом управления), опорно-поворотного устройства и сменного рабочего оборудования.

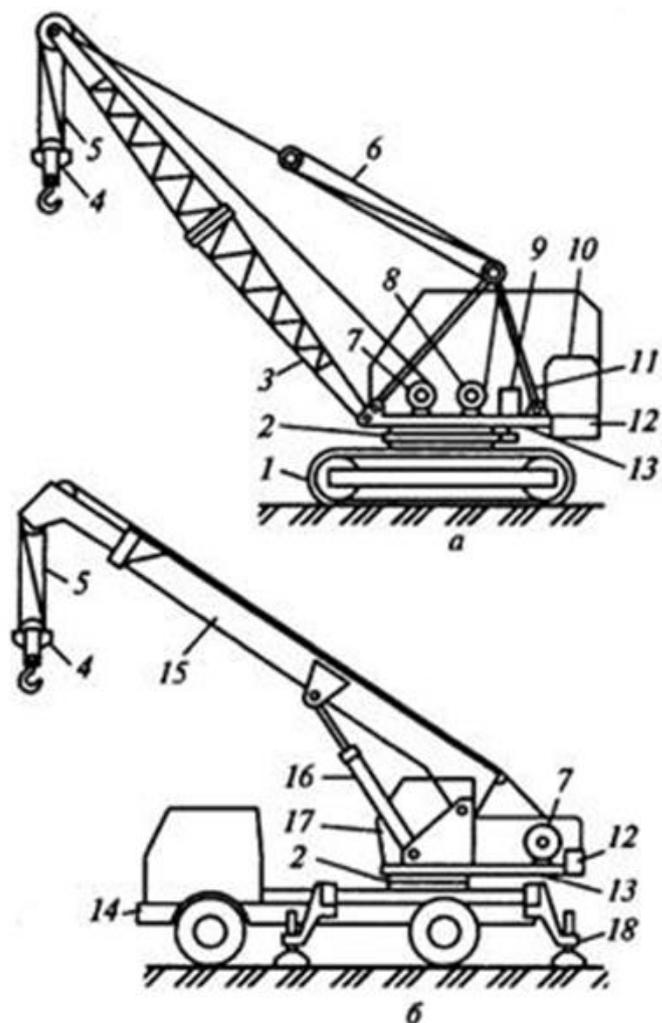


Рисунок 32 - Схемы стреловых самоходных кранов

а – гусеничного с гибкой подвеской стрелового оборудования; б – пневмоколёсного с жесткой подвеской стрелового оборудования.

Исполнительными механизмами кранов являются механизм:

- подъема груза;
- изменения вылета стрелы (крюка);
- вращения поворотной платформы;
- передвижения крана.

На кранах устанавливают стреловое и башенно-стреловое оборудование. Основными видами стрелового оборудования являются невыдвижная (жесткая) и выдвижная решетчатые стрелы 3, телескопическая стрела 15 с одной или несколькими выдвижными секциями для изменения их длины.

К сменному рабочему оборудованию относят удлиненные дополнительными вставками (секциями) жесткие и выдвижные стрелы, с применением которых увеличивается зона, обслуживаемая краном, но соответственно снижается грузоподъемность.

В комплекс стрелового оборудования входят также стреловой полиспаст 6 или гидроцилиндры 16 для изменения угла наклона стрелы и крюковая подвеска 4 с грузовым полиспастом 5 для подъема и опускания груза.

Основные параметры стреловых самоходных кранов (рис. 33)

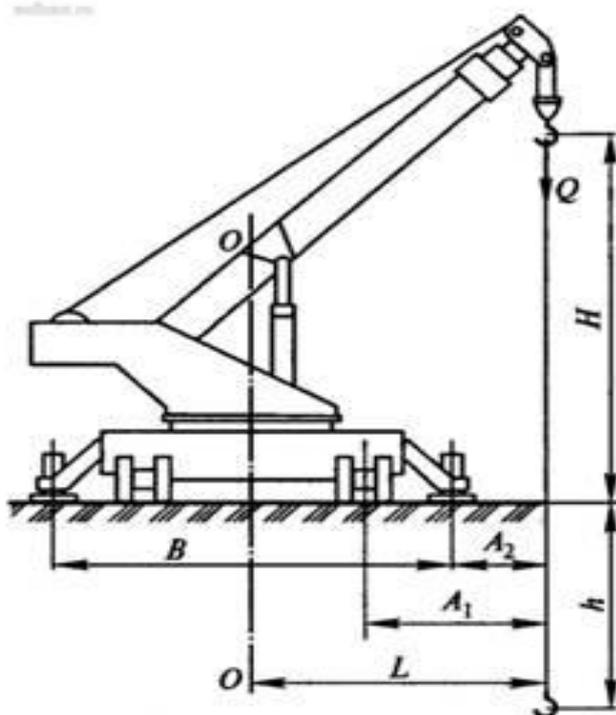


Рисунок 33 - Основные параметры стреловых самоходных кранов

Грузоподъемность Q - главный параметр стреловых самоходных кранов. К основным параметрам этих кранов относятся:

- вылет L - расстояние от оси вращения поворотной части крана $O-O$ до центра зева крюка;

- вылет от ребра опрокидывания - расстояние от ребра опрокидывания до центра зева крюка: A_1 - при работе без выносных опор, A_2 - при работе на выносных опорах;

- высота подъема крюка H - расстояние от уровня стоянки крана до центра зева крюка, находящегося в крайнем верхнем положении; глубина опускания крюка h - расстояние от уровня стоянки крана до центра зева крюка, находящегося в крайнем нижнем рабочем положении;

- скорость подъема и опускания груза $v_{гр}$;

- скорость посадки груза $v_{п}$ - минимальная скорость опускания груза при монтаже и укладке конструкций;

- частота вращения поворотной части крана $n_{п}$;

- скорость изменения вылета $v_{в}$ - скорость перемещения крюка по горизонтали при изменении его вылета;

- время изменения вылета t_b - продолжительность перемещения крюка от одного предельного положения стрелы до другого;
- скорость телескопирования v_T - скорость движения секций выдвижных или телескопических стрел относительно основной (невыдвижной) секции при изменении длины стрел;
- рабочая скорость передвижения v_p - скорость передвижения крана с грузом на крюке;
- транспортная скорость крана $v_{тр}$ - скорость передвижения крана, стреловое оборудование которого находится в транспортном положении;
- колея крана K - расстояние между вертикальными осями, проходящими через середины опорных поверхностей ходового устройства;
- база крана B - расстояние между вертикальными осями передних и задних ходовых тележек или колес;
- минимальный радиус поворота крана R_K - расстояние от центра поворота до наиболее удаленной точки крана при минимальном радиусе поворота шасси крана; размеры опорного контура выносных опор (поперек и вдоль);
- преодолеваемый уклон пути - наибольший угол подъема, преодолеваемый краном, движущимся с постоянной скоростью, установленная мощность P_y ;
- конструктивная T_k и эксплуатационная T_3 массы крана.

Автомобильные краны (автокраны)

Автомобильные краны (автокраны) — стреловые полноповоротные краны, смонтированные на стандартных шасси грузовых автомобилей нормальной и повышенной проходимости.

Автокраны обладают:

- большой грузоподъемностью (до 40 т);
- высокими транспортными скоростями передвижения (до 70...80 км/ч);
- хорошей маневренностью и мобильностью.

При оснащении специальным оборудованием (грейфером) автокраны применяют для перегрузки сыпучих и мелкокусковых материалов, экскавации легких грунтов, копания ям, очистки траншей и котлованов от обрушившегося грунта и снега.

Каждый автокран оборудуют четырьмя выносными опорами, устанавливаемыми вручную или с помощью гидропривода.

Автокраны могут перемещаться вместе с грузом со скоростью до 5 км/ч. При передвижении грузоподъемность автокранов снижается примерно в 3...5 раз.

Устройство и техническая характеристика

Основное силовое оборудование автокранов — двигатель автомобиля.

Привод крановых механизмов может быть одноmotorным (механическим) и многоmotorным (дизель-электрическим и гидравлическим), подвеска стрелового оборудования — гибкой (канатной) и жесткой.

Управление крановыми механизмами осуществляется из кабины машиниста, расположенной на поворотной платформе, управление передвижением крана — из кабины автошасси.

Промышленность выпускает автомобильные краны 2...4-й размерных групп грузоподъемностью 6,3...20 т, имеющие механический, электрический и гидравлический приводы крановых механизмов.

Краны с механическим и электрическим приводами имеют гибкую подвеску стрелового оборудования, с гидравлическим приводом — жесткую.

Автокран состоит из:

- базового автомобиля крановой модификации;
- стрелового оборудования;
- поворотной и неповоротной частей, соединенных между собой роликовым опорно-поворотным устройством.

Автокраны с механическим приводом имеют грузоподъемность 6,3 т.

Неповоротная часть крана (*рис. 34*) включает:

- ходовую раму, жестко прикрепленную к раме автошасси;
- коробку отбора мощности;
- промежуточный конический редуктор;
- зубчатый венец опорно-поворотного устройства;
- выносные опоры и стабилизирующее устройство.

Поворотная часть крана состоит из:

- поворотной платформы, на которой смонтированы решетчатая стрела;
- двуногая стойка;
- противовес;
- грузовая и стреловая лебедки;
- реверсивно-распределительный механизм;
- механизм поворота крана;
- кабина машиниста с рычагами и педалями управления.

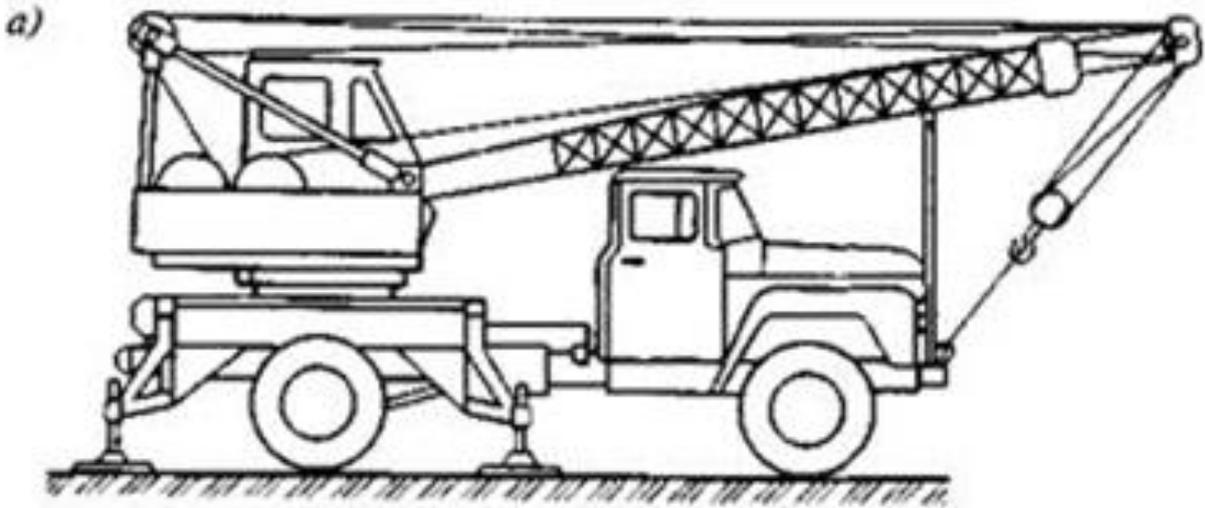


Рисунок 34 - Автокран с механическим приводом

Краны оснащают жесткой решетчатой или выдвижной основной стрелой длиной 8 м в выдвинутом положении.

В настоящее время у нас в стране начато производство гидравлических автомобильных кранов с телескопическими стрелами грузоподъемностью 25 и 40 т.

Все автомобильные краны оснащены системой устройств и приборов, обеспечивающей их безопасную эксплуатацию. В эту систему входят: ограничители грузоподъемности, подъема и опускания крюка, подъема стрелы, указатели вылета крюка и грузоподъемности, устройства, предотвращающие запрокидывание стрел, креномеры, сигнализаторы крена, границы рабочей зоны, опасного напряжения, нижнего рабочего положения стрелы, а также звуковой сигнал и приборы освещения.

Шасси автомобильного типа изготавливают многоосными (от 3 до 8 осей в зависимости от грузоподъемности) с использованием сборочных единиц серийных грузовых автомобилей.

Краны на таких шасси обладают высокими мобильностью и скоростями передвижения (до 50...70 км/ч) и благодаря относительно небольшим нагрузкам на оси и колеса имеют высокую проходимость.

Специальное шасси автомобильного типа (рис. 35) включает ходовую раму, двигатель, трансмиссию, ведущие управляемые и неуправляемые мосты и неведущие управляемые оси, кабину водителя, рулевое управление и тормозную систему. Колесная схема шасси определяется формулой $Ax B$, где A — число полуосей шасси, B — число ведущих полуосей.

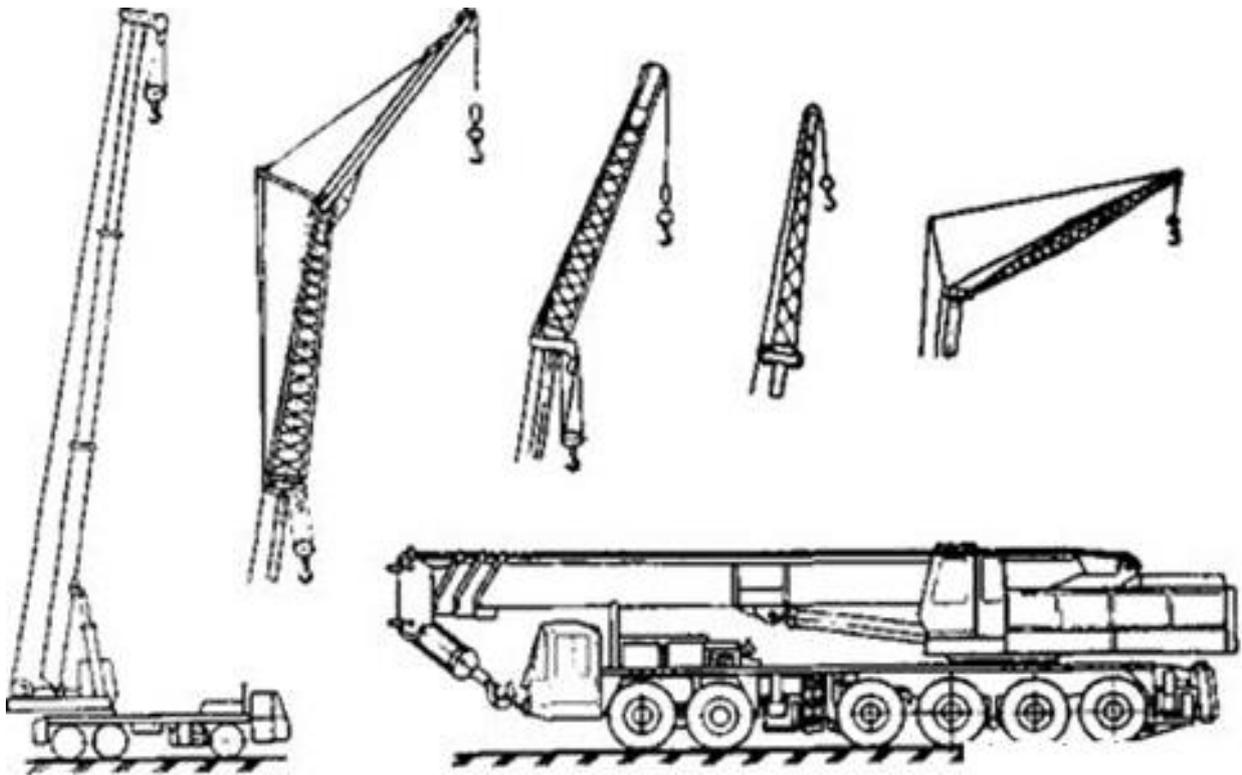


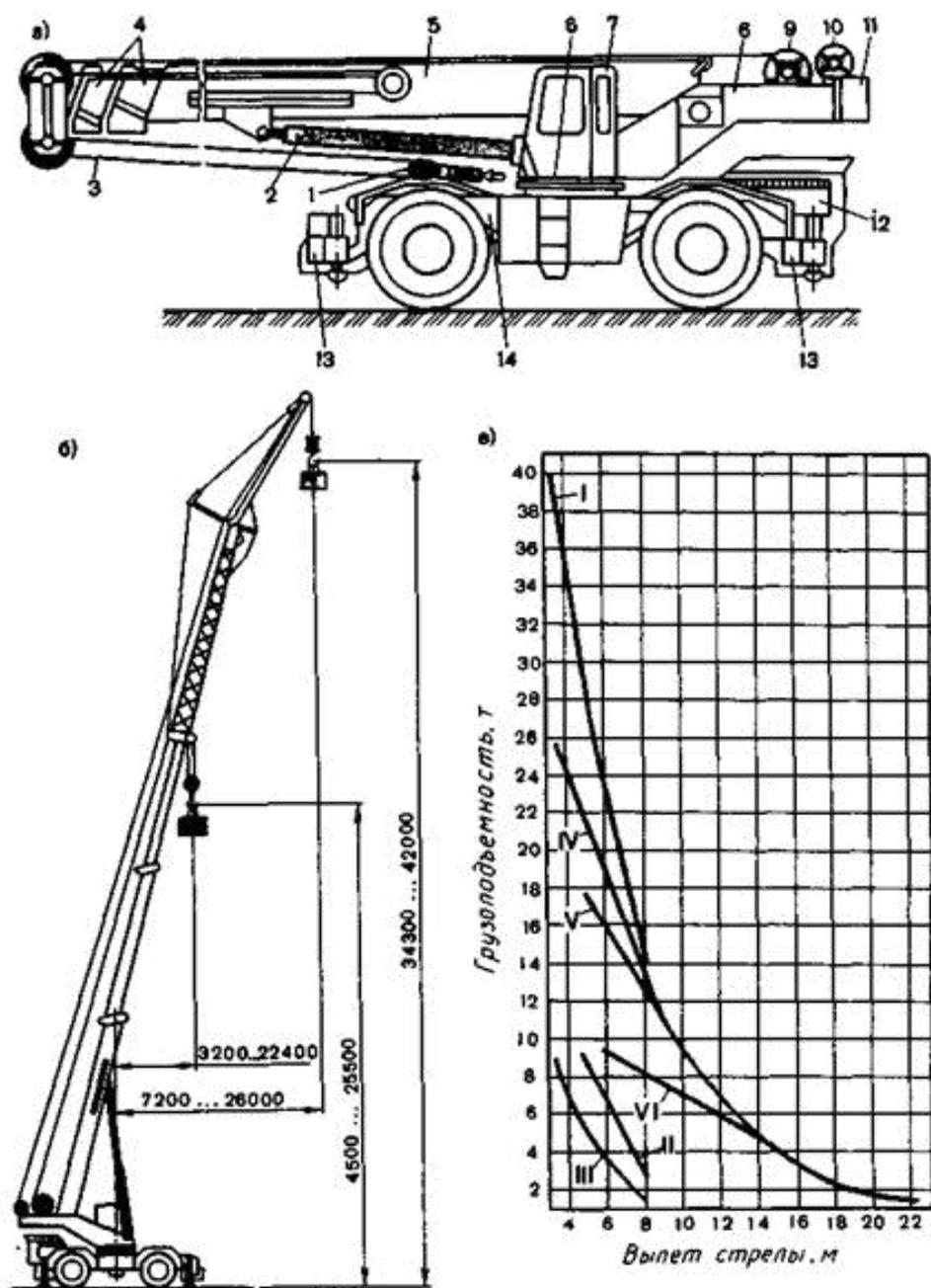
Рисунок 35 - Кран на шасси автомобильного типа

На поворотной платформе размещены:

- телескопическая стрела;
- механизм подъема груза;
- механизм подъема-опускания стрелы;
- механизм поворота;
- кабина машиниста с пультом управления и противовес.

Краны на специальном короткобазовом шасси, выпускают 4...6-й размерных групп грузоподъемностью 16 т, 25 т и 40 т.

Короткобазовый кран 6-й размерной группы (рис.36, а) состоит из шасси, поворотной части и рабочего оборудования.



stroy-technics.ru

Рисунок 36 - Кран на короткобазовом шасси

а — общий вид; б — схема крана в рабочем положении; в — графики грузоподъемности (главный подъем).

Пневмоколесные краны (рис.37) могут передвигаться вместе с грузом со скоростью до 2 км/ч, при этом грузоподъемность составляет не более 25...30 % от номинальной. Транспортная скорость передвижения кранов не превышает 18 км/ч.

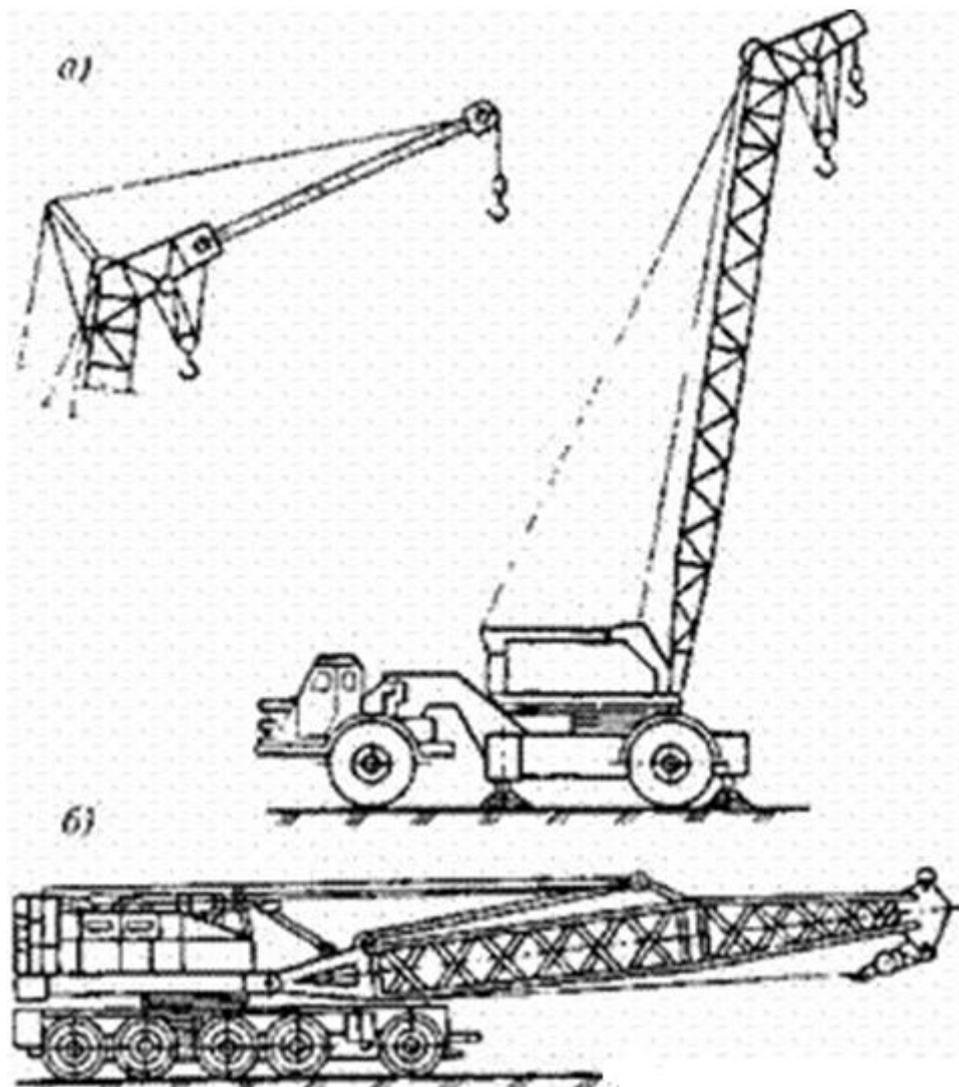


Рисунок 37 - Пневмоколесные краны

Кран оборудуют стрелами длиной 20...40 м с неуправляемым башенно-стреловым оборудованием, состоящим из башен-стрел длиной 25, 30, 35 и 40 м и управляемых гуськов длиной 15, 20, 25 и 30 м; мачтово-стреловым оборудованием, при котором управляемые гуськи длиной 30 м устанавливают на стрелы длиной 45, 50 и 55 м.

Гусеничные стреловые самоходные краны

Гусеничные стреловые самоходные краны (рис. 38) монтируют на базе специальных двух гусеничных шасси, обеспечивающих за счет большой опорной поверхности гусениц высокие проходимость и устойчивость машин.

Такие краны имеют дизель-электрический привод и отличаются от пневмоколесных кранов конструкцией ходового устройства, способны работать без

выносных опор, передвигаться с грузом и применяются на объектах с большими объемами строительного-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ.

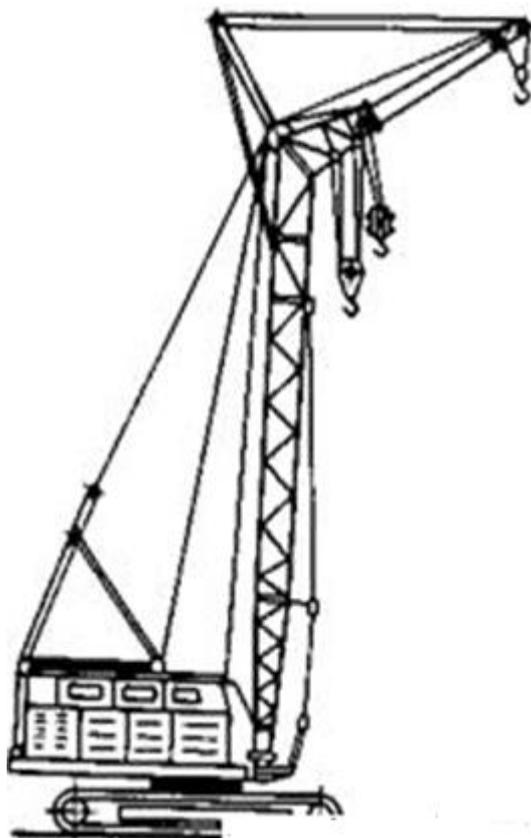


Рисунок 38 - Гусеничный кран

С их помощью ведут:

- монтаж зданий и сооружений из тяжеловесных крупноразмерных бетонных и железобетонных элементов;
- сборку строительных металлоконструкций;
- монтаж технологического оборудования и т. п.

Гусеничные краны имеют небольшие транспортные скорости (до 1,0 км/ч), поэтому их перевозят с объекта на объект обычно на тяжеловозных прицепах. Они характеризуются удельным давлением на грунт не более 0,2 МПа.

18. Аварийно-спасательный инструмент и оборудование

Аварийно-спасательный инструмент и оборудование обеспечения поисково-спасательных работ предназначены для применения в зонах чрезвычайных ситуаций.

Классификация аварийно-спасательного инструмента и оборудования

Аварийно-спасательный инструмент и оборудование имеют самые различные приводы:

- ручные (ножные);
- пневматические;
- гидравлические;
- электрические;
- пиротехнические;
- моторные.

Все инструменты по своим функциональным характеристикам и набору в комплекте можно разделить на три разновидности:

1. Специальный инструмент, предназначенный для конкретных видов работ. Для кусачек – только перекусывание арматуры, для домкратов – подъем грузов и т.п.

2. Универсальный инструмент, предназначенный для выполнения двух или более операций. Примером могут служить комбинированные ножницы, способные перерезать профильный и полосовой металл, а так же поднимать и перемещать элементы завалов.

3. Комбинированный инструмент. Это единый агрегат, в котором совмещены функции рабочего органа инструмента и источника энергии (гидравлического насоса или электропривода и аккумулятора).

Аварийно-спасательный инструмент и оборудование по назначению подразделяются на:

- инструмент разрушения конструкций;
- инструмент для резки элементов конструкций;
- инструмент и оборудования для подъема и перемещения грузов;
- вспомогательное оборудование.

Аварийно-спасательный инструмент и оборудование могут применяться:

- в условиях повышенной запыленности;
- в условиях высокой загазованности;
- при химическом и радиационном заражении;
- в пожаро- и взрывоопасной среде;
- при повышенной влажности;
- при атмосферных осадках;
- под водой;
- при низких или высоких температурах;
- при плохой видимости.

Гидравлический аварийно-спасательный инструмент (ГАСИ) - переносной инструмент с гидроприводом, применяемый для извлечения (деблокирования) пострадавших при выполнении аварийно-спасательных работ в условиях чрезвычайных ситуаций.

Преимущества ГАСИ:

- низкий уровень шума при работе;
- более низкие энергетические затраты и облегченный технический уход в сравнении с аналогами, имеющими другие приводы (пневматические, электрические, моторные);
- ниже стоимость.

В сравнении с пневматическими инструментами эти преимущества выражены следующим образом:

1. Отсутствие необходимости в какой-либо дополнительной системе

Различные типы машин, предназначенные для коммунальных работ, а также служебные машины имеют гидравлические системы, которые можно использовать для управления инструментами. Конверсия этих систем для работы с инструментами проста и значительно дешевле, чем установка специальной автономной пневматической системы.

2. Низкая начальная стоимость системы

Цена гидравлической системы инструмента, подсоединяемой к гидравлической системе машины, значительно ниже, если она установлена на погрузчике, тягаче или серийном грузовике. Стоимость же дополнительного воздушного компрессора с необходимой для работы пневмоинструмента производительностью значительно превышает затраты по присоединению гидроинструмента.

3. Удобство работы в пространстве

Гидравлическая система легче и компактнее пневматической системы. Она может быть установлена на транспортном средстве в неиспользуемом пространстве под платформой шасси автомобиля. Вместе с тем, освобожденное таким образом пространство на платформе шасси можно использовать для других целей. Те же самые функции могут выполнять машины меньших размеров. При работе под водой гидроинструменты не ухудшают видимость, так как не выделяют в окружающую среду пузырьков воздуха.

4. Облегченный технический уход за системой

В гидравлической системе всего лишь несколько движущихся частей и имеется система автоматической смазки. Отсюда требуемый технический уход за ней значительно более прост, чем уход за пневматической системой. Новый гидравлический насос стоит менее трети стоимости проверки воздушного компрессора. Экономический срок службы компрессора обычно устанавливается

на уровне 8 лет. Гидравлическая же система может быть легко переставлена со старой машины на новую.

5. Облегченный технический уход за инструментами

Влажность сжатого воздуха, жар компрессии и загрязнение подтекающим маслом вызывают образование осадков и кислот. У инструментов, работающих на такой смеси, появляются внутренние неполадки. Гидравлические же инструменты заполнены маслом и таким образом постоянно защищены и смазаны.

6. Уровень шума

Источники шума при работе с пневматическими инструментами – это компрессор и выхлопы инструментов. При эксплуатации гидравлических инструментов такие источники отсутствуют, и они работают значительно тише.

7. Более высокий КПД

Большинство гидравлических инструментов имеют КПД, в два или три раза превышающий КПД пневматических аналогов, т.к. масло не поддается сжатию. Приводной мотор у них меньших размеров, он легче, дешевле и способен производить ту же работу при меньшем потреблении горючего.

8. Лучшее соотношение мощности и веса

Пневматические инструменты, работающие под давлением 0,6-0,7 МПа, более громоздкие и более тяжелые, при том уровне мощности гидравлических инструментов, использующие повышенное номинальное давление.

9. Надежность и безопасность

Гидравлическая жидкость не является проводником электричества. Инструменты, использующие не являющуюся проводником электричества гидравлическую жидкость, значительно надежнее и безопаснее при воздействия на их шланги (рукава) электрического тока, чем пневматические инструменты, в системе шлангов которых может происходить конденсация влаги.

Для работы пневматического инструмента, как правило, необходимо, чтобы сжатие воздуха достигало 8:1. Гидравлическая жидкость практически несжимаема (при давлении 7 МПа сжимается лишь на 0,5 %), поэтому поврежденный гидравлический шланг практически моментально снижает давление. Он не «скачет» при разрывах и отсоединениях, как пневматический шланг, где зачастую используются сцепные соединения на стыках, чем исключается травматизм оператора.

Принципиальная схема гидравлической системы ГАСИ

Гидравлическая система предназначена для подачи рабочей жидкости под определенным давлением и в необходимом количестве к исполнительному механизму ГАСИ. На рис.39 приведена принципиальная схема гидравлической системы ГАСИ.

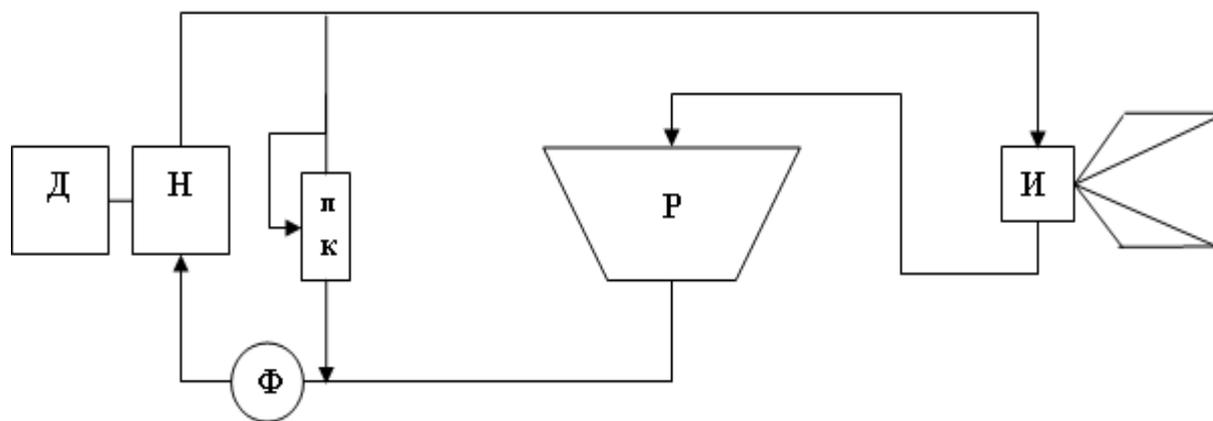


Рисунок 39 - Принципиальная схема гидравлической системы ГАСИ

Д – двигатель, Н – насос, Ф – фильтр, ПК – перепускной клапан, Р – резервуар рабочей жидкости, И – инструмент.

Работа системы осуществляется следующим образом. В качестве привода в гидравлической станции применяются бензиновые двухтактные или четырехтактные двигатели с воздушным охлаждением или электродвигатели Д. При включении двигателя приводится в движение насос Н.

В зависимости от назначения гидравлической станции насос может быть различного типа: одно-, двух- и трехступенчатым, поршневым (плунжерным) или шестеренным, одно- или многорядным. Он должен обеспечивать требуемое давление рабочей жидкости и подачу (расход) ее в достаточном количестве.

Снижение давления и расхода рабочей жидкости возможно при износе рабочих органов насоса (плунжера, поршня, шестерен) и увеличения зазоров в нем между всасывающей и нагнетающей полостями, при неплотном прилегании клапанов.

Фильтр Ф служит для очистки рабочей жидкости от возможных механических примесей.

Перепускной (предохранительный) клапан ПК предназначен для защиты системы от разрушения при повышении давления в ней сверх заданного.

Предохранительный клапан представляет собой шарик, поджатый пружиной, затяжкой которой регулируется допустимое давление в системе, при превышении которого он осуществляет перепуск рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания, при этом в напорной части системы поддерживается рабочее давление.

Резервуар Р предназначен для хранения необходимого резерва рабочей жидкости при возможных в процессе работы ГАСИ ее утечках, а также для ее очистки путем отстоя и фильтрации.

В качестве рабочей жидкости гидравлических систем ГАСИ применяются минеральные масла, спирто-глицериновые и спирто-касторовые жидкости с вязкостью 20-80 сантистоксов (Сст).

Большинство рабочих жидкостей содержит антиокислительные, антипенные и другие присадки.

Рабочее давление гидравлических систем до 80 МПа. Для ГАСИ отечественного производства в качестве рабочей жидкости применяется масло гидравлическое АМГ-10 ГОСТ 6794-75 или МГЕ-10А, позволяющее использовать инструмент при температуре воздуха окружающей среды от – 45 °С до + 60 °С.

К достоинствам гидравлических систем ГАСИ следует отнести:

- высокую готовность к действию;
- надежность;
- простоту устройств;
- экономичность.

Наиболее существенным их недостатком можно назвать изменение вязкости рабочей жидкости при изменении температуры окружающей среды.

19. Оборудование для подъема и перемещения грузов

В составе аварийно-спасательных работ при обрушениях зданий и сооружений, а также при ДТП и других ЧС, значительная доля приходится на работы по подъему и перемещению различных грузов. Для их выполнения предназначены инструменты в составе комплектов ГАСИ и различные грузоподъемные механизмы:

1. Расширители, комбинированные ножницы, силовые цилиндры и домкраты в составе комплектов ГАСИ.
2. Домкраты гидравлические, пневматические и механические.
3. Лебедки рычажные, барабанные ручные и с механическим приводом.
4. Тали ручные.
5. Блоки и полиспасты.

Ниже приведены примеры инструмента и механизмов для подъема и перемещения грузов.

Инструмент для подъема и перемещения грузов в составе комплектов ГАСИ

В состав комплектов ГАСИ включаются следующие инструменты для подъема и перемещения грузов:

- силовые цилиндры;

- расширители;
- комбинированные ножницы;
- домкраты (гидравлические и пневматические).
- цилиндры силовые ЦС1 и ЦС2 и цилиндр тянущий ЦТ-100 фирмы «Эконт»;
- цилиндры силовые ЦГС-1/80 и ЦГС-2/80 фирмы «Спрут»;
- гидравлические цилиндры серии RAM фирмы «Holmatro»;
- цилиндры спасательные серии LZR фирмы «Lukas»;
- расширитель Р-20 фирмы «Эконт»;
- расширители РСГС-80 и РБГС-80 фирмы «Спрут»;
- расширители серии SP фирмы «Holmatro»;
- расширители серии LSP фирмы «Lukas»;
- расширитель-ножницы РН4-1 и РН4-2 фирмы «Эконт»;
- ножницы комбинированные НК 2080М фирмы «Медведь».

Специальный инструмент и механизмы для подъема и перемещения грузов

Домкраты – механизмы для подъёма тяжёлых штучных грузов при выполнении ремонтных, монтажных или погрузочно-разгрузочных и аварийно-спасательных работ. Для домкратов характерны малые габариты, небольшая масса (обычно не превышает 1% грузоподъёмности), незначительная скорость (0,01 – 0,25 м/мин) и высота подъёма (0,15 – 1 м).

Домкраты специального назначения могут иметь грузоподъёмность в несколько сотен тонн и поднимать груз на высоту в несколько метров. Домкрат обеспечивает плавный подъём грузов, точную их фиксацию и удержание на заданной высоте.

По типу привода различают домкраты с ручным и механическим приводом, а по принципу действия и конструктивным особенностям – на гидравлические, реечные, винтовые и пневматические (эластомерные силовые конструкции).

Основными характеристиками домкратов являются:

- грузоподъёмность;
- высота подъёма;
- тип привода;
- габариты и масса.

Гидравлические домкраты могут быть периодического действия с ручным приводом и непрерывного действия с механическим приводом.

В домкратах периодического действия подъём плунжера, являющегося опорой для груза, осуществляется рабочей жидкостью, подаваемой в нижнюю полость стакана поршневым насосом, приводимым в действие вручную рукоят-

кой и снабженным всасывающим и нагнетательным клапанами. Опускание груза происходит при перепускании рабочей жидкости из стакана в резервуар насоса.

В гидравлическом домкрате непрерывного действия (рис.40) рабочая жидкость подаётся в надпоршневое пространство, в результате чего вверх перемещается не поршень, а стакан вместе с грузом, резервуаром и насосом. Стакан и поршень связаны между собой возвратными пружинами. Если при крайнем верхнем положении цилиндра под него подвести опоры и открыть спускной вентиль, то под действием усилия пружин поршень поднимется вверх и вытеснит жидкость в резервуар. Под поршень вновь подводят опоры, и цикл работы повторяется без перестановки домкрата.

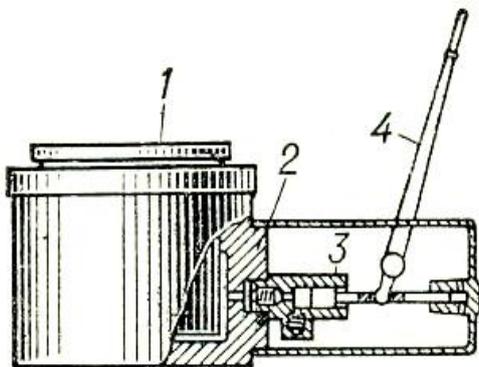


Рисунок 40 – Гидравлический домкрат

1 – плунжер с подставкой для груза, 2 – стакан, 3 – клапанная коробка, 4 – рукоятка

Гидравлические домкраты соединяют в себе достоинства винтовых и речных. Они обладают высоким коэффициентом полезного действия (0,75 – 0,8), плавностью хода, точностью остановки, самоторможением, компактностью и большой грузоподъемностью, достигающей нескольких сотен тонн. Их недостатки: малая скорость и небольшая высота подъема за один рабочий цикл.

Гидравлические домкраты обладают меньшей массой и габаритами, способны работать в любой плоскости, имеют пружинный возврат поршня, могут безопасно удерживать поднятый груз при аварийном повреждении рукава высокого давления. Для этого они снабжаются клапаном безопасности, который автоматически запирает систему при повреждении рукава, по которому рабочая жидкость подается от насоса в домкрат.

Домкраты способны воспринимать внецентренную нагрузку, груз не скользит по головке поршня при его подъеме.

Головки поршня домкратов могут быть:

- сферические (рис.41), снижающие внецентренные нагрузки;
- в виде шарового шарнира, исключая повреждения (вмятины, задирры) поднимаемого груза;

- цилиндрические, позволяющие грузу перекачиваться по домкрату без проскальзывания;
- и плоские с круглой насечкой.



Рисунок 41 - Гидравлический домкрат со сферической головкой фирмы «Русский домкрат»

Домкраты специального назначения изготавливают грузоподъемностью 100 т и более, при подъеме груза до 2 м. Коэффициент полезного действия винтовых домкратов не превышает 0,3 - 0,4.

Пневматические домкраты, обладающие таким качеством, как минимальная высота (20-25 мм), удобны при ведении АСДНР тем, что могут быть помещены в узкую щель. Они могут быть большой грузоподъемности при низких удельных давлениях на грунт.

В составе ГАСИ фирмы «Holmatro» имеется комплект пневмодомкратов (рис. 42) грузоподъемностью до 67 т.

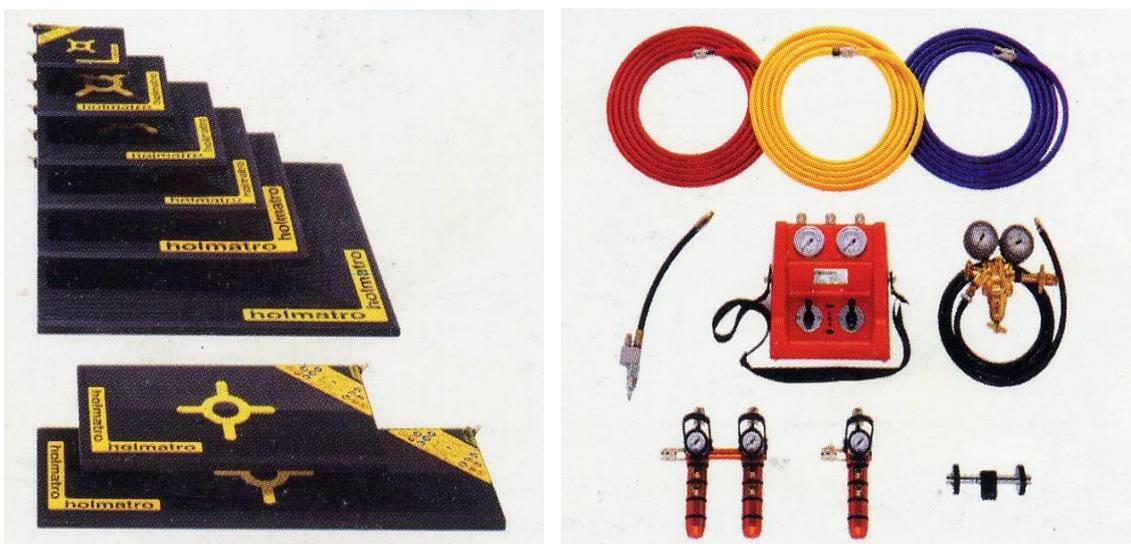


Рисунок 42 - Пневмодомкраты и УПГ ПД фирмы «Holmatro»

Пневмодомкраты отечественного производства выпускаются фирмой «Технокон» грузоподъемностью до 50 т. Для обеспечения их работы имеется баллон со сжатым воздухом, устройство подачи газов к пневмодомкратам (УПГ ПД) и пульт управления. В качестве резервного предусматривается ножной автомобильный насос.

Пневмодомкраты ПД-4 и ПД-10 (рис.43) представляют собой многослойные резинокордовые силовые элементы подушечного типа, армированные упрочняющей сеткой. Конструкция и применяемые материалы обеспечивают повышенную стойкость пневмоподушек к механическим и химическим воздействиям, достаточно широкий интервал температур (от -20 до +50°С) режима эксплуатации, высокую эксплуатационную надежность.



Рисунок 43 - Пневмодомкраты ПД-4 и ПД-10

Такие конструктивные особенности пневмодомкратов как малый вес, низкие удельные нагрузки на основание, минимальная величина зазора для установки домкратов и др. обеспечивают их технологические преимущества по сравнению с другими типами домкратов:

- при выполнении спасательных работ по извлечению пострадавших в авариях и катастрофах;
- при выполнении восстановительных работ по расчистке проходов и проездов в завалах, прокладке временных и постоянных коммуникаций, подготовке к строповке и извлечению засыпанных (защемленных, заваленных) конструкций;
- при выполнении строительно-монтажных работ в стесненных условиях (тоннели, лотки, галереи и т.п.);
- при выверке оборудования и конструкций в процессе их установки в проектное положение на фундаментах и др.

Пневмомократы используются совместно с устройством подачи газов к пневмомократам УПГ-ПД (базовый вариант оснастки), имеющим в своем составе следующие элементы:

- баллон сжатого воздуха емкостью 7 литров;
- пульт распределительный с редуктором;
- пневмукава высокого и низкого давления с байонетными разъемами;
- автомобильный ножной насос.

При необходимости, в качестве источника сжатого воздуха могут быть использованы передвижной и стационарный компрессор, воздушный насос, транспортный баллон сжатого воздуха, тормозная система автомобиля или железнодорожного состава и другие варианты.

Лебедка - машина для перемещения грузов посредством движущегося гибкого элемента – каната или цепи. Тяговое усилие гибкому элементу передается с барабана или звёздочки, приводимых в движение через передаточные механизмы.

Различают лебедки:

- стационарные и передвижные;
- с ручным и машинным приводом (от двигателей – электрических, внутреннего сгорания, реже – паровых, гидравлических, пневматических).

Передаточными механизмами служат зубчатые, червячные передачи (обычно в редукторах), фрикционные, ремённые передачи и их комбинации. Лебедки с барабаном (рис. 44) действуют по принципу простого ворота, отличаясь от него наличием передаточных механизмов. В цепных лебедках тяговое усилие передаётся цепи с вращающейся звёздочки.

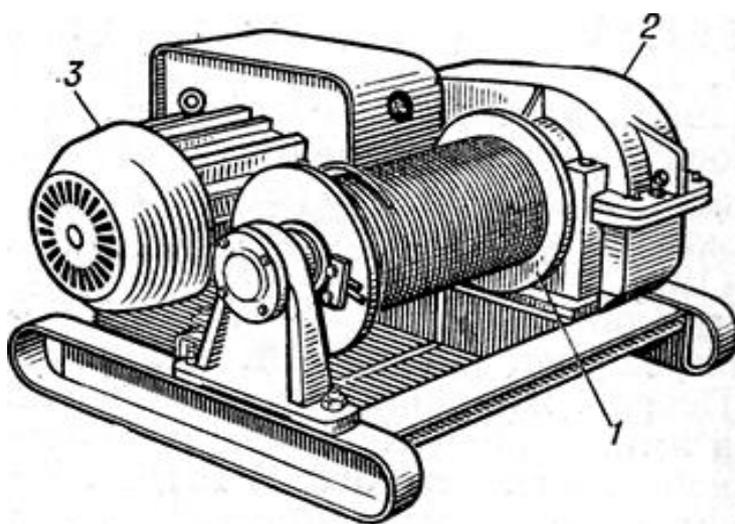


Рисунок 44 - Электрическая лебедка

1 - барабан с канатом, 2 – редуктор, 3 – электродвигатель

Широкое применение находят рычажные лебедки (рис. 45). При качательном движении приводной рукоятки канат попеременно зажимается двумя захватами и проталкивается через тяговый (рычажный) механизм. Тяговые усилия (грузоподъемность) лебедок находятся в пределах от 2,5 до 200 кН (от 0,25 до 20 тс).

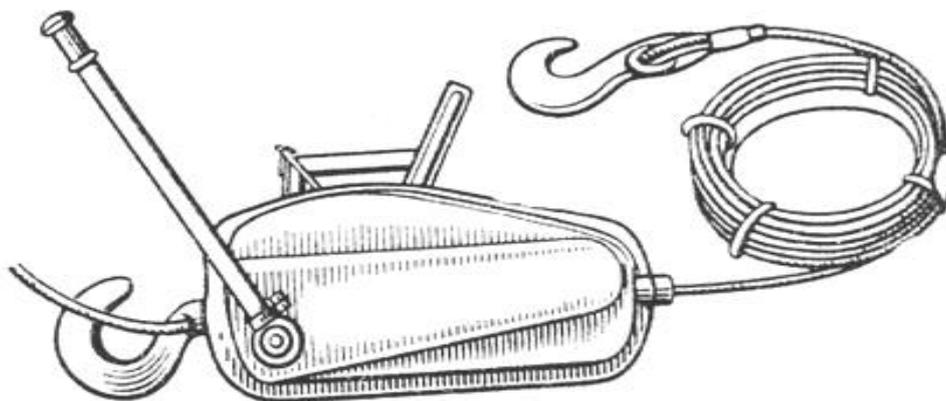


Рисунок 45 - Рычажная лебедка ЛР-1,5

Лебедки применяются при производстве аварийно-спасательных, погрузочно-разгрузочных, строительных, монтажных, ремонтных, складских работ, на маневровых работах с подвижным составом, для трелёвки леса и штабелирования древесины, швартовки судов и подъема якорей (кабестаны, брашпили), а также как часть землеройных и дорожных машин, подъемных кранов, копров, канатных дорог, скреперных и бурильных установок и др.

Тали, полиспасты и блоки

Таль – подвесное грузоподъемное устройство с ручным или механическим (электрическим или пневматическим) приводом. Различают тали стационарные и передвижные, подвешенные к специальным тележкам, перемещающимся по подвесным монорельсовым путям.

Таль с ручным приводом имеют корпус, в котором размещён механизм подъема груза, и крюковую подвеску, к которой подвешивается груз. Механизм подъёма выполняется с червячной или зубчатой передачей и приводится в действие вручную бесконечной (замкнутой) цепью. Приводная звёздочка (блок) механизма подъема и подвижная звездочка (блок) крюковой подвески огибаются пластинчатой или сварной грузовой цепью. В механизме подъема установлен тормоз, предотвращающий самопроизвольное опускание поднятого груза. Грузоподъёмность ручных талей 0,25-10 т, высота подъёма 3-12 м.

Таль с электрическим приводом (рис. 46) представляет собой лебедку с редуктором, электродвигателем, барабаном или звездочкой, тормозом и крюковой подвеской. Грузоподъемность 0,25 – 5 т, высота подъема 3 – 18 м; скорость передвижения при управлении с пола при помощи кнопочного пульта 20 м/мин при управлении из кабины, перемещающейся вместе с талью, до 360 м/мин. Подвод тока осуществляется от троллейных или гибких проводов (кабелей).

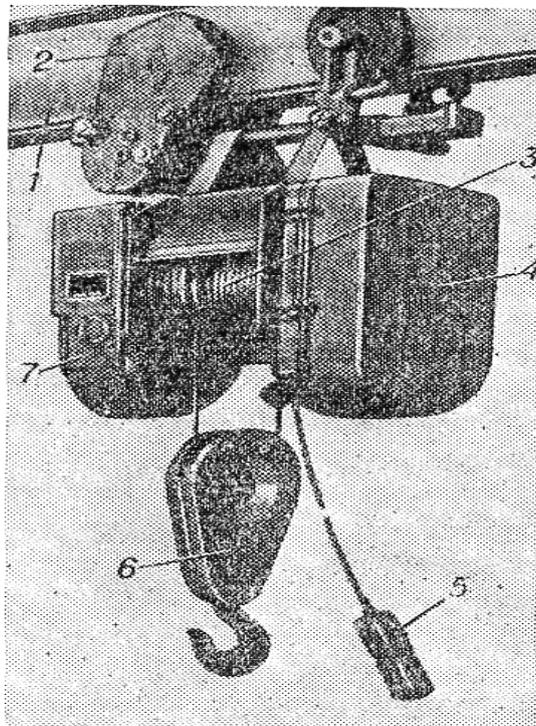


Рисунок 46 - Электрическая передвижная таль (тельфер)

- 1 – монорельс, 2 – приводная тележка, 3 – барабан с встроенным электродвигателем, 4 – шкаф электроаппаратуры, 5 – пульт управления, 6 – крюковая подвеска, 7 – редуктор с тормозом.

Для работы в пожароопасной среде применяют тали с пневматическим приводом, получающим для питания сжатый воздух обычно от компрессорной станции или из привозных газовых баллонов. Пневматический привод обеспечивает плавное бесступенчатое регулирование скорости подъема. Тали применяются как самостоятельные грузоподъемные устройства в цехах промышленных предприятий, на складах, в ремонтных мастерских, на судах и т.п., а также используются в качестве механизмов подъема в однобалочных мостовых подъемных кранах, настенных консольных передвижных и стационарных кранах и монорельсовых грузовых тележках. Тали с механическим приводом иногда называются тельфером.

При выполнении АСДНР для подъема и перемещения грузов до 5 тонн широко применяются тали с ручным приводом, как отдельно так и совместно с

блоками при возможности их закрепления. С этой же целью могут использоваться и полиспасты.

Полиспаст – грузоподъемное устройство, состоящее из собранных в подвижную и неподвижную обоймы блоков, последовательно огибаемых канатом (рис. 47), и предназначенное для выигрыша в силе (силовой полиспаст) или в скорости (скоростной полиспаст). Обычно полиспаст является частью механизмов подъема и изменения вылета стрелы подъемных кранов и такелажных приспособлений.

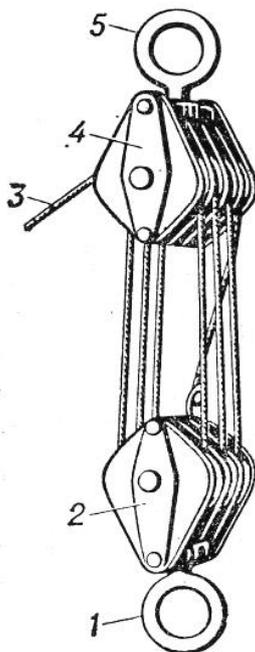


Рисунок 47 - Силовой семикратный полиспаст

1 – кольцо для подвески груза; 2 – подвижная обойма; 3 – сбегаящая на лебедку ветвь каната; 4 – неподвижная обойма; 5 – серьга для подвески полиспаста.

Самостоятельно полиспаст применяется для подъема (опускания) небольших грузов (например, шлюпок на судах). В силовом полиспасте груз подвешивается к подвижной обойме, а тяговое усилие прикладывается к ветви каната, сбегаящей с последнего из последовательно огибаемых канатом блоков.

Сила натяжения каната (без учёта потерь на трение) определяется как частное от деления массы груза на кратность полиспаста (под кратностью полиспаста понимается число ветвей каната, на которые распределяется груз). Скоростной полиспаст – по существу обращенный силовой полиспаст, т. е. усилие (обычно от гидравлического или пневматического силового цилиндра) прикладывается к подвижной обойме, а груз подвешивается к сбегаящему концу каната. Выигрыш в скорости при использовании такого полиспаста получается в результате увеличения высоты подъема груза, которая равна произведению хода поршня силового цилиндра на кратность полиспаста.

20. Эксплуатация спасательной техники и особенности ее использования

Эксплуатация спасательной техники

Эксплуатация машин - это наука об управлении техническим состоянием машин и эффективном их использовании.

Этапы эксплуатации:

- ввод в эксплуатацию — совокупность подготовительных работ, (контроля и приемки), и закрепление этого изделия за должностным лицом или должностными лицами;
- подготовка изделия к использованию по назначению;
- поддержание изделия в готовности к использованию по назначению;
- использование по назначению — этап эксплуатации, в течение которого изделие работает в соответствии с назначением;
- хранение изделия при эксплуатации — этап эксплуатации, при котором изделие, содержится в заданном состоянии и обеспечивает его сохраняемость;
- транспортирование изделия при эксплуатации — этап эксплуатации, включающий подготовку и перевозку изделия, при обеспечении сохраняемости его технического состояния и комплектности;
- снятие изделия с эксплуатации — прекращение эксплуатации изделия;
- списание изделия — документальное оформление в установленном порядке снятия изделия с учета в Министерстве ЧС.

Составной частью эксплуатации является техническое обслуживание (ТО).

Техническое обслуживание (ТО) — это комплекс операций по поддержанию работоспособности или исправности изделия при использовании по назначению, хранению и транспортированию.

Техническое состояние машины определяется ее исправностью и надежностью.

Исправное состояние — это состояние машины, при котором она соответствует всем требованиям, установленным нормативно технической документацией.

Готовность машины определяется ее:

- исправностью;
- надежностью;
- наличием подготовленного водителя;
- укомплектованностью запасными частями, инструментом, приспособлениями, светомаскировочными устройствами;
- заправкой горючим, смазочным и другими эксплуатационными материалами.

Готовность машин достигается:

- соблюдением требований и правил их эксплуатации;
- своевременным и качественным ремонтом вышедших из строя и поврежденных машин;
- своевременным и полным обеспечением автомобильным имуществом и рациональным его использованием;
- поддержанием в работоспособном состоянии парков, обеспечивающих выполнение всех требований по подготовке к использованию, ТО, хранению и ремонту машин;
- поддержанием подвижных средств ремонта и ТО в постоянной готовности к выполнению возложенных задач;
- высоким уровнем технической подготовки водителей и других специалистов.

Особенности использования спасательной техники

ТО и ТР при выполнении заданий по ликвидации последствий ЧС производится в полевых условиях с использованием подвижных средств технического обслуживания и ремонта.

Использование техники будет характеризоваться:

- массовостью, т.е. использование спасательной техники сил ГО и техники, прибывшей из народного хозяйства;
- возрастанием нагрузки и объема работ;
- увеличением суточных пробегов;
- повышением средних скоростей движения одиночных машин и колонн;
- передвижением машин преимущественно по бездорожью.

Режим использования машин характеризуется:

- скоростью движения;
- полезной нагрузкой в кузове или прицепе;
- расходом топлива и др.

Так, при совершении маршей средние скорости движения должны выдерживаться:

- 30-40 км/ч для автомобильных колонн;
- 25-30 км/ч для смешанных колонн.

Движение по бездорожью вынуждает водителя:

- длительное время двигаться на пониженных передачах, при больших частотах вращения коленчатого вала двигателя;

- часто тормозить, что приводит к: возникновению различных эксплуатационных неисправностей машины; повышенному расходу горюче-смазочных и других материалов; к быстрому утомлению водителя.

Для правильной эксплуатации автомобильной техники, необходимо:

- четко представлять влияние различных эксплуатационных факторов на экономику и износы машин;

- знать и правильно применять методы снижения нежелательного воздействия этих факторов.

Введение

Практические занятия по дисциплине «Спасательная техника и базовые машины» ставят своей целью закрепление знаний, полученных при изучении курса, и применение их при проведении аварийно-спасательных и других неотложных работ (АСДНР).

Материалы настоящих методических указаний расположены в последовательности изложения его в расчетно-пояснительной записке, содержат основные методические, теоретические и справочные материалы, позволяющие наметить структуру работы.

Оформление расчётно-пояснительной записки

Пояснительная записка должна быть представлена в напечатанном виде на одной стороне писчей бумаги формата А4 (297x210), обведенной рамкой с полем слева 25 мм, а с других сторон по 5 мм и сброшюрована в следующем порядке: титульный лист, задание, содержание, основной текст, список использованных источников, приложения.

Содержание является первым листом пояснительной записки. В верхней его части располагается надпись "СОДЕРЖАНИЕ", а в нижней - основная надпись по форме 2 для первого листа текстовых документов (приложение А).

На последующих листах располагается основная надпись по форме 2а для последующих листов текстовых документов (приложение А).

Границы текста должны отстоять от рамки сверху и снизу на расстояние 10 мм, а слева и справа - не менее 5 мм.

Формулы приводятся без вывода со ссылками на литературные источники, с расшифровкой и указанием размерностей всех входящих в них величин.

Например: Геометрическая емкость (м) отвала - рассчитывается по формуле

$$q = \frac{L \cdot H^2}{2 \cdot k},$$

где L - длина отвала, м;

H - высота отвала, м;

k - коэффициент, зависящий от отношения H/L и вида грунта.

После записи формулы проводится подстановка всех входящих в неё значений в соответствующей размерности и дается результат вычисления без промежуточных преобразований. Каждая вновь вводимая формула нумеруется на правой половине страницы в круглых скобках сквозной нумерацией в пределах каждого раздела. Например, запись (3.2) обозначает номер двадцать седьмой формулы третьего раздела.

Нумерация страниц пояснительной записки должна быть сквозной, начиная с титульного листа, но цифры проставляются, только начиная с содержания в правом нижнем углу основной надписи.

Каждый раздел необходимо начинать с нового листа. Заголовок на отдельный лист не выносится и не подчеркивается. Точка в конце заголовка не ставится. Слова заголовка не разделяются знаком переноса.

Иллюстрации могут быть расположены по тексту (после их упоминания), так и в конце его. Они должны быть выполнены согласно ЕСКД. Нумеровать их следует сквозной нумерацией, допускаются нумерации в пределах раздела.

Например, рисунок 1.3. При ссылках на иллюстрации следует писать «...в соответствии с рисунком 1.3». Иллюстрации могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных.

Например, Рисунок 1 – Форма отвала бульдозера

Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией; допускается нумеровать в пределах раздела (например, 3.1).

Заголовки граф и таблиц следует писать в единственном числе, именительном падеже, с прописной буквы, а подзаголовки – со строчной, если они составляют одно предложение с заголовком. Примечания в таблицах в

отдельную графу не включают. Данные этой графы приводят в под табличных примечаниях, при этом их снабжают общим заголовком «Примечание».

Пример. Примечание – Размеры, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

Таблицы и рисунки следует размещать после первого упоминания так, чтобы их можно было рассматривать без поворота записки.

Записка заканчивается списком использованных источников. Библиографическое описание которых, приводится по ГОСТ 7.1 - 84. Например, Бобков В.Ф. Автомобильные дороги. - М.: Транспорт, 2003.-260 с.

Ссылка на перечисленные литературные источники в тексте пояснительной записки обязательна. Сноска на источник дается в квадратных скобках: [1]. Список литературы составляется по порядку сноски.

Задача 1. Определение параметров рабочего процесса бульдозера

Целью данной работы является приобретение студентами навыков в расчете и обосновании выбора основных параметров рабочего органа, определении оптимального режима работы и производительности бульдозера.

Содержание задания

Практическая работа рассчитана на четыре часа аудиторных занятий и включает в себя решение следующих задач.

1. Рассчитать и обосновать выбор основных параметров машины и ее рабочего органа.
2. Определить параметры поперечного профиля отвала и изобразить их на схеме.
3. Рассчитать суммарное сопротивление, возникающее при копании грунта.
4. Определить эксплуатационную производительность машины.

Методические указания

Для решения первой задачи необходимо рассчитать следующие параметры:

- массу рабочего оборудования;
- массу машины;
- номинальное тяговое усилие;
- определить длину L и высоту H отвала.

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета

Параметры	Последняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Базовый трактор (тяговый класс), $кН$	Т-130Г (100)	Т-180Г (150)	ДТ-75Б (40)	Т-220 (250)	Т-330 (250)	Т-500 (350)	Т-4АН1 (40)	Т-100М (60)	Т-180 (150)	ДЭТ-250 (250)
Категория грунта	I	I	II	II	III	III	I	II	II	II
Параметры	Предпоследняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Дальность перемещения грунта, l_n , $м$	30	40	50	60	70	80	90	100	90	80
$k_{укл}$	1,45	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75	1,80	1,85	1,9

Таблица 1.2 – Технические характеристики тракторов, применяемых для бульдозеров

Марка трактора	Показатели							
	масса, $кг$	габаритные размеры, $мм$			мощность двигателя, $кВт$	расчеты скорости движения, $м/с$		
		длина	шири- на	высота		при ре- зании грунта	при переме- щении грунта	при обратном ходе
Т-100М	11800	4250	2460	3040	79,5	0,8	1,59-2,17	2,17-2,46
Т-130Г	14500	5420	2470	2800	103	0,89	1,59-2,17	2,17-2,46
Т-180Г	15700	5420	2740	2820	132	0,95	1,81-2,47	2,47-2,80
ТД-75Б	7300	4575	1740	2304	55	1	1,65-2,55	2,25-2,55
ДЭТ-250	26700	6236	3220	3180	200	0,64	1,87-2,55	2,55-2,89
Т-220	20700	5500	2850	2900	161,5	0,95	1,81-2,47	2,47-2,80
Т-330	29200	6000	2900	3150	242	0,92	1,92-2,62	2,62-2,97
Т-500	40000	6500	2950	3240	368	1	1,92-2,62	2,62-2,97

Массу рабочего оборудования ($кг$) выбирают в пределах

$$M_{PO} = M_{BT} \cdot (0,18...0,23), \quad (1.1)$$

где M_{BT} - масса базового трактора, кг.
 Масса бульдозера (кг)

$$M_B = M_{PO} + M_{BT} \quad (1.2)$$

Длина отвала L должна превышать ширину машины не менее чем на 100 мм с каждой стороны. Высоту отвала H следует выбирать в зависимости от номинальной силы тяги T_H , приведенной в таблице 1.1 и вида грунта. При этом для средних грунтовых условий можно пользоваться данными, приведенными в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Зависимость высоты отвала H от номинальной силы тяги T_H

Класс базового трактора по номинальному тяговому усилию T_H , кН	H , мм
40	700-750
60	800-900
100	900-1100
150	1100-1200
250	1200-1300
350	1300-1400

Высота козырька H_K может быть принята равной $(0,1 \dots 0,2) H$.

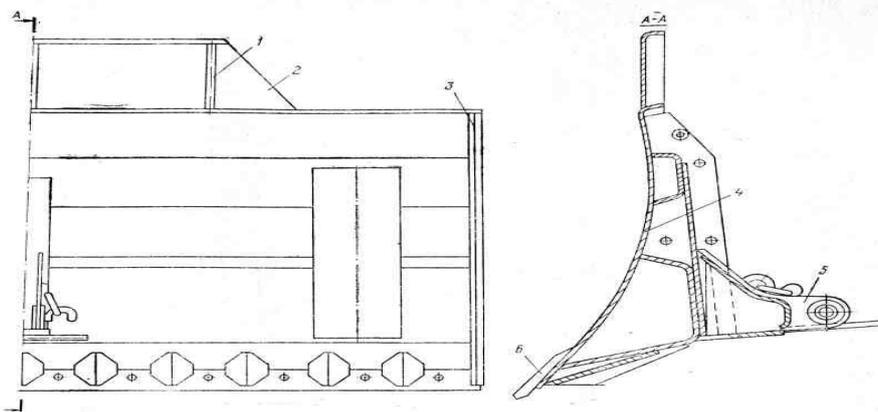
Основными параметрами поперечного профиля отвала бульдозера (рисунок 1.1) являются:

- угол резания $\gamma = 55^\circ$;
- угол опрокидывания $\psi = 75^\circ$;
- угол наклона $\varepsilon = 75^\circ$;
- угол установки козырька $\beta_K = 90 \dots 100^\circ$;
- радиус кривизны отвальной поверхности $R = H$;
- длина прямой части отвальной поверхности a . Обычно величина выбирается равной высоте ножа.

Угол резания γ , угол заострения δ и задний угол ρ связаны между собой зависимостью

$$\gamma = \rho + \delta. \quad (1.3)$$

Рекомендуется принимать задний угол $\rho = 30 \dots 35^\circ$.



1-ребро; 2 — козырек; 3 — правая боковина отвала; 4 — лобовой лист; 5- кронштейн; 6 — нож

Рисунок 1.1 - Схема отвала бульдозера

Общее сопротивление в конце процесса зарезания грунта неповоротного бульдозера находится по формуле

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad (1.4)$$

где W_1 - сопротивление резанию;

W_2 - сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу;

W_3 - сопротивление перемещению призмы волочения грунта перед отвалом;

W_4 - сопротивление перемещению бульдозера как тележки.

Сопротивление грунта резанию (II) определяется по формуле

$$W_1 = k_0 \cdot L \cdot h, \quad (1.5)$$

где k_0 - удельное сопротивление грунта лобовому резанию, Па;

L - длина отвала, м;

h - толщина стружки, $h = 0,08 \dots 0,12$ м.

Удельное сопротивление грунта лобовому резанию (Па):

- для грунта I категории - $(0,7 - 1,0) \cdot 10^5$;

- для грунта II категории - $(1,0 - 1,8) \cdot 10^5$;

- для грунта III категории - $(1,8 - 2,0) \cdot 10^5$.

Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу (H)

$$W_2 = G_{IP} \cdot f_1 \cdot \cos^2 \gamma, \quad (1.6)$$

где $G_{\text{ПР}}$ - сила тяжести грунта в призме волочения, Н;
 f_1 - коэффициент трения грунта о сталь, $f_1 = 0,5 \dots 0,6$;
 γ - угол резания.

Сила тяжести призмы волочения определяется по формуле

$$G_{\text{ПР}} = V_{\text{ПР}} \cdot \gamma_{\text{ОБ}} \cdot g, \quad (1.7)$$

где $V_{\text{ПР}}$ - объем призмы волочения, м³;
 $\gamma_{\text{ОБ}}$ - объемная масса грунта, $\gamma_{\text{ОБ}} = 1400 \dots 1500$ кг/м³;
 g - ускорение силы тяжести, м/с².

Объем призмы волочения находится по формуле

$$V_{\text{ПР}} = \frac{L \cdot H^2}{2} \cdot K_{\text{ПР}}, \quad (1.8)$$

где $K_{\text{ПР}}$ - поправочный коэффициент.

В зависимости от вида грунта и отношения H/L коэффициент $K_{\text{ПР}}$ может иметь значения, приведенные в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Зависимость коэффициента $K_{\text{ПР}}$ от вида грунта и отношения H/L

H/L	$K_{\text{ПР}}$ для категорий грунтов	
	1- II	III
0,15	0,9	1,3
0,30	0,8	1,3
0,45	0,7	1,2

Сопротивление от призмы волочения грунта перед отвалом (Н)

$$W_3 = G_{\text{ПР}} \cdot f_2, \quad (1.9)$$

где f_2 - коэффициент трения грунта о грунт, $f_2 = 0,8 \dots 1,0$.

Сопротивление перемещению бульдозера как тележки (Н) может быть рассчитано по формуле

$$W_4 = G_B (f + i), \quad (1.10)$$

где G_B - сила тяжести бульдозера, Н;
 f - коэффициент сопротивления передвижению, $f = 0,1 \dots 0,15$;
 i - уклон местности, $i = 0,05 \dots 0,1$.

Для нормальной работы бульдозера необходимо соблюдение условия

$$T \geq W, \quad (1.11)$$

где T - касательная сила тяги (II), которая может быть получена по мощности двигателя

$$T = \frac{N_H \cdot \eta}{V_p}, \quad (1.12)$$

где N_H - номинальная мощность двигателя, Вт;
 η - к.п.д. силовой передачи, $\eta = 0,80 \dots 0,85$;
 V_p - рабочая скорость бульдозера при резании грунта, м/с.
 Принимается по данным таблицы 1.2.

Касательная сила тяги по двигателю должна быть проверена на возможность ее обеспечения по сцеплению с грунтом.

Касательная сила тяги по двигателю может быть реализована, если имеет место условие

$$T \leq T_H = G_{сц} \cdot \varphi, \quad (1.13)$$

где T_H - номинальная сила тяги бульдозера, Н;
 $G_{сц}$ - сцепная сила тяжести бульдозера, Н;
 φ - коэффициент сцепления ведущих органов трактора с грунтом,
 $\varphi = 0,9$ для гусеничных машин и $\varphi = 0,6$ для колесных.

Сцепная сила тяжести бульдозера

$$G_{сц} = \lambda_{сц} \cdot G_B = \lambda_{сц} \cdot M_B \cdot g, \quad (1.14)$$

где $\lambda_{сц}$ - коэффициент использования массы базового трактора с оборудованием по сцеплению.

Для колесных тракторов с задними ведущими колесами можно принимать коэффициент $\lambda_{\text{ЦИ}} = 0,75 \dots 0,80$. Для тракторов с четырьмя ведущими колесами и гусеничных тракторов можно принимать $\lambda_{\text{ЦИ}} = 1$.

Эксплуатационная производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) бульдозера при резании и перемещении грунта определяется по формуле

$$P_{\text{Э}} = \frac{3600 \cdot V_{\text{ПР}} \cdot k_{\text{В}} \cdot k_{\text{УКЛ}}}{t_{\text{Ц}}}, \quad (1.15)$$

где $V_{\text{ПР}}$ - объем призмы волочения, м^3 ;

$k_{\text{В}}$ - коэффициент использования бульдозера по времени,

$$k_{\text{В}} = 0,8 \dots 0,9;$$

$k_{\text{УКЛ}}$ - коэффициент, учитывающий влияние на производительность уклона местности, принимаемый по таблице 1.1.

$t_{\text{Ц}}$ - длительность цикла, с.

Длительность цикла определяется по формуле

$$t_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{р}}}{V_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{н}}}{V_{\text{н}}} + \frac{l_{\text{о}}}{V_{\text{о}}} + t_{\text{с}} + t_{\text{о}} + 2t_{\text{пов}}, \quad (1.16)$$

где $l_{\text{р}}, l_{\text{н}}, l_{\text{о}}$ - длина пути резания, перемещения грунта и обратного хода, м. ($l_{\text{н}} = l_{\text{о}}$);

$V_{\text{р}}, V_{\text{н}}, V_{\text{о}}$ - соответствующие им скорости, $\text{м}/\text{с}$,
выбираемые по таблице 1.2;

$t_{\text{с}}$ - время, затрачиваемое на переключение передачи,

$$t_{\text{с}} = 3 \dots 5 \text{ с};$$

$t_{\text{о}}$ - время опускания отвала, $t_{\text{о}} = 2 \dots 3 \text{ с}$;

$t_{\text{пов}}$ - время на разворот трактора, $t_{\text{пов}} = 10 \text{ с}$.

Длину пути резания определяют по формуле, м

$$l_{\text{р}} = \frac{k_{\text{о}} \cdot V_{\text{ПР}}}{T - G_{\text{Б}} \cdot (f + i)} \quad (1.17)$$

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные параметры землеройных машин.
2. От какого параметра зависит высота отвала бульдозера?
3. Перечислите основные параметры профиля отвала бульдозера.
4. Перечислите составляющие силы общего сопротивления в конце процесса зарезания грунта неповоротного бульдозера.
5. Приведите формулу сопротивления грунта резанию.
6. Приведите значение удельного сопротивления грунта лобовому резанию.
7. От каких параметров зависит сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу, сила тяжести призмы волочения?
8. Какое условия необходимо для нормальной работы бульдозера?
9. Приведите формулу определения эксплуатационной производительности ($\text{м}^3/\text{ч}$) бульдозера при резании и перемещении грунта.

Задача 2. Определение сил, действующих на базовые машины

Автопоезд, груженный материалами необходимыми для проведения аварийно - спасательных работ, движется по дороге с коэффициентом сцепления φ на подъем (угол подъема α^0).

При установившемся движении машины с малой скоростью, когда ускорение и сила сопротивления воздуха равны нулю ($j = 0$, $R_w = 0$), требуется определить:

- касательную силу тяги на ведущих колесах;
- статические нагрузки на оси и шины порожней и груженой машины на горизонтальном участке пути;
- углы продольной и поперечной статической устойчивости, угол сползания для машины с грузом;
- нагрузки на оси и шины автомобиля при движении на руководящем подъеме с заданной нагрузкой;
- проанализировать устойчивость машины и распределение нагрузок по осям и шинам автомобиля.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета

Параметры	Последняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность автопоезда Q , кН	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175
Коэффициент сцепления, φ	0,60	0,60	0,55	0,55	0,50	0,50	0,45	0,45	0,40	0,40
Параметры	Предпоследняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент сопротивления, f_1	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
Угол преодолеваемого подъема, α°	6	6	7	7	8	8	9	9	10	10

Методические указания

Для проведения расчетов выбираем геометрические параметры автомобиля (табл. 2.2). Расчетная схема для определения нагрузок на оси машины приведена на рисунке 2.1.

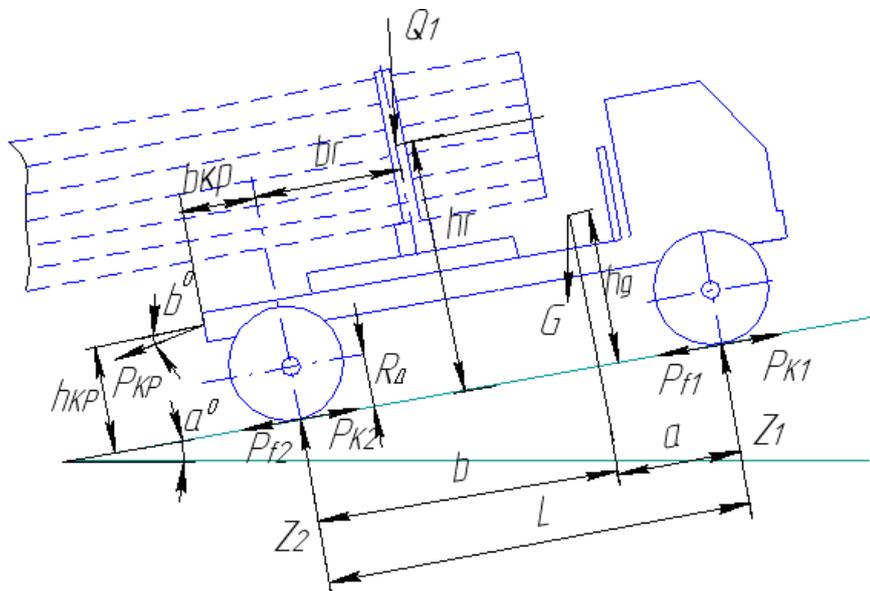


Рисунок 2.1- Расчетная схема

Касательная сила тяги на ведущих колесах автомобиля при равномерном движении, определяется по формуле

$$P_K = (G + Q_1)(f_1 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + (G_{np} + Q_2)(f_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha),$$

где G – вес автомобиля, кН. Для двухосного автомобиля $G = 80 \dots 85$ кН;

- Q_1 - вес части груза, размещенного на тягаче, кН;
 f_1, f_2 - коэффициенты сопротивления движению тягача и прицепа. Для автомобиля с прицепом $f_1 = f_2$;
 α - угол преодолеваемого подъема;
 $G_{ПР}$ - вес прицепа, $G_{ПР} = 41,5$ кН;
 Q_2 - вес части груза размещенного на прицепе, кН.

Таблица 2.2 - Геометрические параметры двухосной машины, м

Значение геометрических параметров								
h_q	a	b	L	b_{Γ}	h_{Γ}	$b_{КР}$	$h_{КР}$	B
0,7...0,9	1,8...2,2	2,2...2,4	4,0...4,5	0,3...0,8	1,2...1,5	1,1...1,5	0,8...1,1	1,4...1,9

Вес части груза, приходящийся на автомобиль, определяется из выражения

$$Q_1 = (0,7...0,8) \cdot Q$$

Вес части груза размещенного на прицепе определяется из выражения

$$Q_2 = Q - Q_1$$

Для нахождения статических нагрузок на переднюю Z_1^{CT} и заднюю Z_2^{CT} оси машины, используются зависимости:

- для порожней машины

$$Z_1^{CT} = G \frac{b}{L}, \quad (2.1)$$

$$Z_2^{CT} = G \frac{a}{L} \quad (2.2)$$

- для груженой машины

$$Z_1^{CT} = \frac{G \cdot b + Q_1 \cdot b_{\Gamma}}{L}, \quad (2.3)$$

$$Z_2^{CT} = \frac{G \cdot a + Q_1 \cdot (L - b_{\Gamma})}{L} \quad (2.4)$$

Для оценки распределения нагрузок по колесам автомобиля необходимо вычислить нагрузки на одну шину переднего и заднего колеса груженой машины в статике. Изменяя плечи b и b_{Γ} , следует добиться равномерной загрузки шин.

Потеря продольной устойчивости автомобиля наступит, когда нагрузка на переднюю ось - станет равной нулю.

Предельные углы продольной статической устойчивости:

- для порожней машины

$$\operatorname{tg} \alpha^{\max} = \frac{b}{h_q}, \quad (2.5)$$

- для груженой машины

$$\operatorname{tg} \alpha^{\max} = \frac{G \cdot b + Q_1 \cdot b_{\Gamma}}{G \cdot h_q + Q_1 \cdot h_{\Gamma}} \quad (2.6)$$

При движении автомобиля за счет действия:

- сил сопротивления движению;
- крюковой силы тяги;
- окружного усилия на ведущих колесах;
- реактивного момента на балках мостов происходит перераспределение нагрузок на оси.

Составив уравнение равновесия движущейся машины относительно точки A (см. рис. 2.1) и решив его относительно Z_2 , получим

$$Z_2 = \frac{1}{L} \{ G \cdot [(a + f_1 \cdot R_{\text{д}}) \cdot \cos \alpha + h_q \cdot \sin \alpha] + Q_1 \cdot [(L - b_{\Gamma} + f_1 \cdot R_{\text{д}}) \cdot \cos \alpha + h_{\Gamma} \cdot \sin \alpha] + P_{\text{кр}} \cdot [(L + b_{\text{кр}} + f_1 \cdot R_{\text{д}}) \cdot \sin b^0 + h_{\text{кр}} \cdot \cos b^0] \}, \quad (2.7)$$

где $P_{\text{кр}}$ – сила тяги на крюке автомобиля, кН;
 $R_{\text{д}}$ – радиус колес автомобиля, $R_{\text{д}} = 0,54 \dots 0,6$ м;
 α^0 – угол преодолеваемого подъема;
 b^0 – угол наклона линии прицепа. $b^0 = 8^0 \dots 10^0$.

Сила тяги на крюке автомобиля, кН

$$P_{\text{кр}} = (G_{\text{пп}} + Q_2) \cdot (f_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2.8)$$

Нагрузка на переднюю ось машины, кН

$$Z_1 = (G + Q_1) \cdot \cos \alpha + P_{KP} \cdot \sin \beta - Z_2 \quad (2.9)$$

Для оценки распределения нагрузок по колесам грузовой машины в движении, необходимо вычислить нагрузку на шину переднего и заднего колеса и сравнить с допустимой. Для двухосной машины $Z_{доп} = 30$ кН.

Кроме того, необходимо вычислить коэффициент неравномерности нагрузок на шины грузовой машины, равный

$$k_H = \frac{Z_{ш}^{\max}}{Z_{ш}^{\min}} \leq [k_H] = 1,5, \quad (2.10)$$

где $Z_{ш}^{\max}$ и $Z_{ш}^{\min}$ — максимальная и минимальная нагрузки на шины.

В тех случаях, когда k_H превышает допустимый предел, рекомендуется, изменив параметр b_T , найти новые значения Z_1 , Z_2 и k_H .

Статические углы поперечной устойчивости по опрокидыванию $\gamma_{опр}$ и боковому сползанию $\gamma_{сп}$ могут быть найдены из расчетной схемы представленной на рисунке 2.2.

Предел поперечной устойчивости автомобиля наступит тогда, когда нагрузка на правое колесо автомобиля будет равно нулю, т.е. $Z_{п} = 0$.

Тогда

$$(G + Q_1) \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \gamma = (G \cdot h_q + Q_1 \cdot h_r) \cdot \sin \gamma \quad (2.11)$$

Откуда статический угол поперечной устойчивости машины по опрокидыванию

$$\operatorname{tg} \gamma_{опр} = \frac{(G + Q_1) \cdot B}{2(G \cdot h_q + Q_1 \cdot h_r)}, \quad (2.12)$$

где B - колея машины, $B = 1,9 \dots 2,02$ м.

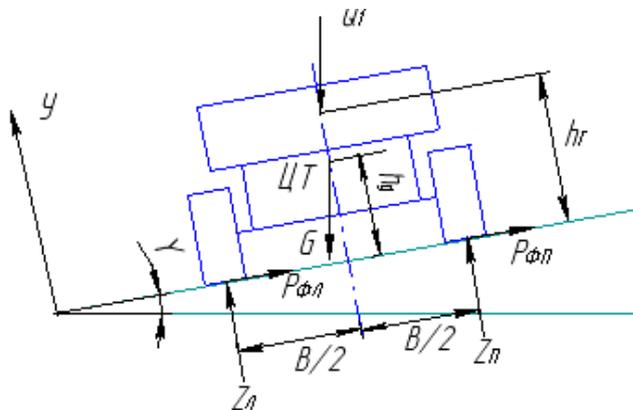


Рисунок 2.2 - Расчетная схема по определению угла поперечной устойчивости

Условие бокового сползания машины определяется следующим соотношением

$$(G + Q_1) \cdot \sin \gamma = P_{\varphi II} + P_{\varphi I} = (G + Q_1) \cdot \varphi' \cdot \cos \gamma \quad (2.13)$$

Откуда $\operatorname{tg} \gamma_{\text{сц}} = \varphi'$, (2.14)

где φ' — коэффициент сцепления в поперечном направлении.

$$\varphi' = 0,85 \cdot \varphi.$$

Статические углы продольной и поперечной устойчивости грузовых автомобилей должны быть не менее 30° .

Задача 3. Тяговый расчет базового автомобиля

Выполнить тяговый расчет базового автомобиля и провести расчет агрегата автомобиля, согласно варианта (Таблица 3.1).

Методика выполнения задачи

1. Выбор двигателя автомобиля

Мощность двигателя автомобиля определяется по формуле, кВт

$$N_e = \frac{P_K \cdot V}{1000 \cdot \eta_{TP} \cdot K_B},$$

где P_K - касательная сила тяги на ведущих колесах, Н.

Таблица 3.1 - Исходные данные

Исходные данные	Последняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Колесная формула автомобиля	4×2	4×4	4×6	4×2	4×4	4×6	4×2	4×4	4×6	4×2
Номинальная грузоподъемность автомобиля G_2 кН	35	50	92	40	55	85	45	60	90	50
Максимальная скорость движения на прямой передаче, км/ч	75	70	65	80	75	70	75	80	75	90
Площадь лобовой поверхности F , м ²	3.6	4.2	5.6	3.6	4.2	5.6	3.6	4.2	5.6	3.6
Коэффициент обтекаемости, K_0	0.57	0.68	0.89	0.60	0.68	0.88	0.60	0.68	0.89	0.67

Продолжение таблицы 3.1

Число оборотов коленчатого вала при максимальной скорости движения n , об/мин	3200	3200	2800	3200	2100	2400	2800	2100	3200	1800
Коэффициент приспособляемости двигателя по моменту K_M	1.2	1.3	1.4	1.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.3
Число передач	4	5	5	4	5	4	5	4	4	5
Радиус колес r_k , м	0.43	0.58	0.58	0.47	0.47	0.43	0.58	0.58	0.58	0.43
Исходные данные	Предпоследняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03
Коэффициент сцепления, Агрегат автомобиля	0.5	0.5	0.5	0.45	0.5	0.45	0.45	0.5	0.45	0.45
	Муфта сцепления	Карданная передача	Главная передача	Подвеска автомобиля	Колесный тормоз	Муфта сцепления	Карданная передача	Главная передача	Подвеска автомобиля	Колесный тормоз

При равномерном движении

$$P_k = G \cdot (\psi + \sin \alpha) + P_w,$$

где P_w - сила сопротивления воздуха, Н $P_w = k_0 \cdot F \cdot V^2$;

k_0 - коэффициент обтекаемости, $\frac{H \cdot c^2}{m^4}$;

F - площадь лобовой поверхности автомобиля, m^2 . $F = B \cdot H$,

B - колея колес автомобиля, м;

H - высота автомобиля, м;

V - скорость движения автомобиля, м/с. При скорости меньше 30 км/час, сила сопротивления воздуха не учитывается;

α - угол преодолеваемого подъема, $\alpha = 12^0$;

η_{TP} - к.п.д. трансмиссии. $\eta_{TP} = 0,85 \dots 0,9$;

K_B – коэффициент использования мощности двигателя, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательного оборудования.

$K_B = 0,85 \dots 1,0$.

Правильность определения мощности двигателя проверяется по величине удельной мощности

$$N_{вд} = \frac{N_e}{G_a},$$

где G - вес автомобиля без груза, т.

Значение удельных мощностей грузовых автомобилей находится в пределах (кВт/т):

- автомобили с дизельным двигателем - 15,0...23,0;
- автомобили с карбюраторным двигателем - 16,0...26,0.

2. Построение скоростной характеристики двигателя автомобиля

Скоростная характеристика двигателя с некоторым приближением может быть построена по эмпирическим формулам.

Определение зависимости мощности двигателя от числа оборотов двигателя $N_e = f(n)$

$$N_e = N_{e_{\max}} \cdot \left(A \frac{n}{n_{eH}} + B \frac{n^2}{n_{eH}^2} - \frac{n^3}{n_{eH}^3} \right),$$

где $N_{e_{\max}}$ - максимальная мощность двигателя, кВт.

n - частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹. Берется из характеристики двигателя автомобиля прототипа;

n_{eH} - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности, мин⁻¹;

A ; B ; C - постоянные коэффициенты. Принимаются из таблицы 3.2.

Определение зависимости величины крутящего момента от числа оборотов двигателя $M = f(n)$

$$M = 9550 \frac{N}{n}$$

Определение зависимости удельного расхода топлива от числа оборотов двигателя $q_e = f(n)$

$$q_e = q_{en} \left(A_0 - B_0 \frac{n}{n_{en}} + C_0 \frac{n^2}{n_{en}^2} \right),$$

где A_0 , B_0 , C_0 - постоянные коэффициенты. Смотри таблицу 3.2.

Таблица 3.2 - Значения постоянных коэффициентов формул характеристик двигателей

Тип двигателя	A	B	A ₀	B ₀	C ₀
Карбюраторный	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8
Дизель:					
- с непосредственным впрыском	0,87	1,13	1,55	1,55	1,0
- с вихревой камерой	0,7	1,3	1,35	1,35	1,0

Определение зависимости часового расхода топлива от числа оборотов двигателя $G_T = f(n)$

$$G_T = \frac{q_e \cdot N}{1000}$$

Значения параметров скоростной характеристики вычисляются не менее чем в 6 точках с равным интервалом частот и заносятся в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Значения параметров скоростной характеристики

Параметр	Частота вращения двигателя, мин ⁻¹					
	800	1200	1600	2000	2400	2800
N _e , кВт						
M, Н·м						
q _e , Г/кВт·час						
G _T , кг/час						

По результатам расчета строится скоростная характеристика двигателя. Пример построения скоростной характеристики показан на рисунке 3.1.

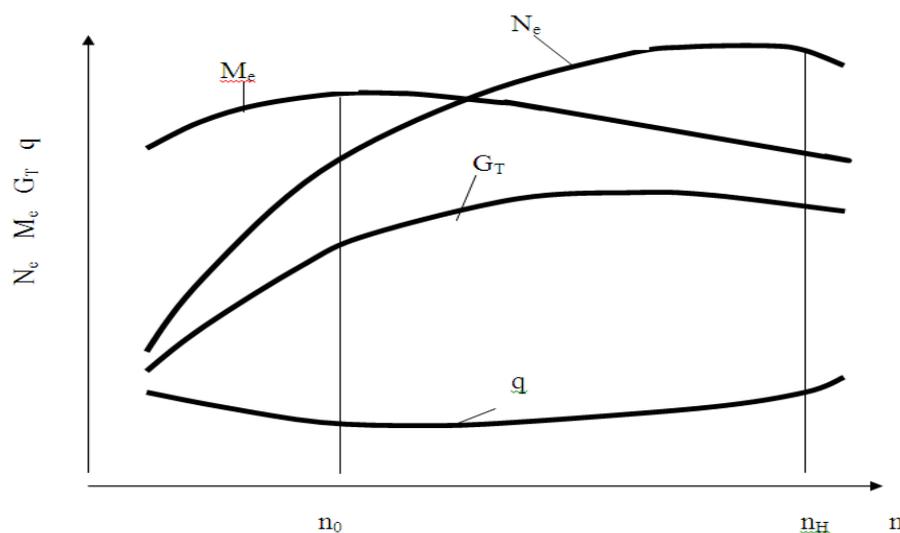


Рисунок 3.1 - Скоростная характеристика двигателя

3. Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Общее передаточное число трансмиссии автомобиля определяется по формуле

$$U_{TPi} = U_0 \cdot U_{K1} \cdot U_P,$$

где U_0 – передаточное число главной передачи;
 U_{K1} – передаточное число коробки передач на первой передаче;
 U_P – передаточное число раздаточной коробки.

Распределение общего передаточного числа трансмиссии между отдельными элементами зависит от схемы трансмиссии.

Передаточное число главной передачи определяется исходя из обеспечения максимальной скорости движения автомобиля

$$U_0 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_K \cdot n_{\max}}{U_{KZ} \cdot U_P \cdot V_{\max}},$$

где r_K – обобщенный радиус качения колеса, м;
 n_{\max} – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;
 U_{KZ} – передаточное число коробки передач на высшей передаче.
У автомобилей с карбюраторным двигателем $U_{KZ} = 1,0$.
У автомобилей с дизельным двигателем $U_{KZ} = 0,664 \dots 0,613$;
 U_P – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче.
 $U_P = 1,0 \dots 1,3$;
 V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля на высшей передаче $m \cdot c^{-1}$.

Передаточное число коробки передач на первой передаче определяется исходя из условия преодоления автомобилем максимального дорожного сопротивления при использовании максимального динамического фактора по сцеплению выражаемого равенством

$$D_{1\max} = \varphi \cdot k,$$

где φ – коэффициент сцепления движителя с дорогой;
 k – коэффициент загрузки ведущих колес. Для автомобилей со всеми ведущими колесами при заблокированном приводе $k = 1$.

Исходя из условия получения максимальной величины динамического фактора автомобиля, определяется передаточное число первой передачи

$$U_{K1} = \frac{D_{1\max} \cdot G_{II} \cdot r_{OH}}{M_{1\max} \cdot U_0 \cdot U_P \cdot \eta_{TP}},$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, определяемый по скоростной характеристике;
 η_{TP} – КПД трансмиссии автомобиля, $\eta_{TP} = 0,85 \dots 0,95$.

Минимальное число ступеней Z в коробке передач определяется из зависимости

$$Z = \frac{\lg\left(\frac{U_{K1}}{U_{KZ}}\right)}{\lg\left(\frac{n_n}{n_0}\right)} + 1,$$

где n_n и n_0 – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя и частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному моменту. Берется из скоростной характеристики.

Для обеспечения наибольшей интенсивности разгона структура передач строится по геометрической прогрессии.

Знаменатель прогрессии для автомобиля с карбюраторным двигателем определяется по формуле

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{U_{K1}}{U_{KZ}}},$$

Знаменатель прогрессии для автомобиля с дизельным двигателем

$$q = z^{-2} \sqrt{\frac{U_{K1}}{U_{KZ-1}}},$$

где U_{KZ-1} – передаточное число коробки передач, предшествующее высшей.

Для автомобиля с карбюраторным двигателем $U_K = 1$, для автомобиля с дизельным двигателем $U_{KZ-1} = 1$.

Передаточные числа промежуточных передач

$$U_{K2} = \frac{U_{K1}}{q}, \quad U_{K3} = \frac{U_{K2}}{q}, \quad U_{K4} = \frac{U_{K3}}{q}, \quad U_{K5} = \frac{U_{K4}}{q} \text{ и т.д.}$$

Передаточное число коробки передач для заднего хода

$$U_{KЗХ} = (1,2 \dots 1,3) \cdot U_{K1}$$

4. Построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика представляет собой графическую зависимость свободной силы тяги от скорости движения автомобиля $P_a = f(V)$ на различных передачах и является основным документом, характеризующим тягово-динамические качества автомобиля.

Расчет тяговой характеристики производится в следующем порядке.

В таблицу 7.4 вносятся значения частоты вращения n коленчатого вала и соответствующие им значения крутящего момента M из скоростной характеристики двигателя.

Скорость движения автомобиля определяется из формулы, м/сек.

$$V = 2 \cdot \pi \frac{n \cdot r_K}{U_{TP}}$$

Касательная сила тяги определяется по формуле, Н

$$P_K = M_K \frac{U_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_K}$$

Сила сопротивления воздуха, Н

$$P_W = k \cdot F \cdot V^2,$$

где k – коэффициент обтекаемости, $k = (0,6 \dots 0,7) \frac{H \cdot c^2}{M^4}$;

F – площадь лобовой поверхности автомобиля, m^2 . $F = B \cdot H$;

B – колея колес автомобиля, м. Принимается по прототипу;

H – высота автомобиля, м. Принимается по прототипу;

V – скорость движения автомобиля, м/с. Принимается по прототипу.

При скорости движения автомобиля меньше 30 км/час сила сопротивления воздуха не учитывается.

Свободная сила тяги, Н

$$P_a = P_K - P_W$$

Отношения свободной силы тяги к весу автомобиля называется динамическим фактором автомобиля

$$D = \frac{P_a - P_W}{G}$$

Найденные значения величин заносятся в таблицу 3.4.

Таблица 3.4- Параметры динамической характеристики автомобиля

Передача	n	M Н·м	V м·с ⁻¹	P _к Н	P _w Н	P _a Н	D
1	n ₁ n ₂						
2	n ₁ n ₂						
3 и т.д.							

По данным таблицы строятся в функции от скорости движения тяговая $P_a = f(V)$ и динамическая $D = f(V)$ характеристики автомобиля (рис.3.2).

Применение динамической характеристики значительно упрощает решение эксплуатационных задач, так как возможность автомобиля при реализации различных видов и величин сопротивлений на каждой передаче могут быть определены без дополнительных расчетов.

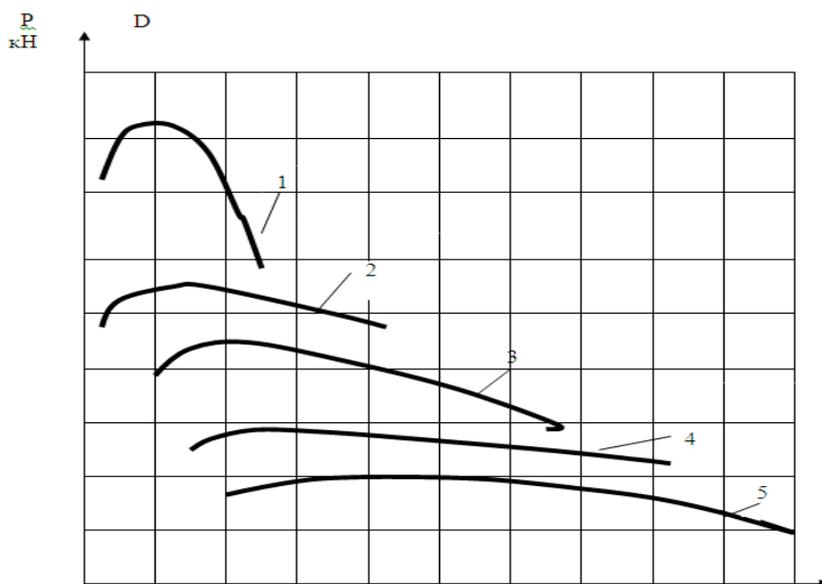


Рисунок 3.2 – Тяговая и динамическая характеристика автомобиля

Задача 4. Обоснование рабочих параметров агрегатов АСМ

1 Фрикционная муфта сцепления автомобиля

Определение параметров фрикционной муфты сцепления

Расчет муфты сцепления производится с целью определения размеров поверхностей трения и силы сжатия между ними. Основные размеры муфты

выбирают исходя из условия передачи максимального момента двигателя за счет сил трения при плавном включении сцепления.

Расчетный крутящий момент муфты сцепления, Н·м

$$M_p = M_e^{\max} \cdot \beta,$$

где M_e^{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Определяется по скоростной характеристике;

β – коэффициент запаса сцепления.

Значение коэффициента запаса сцепления принимается из условия передачи максимального момента двигателя с учетом эксплуатационного износа дисков и предохранения трансмиссии от перегрузок. $\beta = 1,5 \dots 3$.

С повышением β увеличивается потребная сила для выключения сцепления и возрастают ударные нагрузки на механизмы силовой передачи при резком торможении машины.

Внешний радиус ведомого диска, м

$$R_m = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_p}{\rho_0 \cdot \mu \cdot n \cdot (1 + c - c^2 - c^3)}},$$

где ρ_0 – давление на фрикционные накладки поверхности трения.

$\rho_0 = (150 \dots 250)$ КПа;

c – отношение внутреннего радиуса ведомого диска к внешнему,

$c = 0,52 \dots 0,62$;

μ – коэффициент трения дисков, $\mu = 0,25 \dots 0,35$;

n – число пар трения. У существующих автомобилей при мощности двигателя больше 130 кВт устанавливается двухдисковая муфта с $n = 4$. Однодисковые муфты с $n = 2$, применяются для передачи крутящих моментов не выше 700 Н·м.

Расчетный внешний размер ведомого диска необходимо сопоставить с размером маховика двигателя, внутри которого он размещается. Внутренний радиус ведомого диска выбирается из соотношения радиусов дисков, установленного практикой проектирования и проверенного в эксплуатации

$$R_{\min} = (0,5 \dots 0,7) \cdot R_{\max}$$

Оценка рабочего процесса включения сцепления при трогании автомобиля

Оценка износостойкости рабочих поверхностей сцепления производится по двум косвенным показателям напряженности работы пары трения.

По удельной работе буксования

Удельная работа буксования, Дж/м²

$$\Delta L = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot n \cdot (D_{\max}^2 - D_{\min}^2)},$$

где D_{\max} и D_{\min} – наружный и внутренний диаметры ведомого диска, м.
 L – работа буксования сцепления, Дж.

Секундная работа двигателя соответствует секундной работе сил трения (буксования) дисков, $\frac{H \cdot m}{c}$

$$L = N_e \cdot 981 \cdot \eta_{mp},$$

где N_e – мощность двигателя кВт, соответствующая максимальному крутящему моменту. Берется из скоростной характеристики.

Удельная работа буксования при трогании автомобиля с места для грузовых автомобилей не должна превышать $1200 \cdot 10^3$ Дж/м².

Если удельная работа буксования превышает допустимые пределы, необходимо увеличить размеры накладок.

По нагреву нажимного диска за одно включение

При проверке муфты сцепления на нагрев определяется повышение температуры дисков при однократном включении

$$t^0 = \frac{\alpha \cdot L}{m_d \cdot c},$$

где α – коэффициент, определяющий долю работы сил трения, поглощаемой ведущими элементами муфты. Для однодискового $\alpha = 0,5$. Для двухдискового $\alpha = 0,25$;
 c – удельная теплоемкость материала ведущих дисков,
 $c = 480$ Дж/кг·град;
 m_d – масса нажимного диска, $m_d = (12 \dots 15)$ кг.

Допустимый нагрев нажимного диска не должно превышать для автомобилей $t^0 = 20$ С. Если условие проверки на нагрев не выполняется, то следует изменить конструктивные размеры сцепления и всех его деталей.

Оценка влияния рабочего процесса сцепления на эксплуатационные свойства автомобиля

Влияние рабочего процесса сцепления на формирование эксплуатационных свойств автомобиля включает в себя оценку:

1. Возможности работы двигателя при выбранном режиме включения сцепления.

Двигатель глохнет при $\omega_{екол} < \omega_{ехх}$,

где $\omega_{екол}$ - угловая скорость коленчатого вала двигателя в момент включения сцепления;

$$\omega_{ехх} = 0,15 \cdot \omega_N,$$

где ω_N - угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности двигателя.

2. Режим включения сцепления

$t_B = (0,1 \dots 1,1)$ секунд - резкое включение;

$t_B = (1,6 \dots 2,5)$ секунд – плавное включение.

3. Максимальное ускорение автомобиля в процессе включения сцепления

$$a = \frac{(M_e^{\max} - M_f) \cdot U_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_K \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{BP}} < [a_{\max}] = 3,5 \text{ м/с}^2,$$

где G_a – вес автомобиля с грузом, Н;

U_{TP} – передаточное число трансмиссии;

η_{TP} - коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля;

δ_{BP} - коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta_{BP} = 1,04 + 0,04 \cdot U_K^2,$$

где U_K - передаточное отношение коробки передач.

Момент сопротивления движению автомобиля M_f

$$M_f = \frac{f \cdot G_a \cdot r_K}{U_{TP} \cdot \eta_{TP}},$$

где f - коэффициент сопротивления движению автомобилю.

4. Ограничение реализации тягово – скоростных свойств автомобиля по сцеплению колес с дорогой. Отсутствие пробуксовки колес при трогании автомобиля возможно при соблюдении условия

$$M_e^{\max} < \frac{G_a \cdot K \cdot \varphi \cdot r_K}{U_{TP} \cdot \eta_{TP}},$$

где K - коэффициент перераспределения реакций, $K = 1,05 \dots 1,12$;
 φ - коэффициент сцепления.

Расчет вала муфты сцепления

Вал муфты сцепления, на котором укреплены ведомые диски, рассчитывается на кручение.

Диаметр вала по внутреннему размеру шлицев, м

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,2 \cdot [\tau_{np}]}}$$

где $[\tau_{np}]$ - допускаемое напряжение кручения материала вала,
 $[\tau_{np}] = (80 \dots 110) \cdot 10^6$ Па.

Шлицы вала рассчитываются:

- на смятие
$$\sigma_{см} = \frac{8 \cdot M_e^{\max}}{(D_в^2 - d_в^2) \cdot z \cdot \ell} \leq [\sigma_{см}],$$

где $D_в$ - наружный диаметр вала, м.;
 $d_в$ - внутренний диаметр шлицевого вала;
 z - число шлицев;
 ℓ - длина шлицев. Длина шлицев выбирается из конструктивных соображений. Обычно $\ell = (0,08 \dots 0,1)$ м;
 $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{см}] = (15 \dots 36) \cdot 10^6$ Па.
 - на срез

$$\sigma_{ср} = \frac{4 \cdot M_e^{\max}}{z \cdot \ell \cdot \nu \cdot (D_в + d_в)} \leq [\sigma_{ср}],$$

где b – ширина шлица по основанию, $b = 6 \cdot 10^{-3}$ м;

$[\sigma_{ср}]$ – допускаемое напряжение на срез, $[\sigma_{ср}] = (5...14) \cdot 10^6$ Па.

Расчет нажимных пружин муфты сцепления

При расчете, ориентируясь на конструкции существующих сцеплений, задаются числом нажимных пружин m и их средним диаметром $D_{ср}^{ПП}$. В конструкциях сцеплений современных автомобилей $m = 9...28$, а $D_{ср}^{ПП} = (2,2...2,7) \cdot 10^{-2}$ м.

Для расчета параметров конструкций, характеризующих функциональные свойства сцепления, определяют давление на фрикционные накладки (критерий надежности)

$$P_{пр} = \frac{M_p}{0,85 \cdot n \cdot \mu \cdot R_{ср}^D},$$

где $P_{пр}$ – суммарное усилие пружин при включенном состоянии сцепления;
0,85 – коэффициент учета неравномерности давления пружин;
 $R_{ср}^D$ – средний радиус ведомого диска, м

$$R_{ср}^D = \frac{R_{max} + R_{min}}{2}.$$

Диаметр проволоки пружины из расчета на прочность

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P_{пр} \cdot D_{ср}^{ПП}}{\pi \cdot m \cdot [\tau_{кр}]}}$$

где $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение кручения, $[\tau_{кр}] = (4...7) \cdot 10^8$ Па.

Полученный диаметр проволоки округляется до ближайшего по стандарту: $3 \cdot 10^{-3}$; $3,2 \cdot 10^{-3}$; $3,4 \cdot 10^{-3}$; $3,5 \cdot 10^{-3}$; $4,0 \cdot 10^{-3}$; $4,5 \cdot 10^{-3}$; $5,0 \cdot 10^{-3}$; $5,5 \cdot 10^{-3}$ м.

Рабочие число витков пружины

$$k_p = \frac{f_{вык} \cdot d^4 \cdot G}{1,6 \cdot P'_{пр} \cdot (D_{ср}^{ПП})^3},$$

где $P'_{пр}$ – необходимое усилие одной пружины, Н. При выключенной муфте усилие пружин на 10%.

Поэтому

$$P'_{\text{пр}} = \frac{1,1 \cdot P_{\text{пр}}}{m},$$

где G – модуль упругости материала пружин на кручение, $E = 8 \cdot 10^4$ МПа;
 $f_{\text{вык}}$ – дополнительная деформация пружины при выключении сцепления, м.

Предварительная деформация пружины, м

$$f_1 = \frac{P_{\text{пр}}}{C_{\Sigma}},$$

где C_{Σ} – суммарная жесткость всех пружин

$$C_{\Sigma} = \frac{P_{\text{пр.вык}} - P_{\text{пр}}}{f_{\text{вык}}},$$

где $P_{\text{пр.вык}}$ – суммарное усилие пружин при выключенном состоянии сцепления. $P_{\text{пр.вык}} = 1,1 \cdot P_{\text{пр}}$;

$f_{\text{вык}}$ – дополнительная деформация пружин при выключенном сцеплении. $f_{\text{вык}} = \delta \cdot n$;

где δ – зазор между фрикционными поверхностями при выключенном состоянии сцепления. Для двухдисковой муфты $\delta = (0,5 \dots 0,75) \cdot 10^{-3}$ м. Для однодисковой

$$\delta = (1,25 \dots 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

n – число поверхностей трения.

Деформация пружин при выключенном сцеплении

$$f_2 = f_1 + f_{\text{вык}}$$

Функциональная надежность сцепления

Суммарный износ накладок

$$\Delta_{\text{изн}} = 0,5 \cdot t_H \cdot n,$$

где t_H – толщина фрикционной накладки. $t_H = (4 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ м.

Полный износ для приклепываемых накладок составляет $0,5 \cdot t_H$.

Суммарное усилие пружин при включенном сцеплении и максимально изношенных накладках

$$P_{\text{пр.изм}} = C_{\Sigma} \cdot (f_1 - \Delta_{\text{изм}})$$

Коэффициент запаса сцепления при максимально изношенных накладках

$$\beta_{\text{изм}} = \frac{P_{\text{пр.изм}} \cdot R_{\text{ср}}^D \cdot \mu \cdot n}{M_p}$$

Строится график (рис 4.1), позволяющий оценить зависимость коэффициента запаса (а следовательно, и передаваемого момента) от степени износа фрикционных накладок

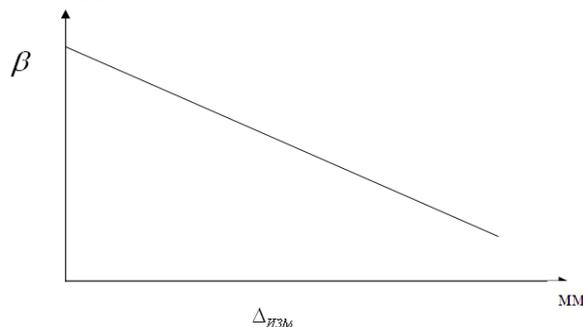


Рисунок 4.1 – График изменения коэффициента запаса

Работа, совершаемая водителем при выключенном сцеплении

$$A_{\text{вод}} = \frac{(P_{\text{пр}} + P_{\text{пр.выкл}}) \cdot (f_2 - f_1)}{2 \cdot \eta_{\text{п}}}$$

где $\eta_{\text{п}}$ - коэффициент полезного действия привода сцепления,

$$\eta_{\text{п}} = 0,85.$$

По величине работы, совершаемой водителем, судят о легкости управлением сцепления. В соответствии с нормами для легкового автомобиля $A_{\text{вод}} < 25$ Дж, для грузового $A_{\text{вод}} < 30$ Дж. При максимально изношенных накладках работа водителя при выключении сцепления определяется по формуле

$$A_{\text{вод.изм}} = \frac{(P_{\text{пр.изм}} + P_{\text{пр.выкл}}) \cdot (f_2 - f_1 + \Delta_{\text{изм}})}{2 \cdot \eta_{\text{п}}}$$

2. Расчет карданной передача автомобиля

Расчет карданного вала на прочность

Длина карданного вала L выбирается из конструктивных соображений, учитывая статический угол наклона основного карданного вала. Также из кон-

структивных соображений выбирают наружный D_H и внутренний D_B диаметры карданной трубы. Причем полые карданные валы в современных автомобилях имеют толщину стенок 1,8 ... 3 мм.

Валы рассчитываются на скручивание в опасном сечении при условии передачи через него максимального крутящего момента на первой передаче

$$\tau = \frac{16 \cdot M_p \cdot U_K \cdot D_H}{\pi \cdot (D_H^4 - D_B^4)},$$

где U_K – передаточное число трансмиссии от двигателя до кардана.

На кручение шлицевой хвостовик карданного вала рассчитывается по формуле

$$\tau = \frac{16 \cdot M_p}{\pi \cdot d^3},$$

где d - диаметр шлицевого хвостовика в опасном сечении, м.

Допускаемые напряжения в опасных сечениях не должны превышать 2000 ... 2500 МПа.

Угол закручивания карданных валов определяется по формуле

$$\theta^\circ \approx \frac{32 \cdot M_p \cdot L \cdot 180}{\pi^2 G (D_H^4 - D_B^4)},$$

где G - модуль упругости при кручении. Для стали $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа.

Допускаемая величина угла закручивания равна $7^\circ \dots 8^\circ$.

Определение критического числа оборотов карданного вала

В современных автомобилях наибольшее распространение получили передачи открытого типа. Открытый карданный вал рассчитывают как вал свободно лежащий в опорах, причем рабочую длину вала - L принимают равной расстоянию между серединами опор.

Критическое число оборотов $n_{кр}$ для полого карданного вала, свободно лежащего в опорах, определяется из выражения

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D_H^2 - D_B^2}}{L^2}$$

Запас по критическому числу оборотов должен быть равен

$$\frac{n_{кр}}{n_{к\max}} = 1,2 \dots 2,0,$$

где $n_{к\max}$ - максимальное число оборотов карданного вала, соответствующее наибольшей скорости движения автомобиля.

Расчет жестких карданных шарниров

Расчет вилки карданного шарнира производится на изгиб и на кручение лапы вилки в опасном сечении N – N (рис.4.2).

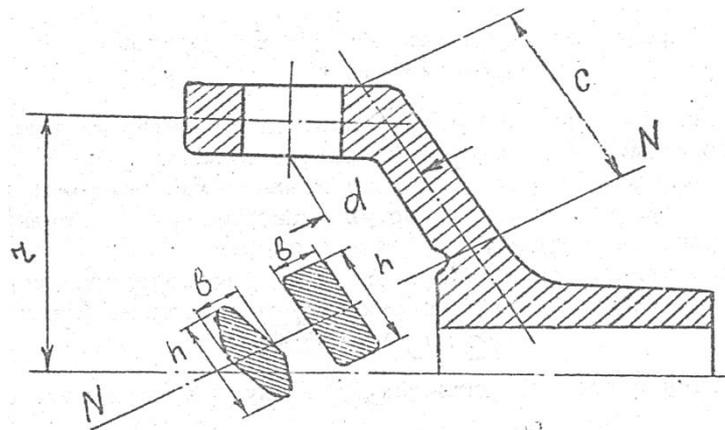


Рисунок 4.2 – Расчетная схема

Действующая на лапу сила приложена в центре отверстия (точка O). Плечо изгибающего момента равно «С», а плечо при расчете на кручение равно «d».

Соответственно при расчете на изгиб, Н·м

$$M_{изг} = \frac{Mp \cdot c}{2 \cdot r},$$

а при расчете на кручение

$$M_{кр} = \frac{Mp \cdot d}{2 \cdot r}$$

Момент сопротивления на изгибе для прямоугольного сечения равен, м³

$$W_{изг} = \frac{b \cdot h^2}{6},$$

где b и h - стороны сечения.

Момент сопротивления на кручение, м³

$$W_{кр} = \alpha \cdot h \cdot b^2 ,$$

где α - коэффициент, зависящий от соотношения сторон. Значения коэффициента α приведены ниже.

$\frac{h}{b}$	1,0	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,256	0,267	0,282	0,312

При известных $M_{изг}$, $W_{изг}$, $M_{кр}$, $W_{кр}$ определяются соответствующие напряжения

На изгиб
$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_{изг}}$$

На кручение
$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

Допускаемые напряжения

$[\sigma] = 50 \dots 80$ МПа и $[\tau_{кр}] = 80 \dots 160$ МПа

Расчет шлицев

Расчет шлицев вилки кардана производится на срез и на смятие.

На срез

$$\tau = \frac{P_o}{n \cdot l \cdot b},$$

где P_o – окружное усилие, приложенное по среднему радиусу шлиц, Н

$$P_o = \frac{M_p}{r_{cp}} ;$$

n - число шлиц;

l - рабочая длина шлиц, м;

b - ширина шлиц, м.

На смятие

$$\sigma = \frac{2 \cdot P_o}{n \cdot l \cdot (D - d)} ,$$

где D и d - наружный и внутренний диаметр по шлицам.

Допустимые напряжения: $[\tau_{ср}] = (20...30)$ МПа;
 $[\sigma_{см}] = (40...60)$ МПа

Расчет пальцев на срез

В крестовине карданного шарнира производится расчет пальца на срез и на изгиб по силе - $P_{ш}$ (рис. 4.3).

$$P_{ш} = \frac{M_p}{2r \cos \alpha_0},$$

где α - угол наклона карданного вала. При небольших углах наклона карданного вала $\cos \alpha_0 \approx 1$.

Напряжения в шипе крестовины определяются по формулам
 - на изгиб

$$\sigma_{из} = \frac{M_p \cdot a}{0,2 \cdot r \cdot \cos \alpha_0 \cdot d_0^3}$$

- на срез

$$\tau_{ср} = \frac{4M_p}{2\pi \cdot r \cdot \cos \alpha_0 \cdot d_0^2}$$

Допустимые напряжения: $[\sigma_{из}] = 350$ МПа; $[\tau_{ср}] = 170$ МПа

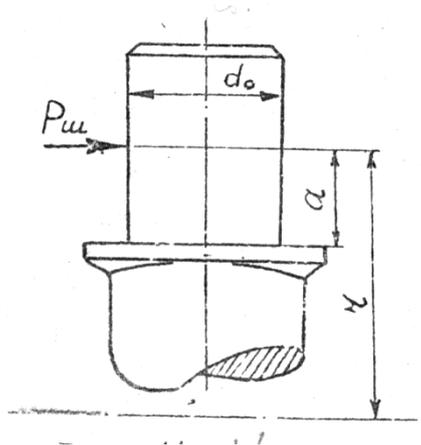


Рисунок 4.3 – Расчетная схема

3. Расчет главной передачи автомобиля

Зубчатые колеса главной передачи относятся к наиболее нагруженным деталям автомобиля, которые работают в условиях динамического нагружения..

Поэтому их изготавливают из высококачественных, высоколегированных цементуемых сталей 20Х2Н4А, 18ХГТ, 20ХН3А, 12Х24А. После цементации и закалки твердость на поверхностях зубьев достигает HRC 55...63 (а сердцевина у основания зуба только HRC 26...35). Это обеспечивает высокую поверхностную прочность зубьев, прочность на изгиб и сопротивление ударным нагрузкам. Заготовки получают объемной штамповкой. Передаточное число не разнесенной двойной главной передачи автомобиля равно

$$U_o = U_{ок} \cdot U_{оц},$$

где $U_{ок}$ - передаточное число конической пары (первая степень);

$U_{оц}$ - передаточное число цилиндрической пары зубчатых колес (вторая ступень).

Необходимо, чтобы на коническую пару главной передачи приходилось меньшее передаточное число.

В зависимости от выбранного значения $U_{ок}$ выбирается одно из приведенных ниже значений числа зубьев конической шестерни Z_1

$U_{ок}$	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3
Z_1	11	10	9	8	7	6	5

Далее, определяется количество зубьев конического колеса.

$$Z_2 = U_{ок} \cdot Z_1$$

Передаточное число цилиндрической пары зубчатых колес определяем из отношения

$$U_{оц} = \frac{U_o}{U_{ок}}$$

Расчет конической пары зубчатых колес главной передачи

Длину образующей делительного конуса L ориентировочно можно определить по эмпирической формуле, мм

$$L = 14 \cdot \sqrt[3]{M_p \cdot U_{ок}},$$

где M_p – расчетный крутящий момент на ведущем валу конической пары главной передачи, Н·м;

Расчетный крутящий момент

При расчете зубьев на прочность допускаемое напряжение изгиба определяется по формуле, Па

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_b}{(n_b \cdot k_{\sigma})},$$

где σ_b – предел прочности материала. Для стали 18ХГТ $\sigma_b = 1000$ МПа;

n_b – коэффициент запаса прочности, $n_b = 2 \dots 3$;

k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений,

$k_{\sigma} = 0,85 \dots 1,1$.

Торцовый модуль конической передачи

$$m_T = \frac{m_H \cdot L}{L_d \cdot \cos \gamma},$$

где L_d – среднее делительное расстояние, мм.

$$L_d = L - 0,5 \cdot v,$$

v – длина зуба (ширина шестерни), мм. $v = \lambda \cdot L$.

Полученное значение m_T необходимо округлить до третьего знака после запятой.

Коническую пару главной передачи делают равно смещенной. Это способствует выравниванию удельных скольжений зубьев шестерни и колеса, в результате чего повышается сопротивляемость истиранию и заеданию.

Коэффициент смещения определяется по формуле

$$X = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{1}{U_{ок}^2} \right)$$

Формулы для геометрического расчета основных размеров конической пары зубчатых колес представлены в таблице 4.1.

Срок службы конических шестерен оценивается по удельному давлению, Па

$$q = \frac{M_P}{r_1 \cdot v} < [q]$$

Расчет зубьев шестерен конической пары на контактные напряжения проводится по формуле

$$\tau_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{\sigma \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_{1\text{экв}}} + \frac{1}{r_{2\text{экв}}} \right)} \leq [\tau_K],$$

где α – действительный угол зацепления. Угол зацепления выбирают в зависимости от числа зубьев шестерни. При числе зубьев $Z = 12 \dots 14$ рекомендуется угол зацепления $\alpha = 22^\circ$, при числе зубьев $Z = 15$ угол зацепления должен быть $\alpha = 24^\circ$;
 E – модуль упругости первого рода. Для стали $E = (2 \dots 2.2) \cdot 10^{11}$ Па;
 $r_{\text{экв}}$ – эквивалентный радиус ведущей и ведомой шестерен

$$r_{1\text{экв}} = \frac{r_{1CP}}{\cos^2 \gamma \cdot \cos \delta_1} \quad r_{2\text{экв}} = \frac{r_{2CP}}{\cos^2 \gamma \cdot \cos \delta_2},$$

где r_{1CP} и r_{2CP} - среднее значение радиуса ведущей и ведомой шестерен;

$$r_{1CP} = \frac{m_H \cdot Z_1}{2} \quad r_{2CP} = \frac{m_H \cdot Z_2}{2},$$

где m_H - нормальный модуль зацепления;
 $[\tau_K]$ - допустимое контактное напряжение, $[\tau_K] = 1500 \dots 2500$ МПа.

P – окружная сила, которую считают приложенной по среднему радиусу шестерни, Н.

Контактная прочность шестерен определяется не максимальным крутящим моментом передаваемым шестерней, а моментом характеризующий средний нагрузочный режим, который зависит от условий эксплуатации.

Таблица 3.5 – Геометрический расчет конической пары зубчатых колес

Элемент зацепления	Формула	Значение
1. Шаг зацепления, мм	$t = m_H \cdot \pi$	
2. Угол начального конуса шестерни	$\delta_1 = \text{arctg} \frac{Z_1}{Z_2}$	
3. Угол начального конуса колеса	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	
4. Высота зуба, мм	$h = 2,2 \cdot m_H$	
5. Высота головки зуба, мм	$h_\Gamma = m_H$	

Эквивалентное число зубьев шестерни колеса	$Z_{\varepsilon 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^2 \gamma}$ $Z_{\varepsilon 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^2 \gamma}$	
4. Диаметры начальных окружностей, мм шестерни колеса	$D_1 = m_H \cdot Z_1$ $D_2 = m_H \cdot Z_2$	

Поэтому, окружное усилие P на зубе шестерни следует определять по $M^{\text{расч}} = 0,5 \cdot M_p$.

Поэтому

$$M^{\text{расч}} = M_p = \frac{1}{4} \cdot M_{KP}^{\text{max}} \cdot U_{KП} \cdot U_p \cdot \eta_{TP}$$

Окружная сила, Н

$$P = \frac{M_p}{r_1}$$

Расчет цилиндрической пары зубчатых колес

Межосевое расстояние определяет контактную прочность рабочей поверхности зубьев.

Величину межосевого расстояния можно определить по эмпирической формуле, м

$$A = c \cdot \sqrt[3]{M_p^H},$$

где M_p^H - крутящий момент передаваемый ведущим валом цилиндрической пары, Н·м

$$M_p^H = \frac{1}{2} \cdot M_{KP}^{\text{max}} \cdot U_{KП} \cdot U_p \cdot U_K \cdot \eta_{TP};$$

c - коэффициент. Для автомобилей с карбюраторным двигателем $c = 0,017 \dots 0,019$. Для автомобилей с дизельным двигателем $c = 0,02 \dots 0,021$.

Модуль зацепления определяет прочность зубьев на изгиб и его значение можно вычислить по эмпирической зависимости, м

$$m_H = (0,032...0,040) \cdot A$$

Значение модуля округляем до ближайшего значения, предусмотренного ГОСТом. По ГОСТу первый ряд значений модулей, мм

1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 16; 20; 32; 40

Далее, для цилиндрической пары зубчатых колес определяют числа зубьев, действительное значение передаточного числа и межосевого расстояния.

В таблице 3.5 необходимые для этого формулы приведены в той последовательности, в которой ведется расчет.

В таблице угол β - угол наклона зуба. Для грузовых автомобилей его рекомендуют принимать в пределах $20...30^0$. В таблицу записывают округленные до целого числа значения Z_2 , Z_3 и Z_4 .

Рабочую ширину v зубчатого венца (общую часть ширины венцов сопряженных зубчатых колес) выбирают в зависимости от модуля.

Для колес с косыми зубьями, м

$$v = \frac{(3,7...8,6) \cdot m_H}{\cos \beta}$$

Для предупреждения преждевременного разрушения зубьев необходимо поверочным расчетом установить, удовлетворяют ли принятые значения межосевого расстояния, модуля и ширины зубчатого венца условиям прочности и выносливости зубьев, и, если нужно, уточнить эти значения.

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб по формуле

$$\sigma_H = \frac{2M_p \cdot \cos \beta}{\pi \cdot y \cdot m_H^2 \cdot Z_3 \cdot v \cdot K_\beta} \cdot K_{mp} \cdot K_{yn} \cdot K_p \leq [\sigma_H],$$

где M_p – расчетный крутящий момент на валу, на котором находится рассчитываемое зубчатое колесо;

y – коэффициент формы зуба, $y = 0.1...0.15$;

K_β - коэффициент, учитывающий повышение несущей способности косых зубьев вследствие наличия осевого перекрытия, $K_\beta = 1,2...1,9$;

$K_{тр}$, $K_{уп}$, K_p – коэффициенты, учитывающие дополнительные нагрузки,

возникающие в передаче в следствие: трения между зубьями; упругого перекося валов; ошибок основного шага (погрешностей изготовления). Принимают: для шестерни $K_{тр} = 1.1$; для колеса $K_{тр} = 0,9$; $K_{уп} = 1 \dots 1,2$; $K_p = 1,1 \dots 1,3$.

Таблица 4.1 - Параметры цилиндрической зубчатой пары главной передачи

Вычисляемая величина	Расчетная формула	Величина
1. Суммарное число зубьев	$Z_{\Sigma} = \left(\frac{2A'}{m_H} \right) \cdot \cos \beta$	
2. Число зубьев шестерни	$Z_3 = \frac{Z_{\Sigma}}{(U_{оц} + 1)}$	
3. Число зубьев колеса	$Z_4 = Z_{\Sigma} - Z_3$	
4. Действительное передаточное число	$U_{оц} = \frac{Z_4}{Z_3}$	
5. Действительное межосевое расстояние, м.	$A = \frac{(Z_3 + Z_4)}{2 \cdot \cos \beta} \cdot m_H$	

Формулы для геометрического расчета основных параметров зубчатой пары представлены в таблице 4.1

Расчет зубьев шестерен цилиндрической пары на контактные напряжения проводится по формуле

$$\tau_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{(\rho_3 + \rho_4)}{\rho_3 \cdot \rho_4}} \leq [\tau_K],$$

где P – окружная сила, действующая в полюсе зацепления по начальной окружности ведущей шестерни, Н

$$P = \frac{2 \cdot M_p}{D_3};$$

E – модуль упругости первого рода, $E = (2 \dots 2.2) \cdot 10^{11}$ Н/м²;

α – действительный угол зацепления;

ρ_3 и ρ_4 - радиусы кривизны поверхностей зубьев соответственно ведущей и ведомой шестерен.

Таблица 4.2 - Геометрический расчет цилиндрической пары

Элемент зацепления	Расчетная формула	Величина
1. Шаг зацепления	$t = \pi \cdot m_H$	
1. Делительный диаметр, м. шестерни колеса	$D_3 = \left(\frac{m_H}{\cos \beta} \right) Z_3$ $D_4 = \left(\frac{m_H}{\cos \beta} \right) Z_4$	
2. Диаметр окружности выступов, м шестерни колеса	$D_{B3} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_3 + 2)$ $D_{B4} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_4 + 2)$	
4. Диаметр окружности впадин, м шестерни колеса	$D_{BP3} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_3 - 2)$ $D_{BP4} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_4 - 2)$	

При расчетах косозубых шестерен, м

$$\rho_3 = \frac{D_3 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta}, \quad \rho_4 = \frac{D_4 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta},$$

где D_3 и D_4 - диаметры делительных окружностей;
 $[\tau_K]$ - допускаемое контактное напряжение, $[\tau_K] = 2000 \dots 2800$ МПа.

Расчет валов главной передачи

Валы главной передачи рассчитывают на прочность и жесткость. Жесткость должна обеспечивать постоянство условий зацепления зубчатых колес при передаче больших нагрузок. Прочность валов проверяют при совместном действии изгиба и кручения.

Размеры валов главной передачи автомобиля определяется в основном, соображениями жесткости, а не прочности. Поэтому коэффициент запаса прочности для валов главной передача автомобиля высоки и составляют 5...10.

Из условия жесткости диаметр вала в шлицевой части можно определить по эмпирической формуле, мм

$$d = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{KP}}$$

где k_d – эмпирический коэффициент, $k_d = 2,6 \dots 4$;
 M_{KP} – крутящий момент, передаваемый валом. Н·м.

Тогда диаметр вал - шестерни, мм

$$d_{ВШ} = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{1KP}}$$

Диаметр вала цилиндрического редуктора, мм

$$d_{ЦР} = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{2KP}}$$

Остальные размеры валов определяются из конструктивных соображений при проектирования вала.

Расчет шлицевых соединений

Размеры шлицев определяются из конструктивных соображений при проработке конструкции шлицевого соединения. Шлицевые соединения валов рассчитывают на смятие, а затем проверяют на срез.

Напряжение смятия в шлицевом соединении вал шестерни, Па

$$\sigma_{CM} = \frac{8 \cdot M_P}{Z \cdot l (D^2 - d^2)}$$

где Z – число шлицев;
 l – длина ступицы;
 D – наружный диаметр шлицев, $D = 0,065$ м;
 d – внутренний диаметр шлицев.

Допускаемое напряжение смятия для неподвижных шлицевых соединений,
 $[\sigma_{CM}] = 40 \dots 80$ МПа.

Напряжение среза, Па

$$\tau_{CP} = \frac{4 \cdot M_P}{Z \cdot l \cdot v (D + d)}$$

где v – толщина шлица по основанию, $v = 0,01$ м;
 $[\sigma_{CP}]$ – допускаемое напряжение на срез, $[\sigma_{CP}] = (5 \dots 14) \cdot 10^6$ Па.

4 Расчет подвески автомобиля

Взаимодействие колес движущегося автомобиля с неровностями дороги вызывают колебания и вибрации, ухудшающие его техническое состояние и эксплуатационные свойства. Одним из главнейших эксплуатационных требований к современному автомобилю является улучшение плавности хода, т.е. достижение стабильности положения корпуса при движении.

Связь рамы автомобиля с осями осуществляется подвеской, которая предназначается для смягчения динамических ударов, действующих от колес на раму, и гашения колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс, что обеспечивает необходимую плавность хода.

Наибольшее применение на автомобилях получили листовые рессоры зависимого направляющего устройства.

Выбор параметров подвески

Расчетная статическая нагрузка P_{c1} на рессору передней оси

$$P_{c1} = \frac{Z_{o1} - k_1 \cdot G_a}{2},$$

где Z_{o1} – нагрузка, действующая на упругие элементы подвески;
 k_1 – коэффициенты неподрессоренных масс передней подвески. (См. таблицу 3.8);
 G_a – вес автомобиля с грузом, кН.

На передний мост автомобиля действует нагрузка

$$Z_{o1} = Z_1^{CT},$$

где Z_1^{CT} – статическая нагрузка, действующая на передний мост автомобиля.

Условно можно принять, что на передний мост автомобиля приходится 30% от веса автомобиля с грузом, а на задний 70%.

Расчетная статическая нагрузка P_{c2} на рессору среднего и заднего мостов, кН

$$P_{c2} = \frac{Z_{o2} - k_2 \cdot G_a}{2},$$

где Z_{o2} – нагрузка, действующая на упругие элементы подвески;
 k_2 – коэффициенты неподрессоренных масс задней подвески.

Для автомобилей с колесной формулой 6К4 и 6К6

$$Z_{O2} = Z_2^{CT} + Z_3^{CT},$$

где Z_2^{CT} и Z_3^{CT} - нагрузки, действующие на средний и задний мосты, Н.

Длина рессоры l , количество листов рессоры n , толщина листов рессоры h , а также другие параметры выбираются на основании существующих аналогов из таблицы 4.3].

Передняя подвеска автомобилей, как правило, состоит из стальных листовых рессор и гидравлического амортизатора двойного действия.

Жесткость рессоры переднего моста, Н/м

$$C_{O1} = \frac{48 \cdot E \cdot J_{O1}}{\delta_p \cdot l_1^3},$$

где E - модуль упругости первого рода, $E = 2,3 \cdot 10^5$ МПа;
 δ_p - коэффициент деформации рессоры, $\delta_p = 1,25 \dots 1,45$;
 l_1 - полная длина рессоры, м;
 J_{O1} - момент инерции всех листов в среднем сечении рессоры, м⁴;

$$J_{O1} = \frac{b}{12} \cdot (n \cdot h^3)$$

где n - число листов рессоры;
 h - толщина листа рессоры, м;
 b - ширина листа рессоры, м.

Статический прогиб f_c рессоры переднего моста, м

$$f_{c1} = \frac{P_{C1}}{C_{O1}}$$

У трехосных автомобилей применяется балансирная подвеска задних мостов, состоящая из реактивных штанг и рессор. Мосты в таком сблокированном виде образуют балансирную тележку и крепятся шарнирно к раме автомобиля.

Жесткость рессоры среднего и заднего мостов, Н/м

$$C_{O2} = \frac{48 \cdot E \cdot J_{O2}}{\delta_p \cdot l_2^3},$$

где E - модуль упругости первого рода, $E = 2,3 \cdot 10^5$ МПа;

δ_p - коэффициент деформации рессоры, $\delta_p = 1,25 \dots 1,45$;
 l_2 - полная длина рессоры, м;
 J_{O2} - момент инерции всех листов в среднем сечении рессоры, м⁴;

$$J_{O2} = \frac{b}{12} \cdot (n \cdot h^3),$$

где n - число листов рессоры;
 h - толщина листа рессоры, м;
 b - ширина листа рессоры, м.

Статический прогиб f_{C2} рессоры, м

$$f_{C2} = \frac{P_{C2}}{C_{O2}}$$

Во избежания галопирования автомобиля, отношение статической стрелы прогиба передней подвески к стреле прогиба задней подвески должно быть близким к единице.

$$\frac{f_{C1}}{f_{C2}} > 0,65$$

Прочностной расчет рессор

Напряжения в листах рессоры определяются не только по расчетной нагрузке, но и учитывают силы сопротивления качению автомобиля, тормозное усилие, реакции сопротивления боковому скольжению, монтажных напряжений, возникающих в процессе сборки.

Можно ограничиться определением напряжений изгиба только в коренном листе по расчетной нагрузке, полагая, что все остальные факторы оказывают влияние на увеличение напряжения меньше, чем динамическая нагрузка, учитываемая коэффициентом динамичности.

Напряжения в коренном листе рессоры переднего моста

$$\sigma = \delta_p \cdot \frac{P_{C1} \cdot l_{Э1} \cdot h_{K1}}{8 \cdot J_1} < [\sigma],$$

где $l_{Э1}$ - эффективная длина рессоры м, $l_{Э1} = l_1 - l_0$
 l_0 - расстояние между стремянками, м;
 h_{K1} - толщина коренного листа, м;
 J_1 - момент инерции рессоры переднего моста, м⁴.

$[\sigma]$ - допустимое напряжение при статическом прогибе,
 $[\sigma] = (4 \dots 6) \cdot 10^8$ Па.

Напряжения в коренном листе рессоры заднего моста

$$\sigma = \delta_p \cdot \frac{P_{c2} \cdot l_{\text{Э}2} \cdot h_{\text{К}2}}{8 \cdot J_2} < [\sigma],$$

где $l_{\text{Э}2}$ – эффективная длина рессоры
 $l_{\text{Э}2} = l_2 - l_0$ м;
 l_0 – расстояние между стремянками, м;
 $h_{\text{К}2}$ – толщина коренного листа, м;
 J_{02} – момент инерции рессоры заднего моста, м⁴.
 $[\sigma]$ - допустимое напряжение при статическом прогибе,
 $[\sigma] = (4 \dots 6) \cdot 10^8$ Па.

Для изготовления рессор применяются рессорно – пружинные стали: 55С2, 60С2ХА, 50ХГ, 65Г, 45ХНМФА.

Энергоемкость подвески оценивается коэффициентом динамичности.
 Коэффициент динамичности рессоры переднего моста

$$K_{д1} = \frac{P_{m1}}{P_{c1}}$$

где P_{m1} – максимальная сила упругости, создаваемая рессорой.

Максимальная сила упругости рессоры переднего моста определяется по принятому из таблицы предельному прогибу $f_{\text{П}1}$.

Тогда

$$P_{m1} = C_{01} \cdot f_{\text{П}1}, \text{ Н}$$

Коэффициент динамичности рессоры заднего моста

$$K_{д2} = \frac{P_{m2}}{P_{c2}}$$

Аналогично определяется максимальная сила упругости рессоры заднего моста, Н

$$P_{m2} = C_{02} \cdot f_{\text{П}2}$$

Напряжение в коренном листе от действия динамической нагрузки

$$\sigma = \delta \cdot \frac{P_m \cdot l_{\text{э}} \cdot h_K}{8 \cdot J_1} < [\sigma]$$

При динамическом прогибе $[\sigma] = (9 \dots 10) \cdot 10^8$ Па.

Все выбранные и рассчитанные параметры рессоры должны не отличаться от рекомендованных в таблице [4.3].

Таблица 4.3 – Рекомендуемые параметры подвески автомобилей

Параметры	Колесная формула			
	4К2	4К4	6К4	6К6
1	2	3	4	5
Жесткость рессоры, Н/м - передней - задней	(1,0...2,0)·10 ⁵ (1,5...4,5)·10 ⁵	(2,0...2,8)·10 ⁵ (3,0...5,0)·10 ⁵	(2,0...2,6)·10 ⁵ (6,0...9,0)·10 ⁵	(2,5...3,0)·10 ⁵ (6,0...9,0)·10 ⁵
Статический прогиб f _с рессоры, м - передней - задней	0,07...0,1 0,09...0,12	0,07...0,1 0,09...0,12	0,07...0,08 0,05...0,09	0,07...0,08 0,05...0,09
Предельный прогиб f _п рессоры, м - передней - задней	0,15...0,22 0,18...0,24	0,15...0,22 0,18...0,24	0,14...0,18 0,16...0,23	0,14...0,18 0,16...0,23
Длина рессоры, м - передней - задней	1,1...1,45 1,3...1,6	1,1...1,45 1,3...1,6	1,2...1,9 1,1...1,5	1,2...1,9 1,1...1,5
Расстояние между стремянками, м - передней - задней	0,10...0,13 0,15...0,20	0,1...0,13 0,15...0,20	0,15...0,2 0,20...0,25	0,15...0,2 0,20...0,25
Количество листов в рессоре, шт - передней - задней	8...12 11...15	10...14 11...15	10...17 10...18	10...17 10...18
Ширина листов, м - передней - основной	0,07...0,10 0,06...0,09	0,07...0,10 0,06...0,09	0,07...0,10 0,06...0,09	0,07...0,10 0,06...0,09
Толщина листов, м - передней задней	0,007...0,012 0,009...0,012	0,007...0,012 0,009...0,012	0,007...0,010 0,010...0,016	0,007...0,010 0,010...0,016
Коэффициент не				

подрессоренных масс:				
K ₁	0,09...0,12	0,14...0,16	0,07...0,10	0,10...0,15
K ₂	0,18...0,2	0,13...0,15	0,21...0,23	0,21...0,23
Частота собственных колебаний, Гц	1,5...2,0	1,2...1,8	1,5...2,0	1,2...1,8
Динамический коэффициент подвески при полной нагрузке	2,0...3,0	2,5...3,5	2,0...3,0	2,5...3,5

5 Колесный тормоз автомобиля

Тормозная система предназначена для снижения скорости и полной остановки автомобиля, а также для удержания ее на уклоне. Торможение представляет собой искусственное создание сопротивления движению тормозными механизмами. Кинетическая энергия автомобиля в процессе торможения поглощается силами трения, возникающими в тормозе, и преобразуется в тепло. Эффективность работы и динамические качества в большей мере определяются ее тормозными качествами.

Определение параметров тормоза

Торможение машины производится с целью снижения скорости движения, быстрой остановки и удержания ее на уклоне.

Тормозной момент, требуемый для остановки автомобиля на горизонтальном пути без учета сопротивления перекачиванию, определяется по формуле

$$M_m = \frac{j \cdot r_k \cdot G}{g \cdot U_{\delta} \cdot n},$$

где j – замедление при торможении. Рекомендуется принимать $j = (2,5...4) \text{ м/с}^2$;
 r_k – радиус ведущего колеса, м;
 U_{δ} – передаточное число от тормоза к ведущему колесу, $U_{\delta} = 1$;
 n – число одновременно работающих тормозов;
 G – полный вес автомобиля, Н;

Тормозной момент, необходимый для удержания автомобиля на уклоне

$$M_m = \frac{r_k \cdot G}{U_{\delta} \cdot n} (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha),$$

где α – угол уклона, $\alpha = 12^\circ$;

f – коэффициент сопротивления качению.

Для дальнейшего расчета принимается максимальный тормозной момент.

Расчет тормоза

Требуемые значения разжимающих сил

$$P_1 = \frac{M_m \cdot (1 - \mu_m)}{4\mu_m \cdot r_{\bar{o}}} \text{ и}$$

$$P_2 = \frac{M_m \cdot (1 + \mu_m)}{4\mu_m \cdot r_{\bar{o}}},$$

где μ_m – коэффициент трения между колодками и барабаном,

$$\mu_m = 0,3 \dots 0,35;$$

$r_{\bar{o}}$ – радиус тормозного барабана.

Ширина фрикционной накладке колодки определяется исходя из допустимого давления

$$[P] = \frac{N}{r_{\bar{o}} \cdot b \cdot \beta} \leq 2 \text{ МПа},$$

где N – равнодействующая нормальных реакций тормозного барабана, приложенная в середине дуги накладке,

$$N = \frac{M_m}{4\mu_m \cdot r_{\bar{o}}};$$

b – ширина тормозной накладке, м;

β – угол обхвата колодки, рад. Угол обхвата в градусах составляет $90^\circ \dots 120^\circ$. Принимаем угол равный $100^\circ = 1,57$ рад.

Срок службы накладок зависит не только от давления P , но и от их энергонапряженности, которая оценивается работой трения на единицу поверхности накладок – удельной работой трения $L_{уд}$, Дж/м².

$$L_{\bar{o}\bar{a}} = \frac{G_{\bar{a}} \cdot V_{\bar{a}}^2}{254 \cdot \sum F_{i\bar{a}\bar{u}}} \leq (4 \dots 10) \cdot 10^4$$

где V_a – скорость автопоезда в начале торможения, км/ч. $V_a = 30 \text{ км/ч}$;

$\sum F_{\text{общ}}$ - суммарная площадь всех фрикционных накладок, м².

$$\sum F_{\text{общ}} = n \cdot b \cdot L,$$

где n – число тормозных накладок;
 b – ширина тормозной накладки, м;
 L – длина тормозной накладки,

где
$$L = \frac{\pi \cdot D}{360} \cdot 2\alpha,$$

D – диаметр барабана, м;
 α – центральный угол рабочей поверхности.

Коэффициент эффективности тормоза

$$K_{\text{э}} = M_m / [(P_1 + P_2) \cdot r_{\text{б}}]$$

где M_m - суммарный тормозной момент на колесе от действия двух колодок, Н·м;

P_1 и P_2 - силы, действующие со стороны разжимного устройства на колодки, Н;

$r_{\text{б}}$ - радиус тормозного барабана, м.

Температура нагрева тормозного барабана:

$$t_{\text{б}} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{G_{\text{б}} \cdot c \cdot n} = \frac{L}{G_{\text{б}} \cdot c \cdot n},$$

где L – работа трения,

$$L = L_{\text{уд}} \cdot \sum F_{\text{общ}} \text{ Дж};$$

$G_{\text{б}}$ - вес барабана;

c – удельная теплоемкость барабана. Для чугуна $c = 482$ Дж/(кг·К).

Вес тормозного барабана определяется

$$G_{\text{б}} = V_{\text{б}} \cdot \rho_{\text{ч}},$$

где $V_{\text{б}}$ - объем барабана, м³;

$\rho_ч$ - плотность чугуна, кг/м³; $\rho_ч = 7400 \text{ кг/м}^3$.

$$V_6 = V_0 - V_1 - V_2;$$

$$V_0 = B \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

где B – ширина тормозного барабана, м;
 D_0 – наружный диаметр тормозного барабана, м;
 D – внутренний диаметр барабана, м.

$$V_1 = (B - S) \cdot \frac{\pi \cdot D_0}{4},$$

где S – толщина тормозного барабана;

$$V_2 = b \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4};$$

Вопросы для контроля

1. Что называется внешней характеристикой двигателя?
2. Что называется динамическим фактором автомобиля?
3. Что называется динамической характеристикой автомобиля?
4. Какие эксплуатационные задачи можно решать с помощью динамической характеристики?
5. Как изменится динамический фактор автомобиля при изменении его веса?

Задача 5. Расчет гидравлических расширителей-ножниц

Во время спасательных работ при дорожно-транспортных авариях применяют переносные гидравлические расширители и ножницы для вскрытия попавших в аварию машин с целью извлечения пострадавших, а также для использования при ведении спасательных работ, где требуется быстро произвести разборку завалов, разрушить элементы конструкций.

Выполнить расчет гидравлических ножниц по представленной ниже методике.

Методические указания

Диаметр гидроцилиндра

$$D_u = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot p \cdot \eta_u}}, \quad (5.1)$$

где P – максимальное усилие на резцах, P кН;;
 p – давление рабочей жидкости, развиваемое плунжерным насосом;
 η_u – механический к.п.д. гидроцилиндра ($\eta_u = 0,8 \dots 0,9$).

Диаметр гидроцилиндра округляется до цифры 0 или 5.
 Диаметр плунжера насоса

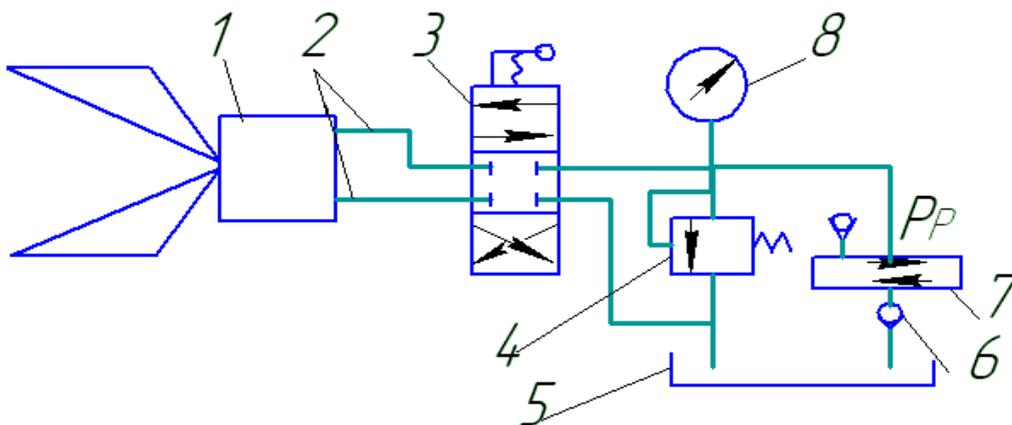
$$d_{пл} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_p \cdot u_p}{\pi \cdot p \cdot \eta_{пн}}}, \quad (5.2)$$

где P_p – усилие на рычаге H ;
 u_p – передаточное число рычага.

$$u_p = \frac{S_p}{S_{пн}}; \quad (5.3)$$

где S_p – ход рычага насоса ($S_p \leq 300$ мм);
 $S_{пн}$ – ход плунжера насоса ($S_{пн} = 15 \dots 20$ мм);
 $\eta_{пн}$ – механический к.п.д. плунжерного насоса ($\eta_{пн} = 0,85 \dots 0,95$).

Диаметр плунжера не должен быть меньше 8 мм.



1 – гидроцилиндр; 2 – гидролинии; 3 – распределитель; 4 – предохранительный клапан; 5 – бак; 6 – обратный клапан; 7 – насос; 8 – манометр.

Рисунок 5.1 – Принципиальная схема

Таблица 5.1 - Исходные данные

Параметр	Последняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Максимальное усилие на резцах, Р кН;	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
Давление рабочей жидкости p , МПа	20	20	20	20	25	25	25	30	30	30
Параметр	Предпоследняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Усилие на рычаге насоса P_p , Н	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Ход плунжера насоса $S_{пл}$, мм	15	15	15	15	15	20	20	20	20	20

Толщина стенки гидроцилиндра

$$\delta = \frac{D_u}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p(1 - 2\mu)}{[\sigma_p] - p(1 + 2\mu)}} - 1 \right), \quad (5.4)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение ($[\sigma_p] = 240$ МПа);
 μ – коэффициент Пуассона ($\mu = 0,25 \dots 0,3$).

Скорость перемещения штока гидроцилиндра

$$V = \frac{W_u}{Q_n}, \quad (5.5)$$

где W_u – рабочая емкость цилиндра,

$$W_u = \frac{\pi \cdot D_u^2}{4} \cdot l_{ш}; \quad (5.6)$$

$l_{ш}$ – ход штока;

Q_n – производительность насоса,

$$Q_i = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot S_{ш} \cdot n / \eta_0 \quad (5.7)$$

n – количество ходов плунжера в секунду. $n = 1 \text{ с}^{-1}$;

η_0 – объёмный к.п.д. насоса ($\eta_0 = 0,8 \dots 0,9$).

Емкость бака для масла

$$W = 3 \cdot W_u. \quad (5.8)$$

Задача 6. Корректирование периодичности проведения регламентного ТО базовых машин

Данная задача посвящена выбору и корректированию периодичности проведения регламентного ТО базовых машин спасательного отряда, а также определению коэффициента технической готовности и коэффициента использования автомобилей. Исходные данные для выполнения задания представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1- Варианты заданий

Параметр	Последняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Марка автомобиля	МАЗ -509	ЗИЛ-131	ЗИЛ-4331	КрАЗ-6437	Урал-4320	КамАЗ-5320	МАЗ- 509	ЗИЛ -131	КрАЗ-6437	Урал -4320
Списочное количество	50	60	70	80	50	60	70	80	50	60
Прошедшие кап. ремонт	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Пробег с начала эксплуатации, тыс. км	8000	9000	10000	11000	12000	13000	14000	15000	16000	18000
Параметр	Предпоследняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Категория эксплуатации	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Природно-климатические условия	Умеренный	Теплый, влажный	Жаркий, сухой	Очень жаркий, сухой	Умеренно холодный	Холодный	Очень холодный	Умеренный, теплый	Умеренный теплый, влажный	холодный
Среднесуточный пробег автомобилей, км	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250

Выбор и корректирование периодичности ТО

Исходные нормативы ТО и ремонта принимаются из Положения [1].

Периодичность ТО-1, ТО-2 и пробег до капитального ремонта

Периодичность ТО - это нормативная наработка (в километрах пробега или часах работы) между двумя последовательно проводимыми однородными работами по ТО. Периодичность проведения ТО и КР для подвижного состава необходимо корректировать в зависимости от категории условий эксплуатации (по ОНТИ-01-91).

Расчет периодичности проведения ТО и пробега до КР производится по формулам, км

$$L_1 = L_1^H \cdot K_1 \cdot K_3; \quad (6.1)$$

$$L_2 = L_2^H \cdot K_1 \cdot K_3; \quad (6.2)$$

$$L_{\text{КР}} = L_{\text{КР}}^H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (6.3)$$

где L_1^H и L_2^H – нормативные пробеги автомобиля до ТО-1 и ТО-2.

Согласно [1] для грузовых автомобилей нормативный пробег до ТО-1 $L_1^H = 4000$ км, а до ТО-2 - $L_2^H = 16000$ км;

$L_{\text{КР}}^H$ – нормативный пробег автомобиля до капитального ремонта.

Таблица 1 приложения;

K_1 - коэффициент корректирования нормативов в зависимости от категории условий эксплуатации. Таблица 2 приложения;

K_2 - коэффициент корректирования нормативов в зависимости от модификации подвижного состава и организации его работы. Таблица 3 приложения;

K_3 - коэффициент корректирования нормативов в зависимости от природно-климатических условий и агрессивности окружающей среды. Таблица 4 приложения.

Корректирование нормативов трудоемкости ЕО; ТО-1; ТО-2; Д-1; Д-2 и ТР

Трудоемкость представляет собой затраты труда на выполнение операции или группы операций технического обслуживания или ремонта, измеряемые в человеко-часах или норма-часах.

Удельный норматив трудоемкости необходим для определения числа исполнителей и оплаты их труда за фактически выполненную работу с учетом требуемой квалификации рабочего (тарифной ставки).

Удельный норматив трудоемкости ежедневного технического обслуживания

$$T_{EO} = T_{EO}^H \cdot K_2 \cdot K_5 \cdot K_M, \text{ чел. Час}$$

где T_{EO}^H – нормативная трудоемкость ежедневного обслуживания.

Таблица 1 приложения;

K_2 - коэффициент корректирования нормативных трудоемкостей в зависимости от модификации подвижного состава и организации его работы. Таблица приложения 3;

K_5 – коэффициент корректирования нормативных трудоемкостей в зависимости от количества автомобилей обслуживаемых в АТП и количества технологически совместимых групп подвижного состава. Таблица 5 приложения;

K_M – коэффициент механизации, снижающий трудоемкость ЕО.

$$K_M = \frac{100 - C_M}{100},$$

где C_M - процент снижения трудоемкости за счет применения моечной установки, принимается 55% для всех типов автомобилей;

Удельный норматив трудоемкости первого технического обслуживания

$$T_1 = T_1^H \cdot K_2 \cdot K_5 \cdot K_M; \text{ чел. час,}$$

где T_1^H - нормативная трудоемкость ТО-1. Таблица 1 приложения;

K_M – коэффициент механизации, снижающий трудоемкость при ТО-1. При поточном методе производства $K_M = 0,8$.

Удельный норматив трудоемкости второго технического обслуживания

$$T_2 = T_2^H \cdot K_2 \cdot K_5 \cdot K_M; \text{ чел. час.,}$$

где T_2^H - нормативная трудоемкость ТО-2. Таблица 1 приложения;

K_M – коэффициент механизации. При поточном методе производства $K_M = 0,9$.

Удельный норматив трудоемкости сезонного обслуживания

$$T_{CO} = T_2 \cdot \frac{C_{CO}}{100} \text{ чел.·час,}$$

где T_2 – скорректированная трудоемкость ТО-2;

C_{CO} – процент работ сезонного обслуживания:

- для средней полосы $C_{CO} = 20\%$;
- для холодного и жаркого сухого климата $C_{CO} = 30\%$;
- для очень холодного и очень жаркого сухого климата $C_{CO} = 50\%$.

Трудоемкость общего диагностирования

$$T_{D-1} = T_1 \cdot \frac{C_{D-1}}{100} \text{ чел.·час,}$$

где T_1 – скорректированная трудоемкость ТО-1;

C_{D-1} – процент диагностических работ, выполняемых при проведении ТО-1. $C_{D-1} = 8...10\%$.

Трудоемкость поэлементного диагностирования

$$T_{D-2} = T_2 \cdot \frac{C_{D-2}}{100} ; \text{ чел.·час,}$$

где T_2 – скорректированная трудоемкость ТО-2;

C_{D-2} – процент диагностических работ, выполняемых при проведении ТО-2. $C_{D-2} = 6...10\%$.

Трудоемкость ТР на 1000 км пробега

Нормативная трудоемкость ТР корректируется посредством всех коэффициентов, $\frac{\text{чел.·час}}{1000 \text{ км}}$

$$T_{TP}/1000 \text{ км} = T_{TP}^H/1000 \text{ км} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{4(CP)} \cdot K_5 ,$$

где $T_{TP}^H / 1000 \text{ км}$ – нормативная удельная трудоемкость TP. Таблица 1 приложения;

$K_{4(CP)}$ – среднее значение коэффициента корректирования норматива удельной трудоемкости TP в зависимости от пробега с начала эксплуатации. Приблизительно можно принять $K_{4(CP)} = 1,3 \dots 1,4$.

Продолжительность простоев подвижного состава в ТО и ремонте

$$D_{TO, TP} = D_{TO, TP}^H \cdot K_{4(CP)}^П , \text{ дн./1000 км}$$

где $D_{TO, TP}^H$ - нормативное значение продолжительности простоя подвижного состава в ТО и ремонте. Таблица 6 приложения.

$K_{4(CP)}^П$ – среднее значение коэффициента корректирования нормативной продолжительности простоя в зависимости от пробега с начала эксплуатации. Можно принять $K_{4(CP)}^П = 1,3$.

Результаты расчета сводятся в таблицу 5. 2.

Коэффициент технической готовности автомобилей

$$\alpha_T = \frac{1}{1 + L_{CC} \cdot \left(\frac{D_{TOиTP}}{1000} + \frac{D_{KP}}{L_{KP}^{CP}} \right)} ,$$

где L_{CC} – среднесуточный пробег;

$D_{TO и TP}$ - скорректированное значение продолжительности простоя подвижного состава в ТО и ремонте;

D_{KP} – продолжительность простоя подвижного состава в капитальном ремонте. Приложение, таблица 6;

L_{KP}^{CP} – средневзвешенная величина пробега автомобилей до KP.

$$L_{KP}^{CP} = L_{KP} \cdot \left(1 - \frac{0,2 \cdot A_{KP}}{A} \right) ,$$

где L_{KP} – скорректированное значение пробега автомобиля до капитального ремонта;

$A_{\text{КР}}$ – количество автомобилей прошедших капитальный ремонт;
 A - списочное количество автомобилей.

Коэффициент использования автомобилей

$$\alpha_{\text{И}} = \frac{D_{\text{РГ}}}{365} \cdot \alpha_{\text{Т}} \cdot K_{\text{И}},$$

где $D_{\text{РГ}}$ – количество рабочих дней в году;

$\alpha_{\text{Т}}$ – коэффициент технической готовности парка;

$K_{\text{И}}$ – коэффициент, учитывающий снижение использования технически исправных автомобилей по эксплуатационным причинам. $K_{\text{И}} = 0,93 \dots 0,97$.

Годовой пробег автомобилей

$$\sum L_{\text{Г}} = 365 \cdot A \cdot L_{\text{СС}} \cdot \alpha_{\text{И}}, \text{ км}$$

Таблица 6.2 - Исходные и скорректированные нормативы ТО и ремонта

Исходные нормативы		Коэффициенты корректирования							Скорректированные нормативы	
обозначение	величина	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	$K_{\text{М}}$	$K_{\text{рез}}$	обозначен	величина
L_1^{H} (км)									L_1 (км)	
L_2^{H} (км)									L_2 (км)	
$T_{\text{ЕО}}^{\text{H}}$ (чел.ч.)									$T_{\text{ЕО}}$ (чел.ч)	
T_1^{H} (чел. ч.)									T_1 (чел.ч.)	
T_2^{H} (чел. ч.)									T_2 (чел.ч.)	
$T_{\text{ТР}}^{\text{H}}$ (чел. ч. /1000 км)									$T_{\text{ТР}}$ (чел. ч. /1000км)	
$L_{\text{КР}}^{\text{H}}$ (км)									$L_{\text{КР}}$ (км)	
$D_{\text{ТО и ТР}}^{\text{H}}$ (дн/1000 км)									$D_{\text{ТО и ТР}}$ (дн/1000 км)	
$D_{\text{КР}}^{\text{H}}$ (дн)									$D_{\text{КР}}$ (дн)	

Приложения к задаче 6

Таблица 1 – Нормативы ресурса и пробега до КР подвижного состава, трудоемкости ТО и ТР для 1 категории эксплуатации (по ОНТП-01-91)

Подвижной состав	Ресурс или пробег до КР не менее, тыс. км	Нормативная трудоемкость			
		ЕО, чел.ч. T_{EO}^H	ТО-1, чел.ч. T_1^H	ТО-2, чел.ч. T_2^H	ТР, чел.ч./1000 км
Автомобили грузоподъемностью:					
свыше 5 до 8 (карб)	450	0,30	3,6	14,4	3,4
свыше 6 до 8 (диз.)	300	0,35	5,7	21,6	5,0
свыше 8 до 10	300	0,40	7,5	24,0	5,5
свыше 10 до 16	300	0,50	7,8	31,2	6,1

Таблица 2 – Коэффициент корректирования нормативов в зависимости от условий эксплуатации – K_1^*

Категория условий эксплуатации	Нормативы		
	периодичность ТО	удельная трудоемкость ТР	пробег до кап. ремонта
1	1,0	1,0	1,0
2	0,9	1,1	0,9
3	0,8	1,2	0,8
4	0,7	1,4	0,7
5	0,6	1,5	0,6

Таблица 3 – Коэффициент корректирования нормативов в зависимости от модификации подвижного состава и организации его работы - K_2

Модификация подвижного состава и организация его работы	Нормативы	
	трудоемкость ТО и ТР	пробег до капитального ремонта
Базовый автомобиль	1,00	1,00
Седельный тягач	1,10	0,95
Автомобиль с одним прицепом	1,15	0,9
Автомобили с двумя прицепами	1,20	0,85

Таблица 4 - Коэффициент корректирования нормативов в зависимости от природно-климатических условий - $K_3 = K_3^I \cdot K_3^{II}$

Характеристика Района	Нормативы		
	периодичность ТО	удельная трудоемкость ТР	пробег до КР
Коэффициент K_3^I			
Умеренный	1,0	1,0	1,0
Умеренно теплый, умеренно теплый влажный, теплый, влажный	1,0	0,9	1,1
Жаркий сухой, очень жаркий сухой	0,9	1,1	0,9
Умеренно - холодный	0,9	1,1	0,9
Холодный	0,9	1,2	0,8
Очень холодный	0,8	1,3	0,7
Коэффициент K_3^{II}			
С высокой агрессивностью окружающей среды	0,9	1,1	0,9

Таблица 5 - Коэффициент корректирования нормативов трудоемкости ТО и ТР в зависимости от количества обслуживаемых и ремонтируемых автомобилей на ПТОР и количества технологически совместимых групп подвижного состава - K_5

Количество автомо- билей, обслуживае- мых и ремонтируе- мых на ПТОР	Количество технологически совместимых групп подвижного состава		
	менее 3	3	более
До 100	1,15	1,20	1,30
Свыше 100 до 200	1,05	1,10	1,20
Свыше 200 до 300	0,95	1,00	1,10
Свыше 300 до 600	0,85	0,90	1,05
Свыше 600	0,80	0,85	0,95

Таблица 6 - Нормативы простоя подвижного состава в ТО и ремонте (по ОНТП-01-91)

Подвижной состав	Нормативы простоя	
	ТО и ТР, дней/1000 км	КР, календарных дней
Грузовые автомобили грузоподъемностью, т:		
свыше 6 до 8	0,43	20
свыше 8 до 10	0,48	22
свыше 10 до 16	0,53	25

Контрольные вопросы

1. Что называется периодичностью ТО?
2. Приведите формулы расчета периодичности проведения ТО и пробега до КР.
3. Приведите формулы определения трудоемкости ТО.
4. Что характеризует коэффициент технической готовности автомобилей?
5. Что характеризует коэффициент использования автомобилей?

Приложение 1- Краткая техническая характеристика автомобилей

Основные параметры	Марка автомобиля				
	КамАЗ-5320	МАЗ-5434	КрАЗ 6437	Урал – 4320	ЗИЛ-131
Колесная формула	6К4	4К4	6К6	6К6	6К6
Масса, т	7,08	9,05	11,94	8,355	6,46
Высота автомобиля, м	2,63	3	2,6	3,525	2,48
База, м	2,65	2,60	2,65	2,525	3,350
Длина автомобиля, м	7,435	6,77	8,645	7,366	7,04
Количество передач вперед (назад)	5(1)	8(2)	5(1)	5(1)	5(1)
Скорость движения, км/час	80	70	66	65	80
Радиус колес, м	0,49	0,542	0,595	0,6	0,535
Мощность двигателя, кВт	154,4	176,6	235	154,4	98,8
Обороты, мин ⁻¹	2600	2100	2100	2600	3200
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	224	238	238	224	228
Передаточные числа Коробка передач Вперед					
1 передача	7,82	7,73;	5,26	6,17	7,44
2 передача	4,03	5,50	2,9	3,4	4,1
3 передача	2,5	3,94;	1,52	1,79	2,29
4 передача	1,53	2,8	1,0	1,0	1,47
5 передача	1,0	1,96;	0,66	0,78	1
назад	7,38	1,39	5,48	6,69	7,09
		1,0;			
		0,71			
		11,75;			
		2,99			
Раздаточная коробка высшая передача	-	1,193	1,41	1,3	1
низшая передача	-	-	2,28	2,25	2,08
Главная передача	7,22	2,67	8,21	8,9	7,339
Задний колесный редуктор	-	3,1	-	-	-
Передний бортовой редуктор	-	2,588	-	-	-
КПД трансмиссии	0,8	0,78	0,78	0,8	0,85

Снижение трибонапряженности спасательной техники [14]

В процессе работы машины значение имеет состояние поверхностей деталей, определяемое качеством их механической и термической обработки, твердостью, наличием смазочных материалов, окислов и пленок и другими факторами. Существенное влияние оказывает абсолютная величина нагрузки, воспринимаемая или передаваемая узлом или деталью. В условиях высоких скоростей движения одной детали относительно другой, больших удельных нагрузок, недостаточности смазочного материала изнашивание поверхностей трения происходит более интенсивно.

При высоком качестве механической обработки, оцениваемой чистотой поверхности и остаточными напряжениями в поверхностных слоях деталей, менее интенсивно протекает изнашивание, особенно в начальные периоды использования машин. Приработка деталей с относительно высоким классом чистоты поверхностей трения сопровождается незначительным образованием продуктов изнашивания, умеренным повышением температуры и заканчивается в течение короткого времени. Но не для всех сопряжений необходимо иметь детали, поверхности трения которых обработаны по очень высокому классу чистоты. Для конкретных условий работы деталей наиболее оптимальной считается определенная шероховатость поверхностей трения, снижение которой приводит к изменению характера и интенсивности изнашивания. Поэтому сначала может быть повышенная интенсивность изнашивания деталей, обработанных по требованиям высокой чистоты поверхностей, с постепенным понижением интенсивности до величины, соответствующей оптимальной шероховатости поверхности. В этой связи не следует обрабатывать детали по необоснованно высокому классу чистоты, приводящему к повышению затрат на изготовление и не оказывающему существенного влияния на уменьшение интенсивности изнашивания.

Предельные износы и долговечность деталей машин

Изнашивание деталей машин приводит к изменению их геометрических размеров или накоплению усталостных повреждений. В сопряжениях деталей увеличиваются зазоры, вызывающие ухудшение работы отдельных узлов и агрегатов или машины в целом. По мере роста износа работа машины становится менее надежной, снижаются технико-экономические показатели ее использования. В одних случаях повышение износа сверх определенного значения вызывает существенное понижение прочности или жесткости деталей, в других обуславливает появление недопустимых динамических нагрузок.

К серьезным последствиям могут привести большие износы деталей крановых механизмов, обеспечивающих подъем груза или изменение вылета стрелы. Снижение прочности деталей этих механизмов в результате изнашивания ни в коем случае не должно приводить к падению груза или стрелы, а также к любым нарушениям условий безопасности труда обслуживающего персонала. Учитывая серьезность последствий из-за недостаточной прочности изношенных деталей крановых механизмов предельные износы зубчатых колес и шестерен в механизмах подъема груза и изменения вылета стрелы, грузовых канатов, крюков особо регламентируются "Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов" Ростехнадзора РФ. Предельный износ крюка в зеве не должен превышать 10 % первоначальной высоты сечения.

Для большинства зубчатых колес и шестерен в механизмах подъема груза и изменения вылета стрелы кранов уменьшение толщины зуба на диаметре делительной окружности не должно превышать 10 %, а для других механизмов кранов предельные износы зубьев допускаются до 20 – 25 % первоначального значения.

Под предельным износом понимают такие значения, которые соответствуют предельному состоянию изнашивающей машины или ее составных частей. Условно можно считать, что при увеличении износа детали сверх предельного характер процесса изнашивания изменяется и становится форсированным.

Нарушение нормального функционирования отдельных деталей погрузочно-разгрузочных машин приводит к неодинаковым последствиям. Обрыв грузоподъемного каната козлового или стрелового крана по характеру и серьезности последствия не может сравниться с разрушением реборды колеса, например, механизма передвижения козлового крана. Поэтому при установлении предельных износов необходимо руководствоваться различными соображениями. При назначении предельных износов большинства деталей погрузочно-разгрузочных машин следует принимать во внимание один из следующих критериев: безопасности труда, технический, экономический. Предельный износ деталей, удовлетворяющий требованиям обеспечения безопасной эксплуатации машин, выбирается с таким расчетом, чтобы его превышение не приводило к нарушению условий безопасности труда, т. е. предусматривается запас прочности в зависимости от ответственности деталей.

Независимо от значения запаса прочности эксплуатация машин с износом деталей, превышающим установленные предельные значения, должна быть исключена. При обосновании предельных износов по показателю безопасности труда каждая ответственная деталь погрузочно-разгрузочной ма-

шины должна быть проверена по условиям прочности исходя из того, что при достижении предельного износа необходимо обеспечивать нормальную работоспособность машины при номинальных режимах нагружения. Если расчетное значение предельного износа окажется ниже значения, установленного по другим соображениям, то за норму принимается это расчетное значение.

Техническими критериями при выборе предельных значений износов руководствуются в тех случаях, если срок службы деталей ограничивается наступлением форсированного их изнашивания. На основе технического критерия устанавливаются допустимые износы подшипников скольжения, деталей редукторов, используемых в механизме передвижения крана и др. Ограничение службы деталей в этом случае производится вследствие изменения характера изнашивания или нарушения нормального функционирования узла или агрегата. Согласно гидродинамической теории смазки жидкостное трение возникает в подшипниках скольжения только при строго определенном зазоре между вкладышем и валом. Значительное изменение зазора приводит к нарушению работы сопряжения. Для создания масляного клина, кроме нормального зазора, необходимо обеспечить соответствующую скорость вращения вала. Отклонение числа оборотов вала от определенного значения и изменение износа нарушают условия создания масляного клина, способствуя развитию естественного процесса изнашивания.

По мере роста зазора в сопряжении и достижения предельного износа процесс изнашивания становится форсированным. Этим моментом ограничивается срок службы сопряжения.

Экономический критерий оценки предельного износа примеряется для определения степени износа узлов или агрегатов, снижающего эффективность использования машины в целом. В результате изнашивания деталей машины ухудшаются ее экономические показатели до таких значений, ниже которых дальнейшая эксплуатация нецелесообразна. Ограничение времени использования машин с учетом понижения её эффективности служит основанием для установления предельных износов.

При работе двигателя внутреннего сгорания в результате износа деталей снижается эффективная мощность, увеличивается расход топлива и смазочного материала, падает производительность машины, повышаются эксплуатационные расходы. Возникает необходимость выбора такого срока службы двигателя, когда замена или ремонт его деталей были бы оправданными. Оценка времени работы двигателя проводится по экономическому критерию при сопоставлении затрат на дальнейшую эксплуатацию и выполнение ремонта.

Обосновывать предельно допустимые износы одних и тех же деталей мож-

но с использованием нескольких критериев. В этом случае окончательное решение принимают с учетом показателя, согласно которому предельный износ имеет меньшее числовое значение. Независимо от характера ограничения срока службы деталей предельный износ лимитируется фактором, оказывающим влияние первым по сравнению с другими факторами.

Оптимальная долговечность машины – это экономически обоснованный срок её эксплуатации до капитального ремонта или списания. Срок дальнейшей эксплуатации ограничен факторами:

- техническим состоянием;
- с экономической позиции;
- с позиции безопасности.

Оптимальное значение наработки (часов) до капитального ремонта или списания определяют формулой:

$$T_0 = \alpha+1 \sqrt{\frac{(\alpha + 1)C_a Z}{\alpha \omega}},$$

где C_a – себестоимость машины;

Z – коэффициент перехода от себестоимости машины к стоимости её приобретения;

ω – эмпирическая величина, зависящая от условий эксплуатации, уровня безотказности и ремонтпригодности машины.

При определении оптимальной долговечности машины следует учесть её моральный износ. Это явление обусловлено техническим прогрессом.

Согласно действующим государственным стандартам различают трение без смазочного материала и трение со смазочным материалом. Первый вид трения наблюдается при эксплуатации тормозных систем, фрикционных соединительных муфт и других устройств, передающих или гасящих крутящий момент с использованием сил внешнего трения. Второй вид трения встречается в подшипниках скольжения, имеющих номинальный радиальный зазор при определенной скорости вращения вала. Слой смазочного материала за счет гидродинамических свойств воспринимает радиальную нагрузку от вала и поддерживает его без соприкосновений с поверхностью вкладыша.

Влияние смазки на поверхностное изнашивание

При трении со смазочным материалом создаются наиболее благоприятные условия для повышения срока службы деталей в сопряжениях машин. Из-

нашивание деталей протекает относительно равномерно с низкими скоростями. Достигать такого положения можно только в результате своевременного проведения смазочных операций. Влияние смазки на долговечность работы детали показано на рисунке 15.

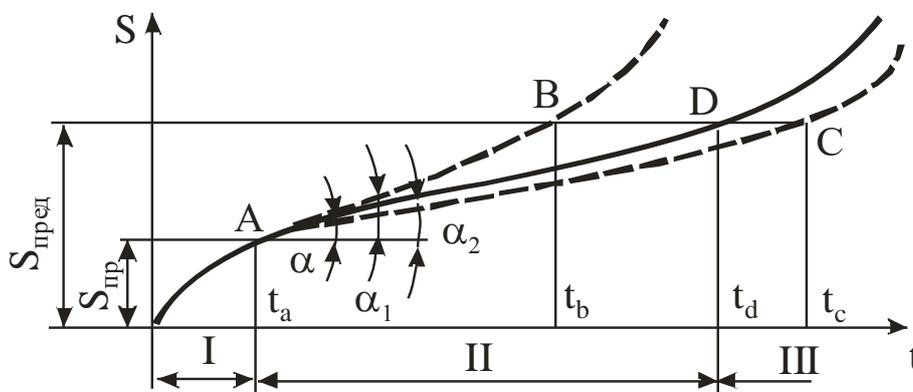


Рис. 15

После окончания приработки деталей за точкой A начинается участок II, соответствующий нормальному периоду эксплуатации. Если работа сопряжения происходит в средних условиях смазки, то интенсивность изнашивания равна $tg\alpha$. Период форсированного изнашивания начинается в точке D по истечении времени t_a . Если условия смазки неудовлетворительны, то изнашивание протекает с повышенной скоростью: $tg\alpha_1 > tg\alpha$. Нормальный период работы сопряжения сокращается на $(t_a - t_b)$. С улучшением условий смазки сопряжения скорость изнашивания деталей уменьшается: $tg\alpha_1 < tg\alpha$, а срок службы достигает максимального значения t_c . Форсированный процесс изнашивания приобретает после точки C , соответствующей окончанию срока службы деталей при наиболее благоприятных условиях смазки. Период работы деталей сопряжения в результате удлиняется в сравнении со средним значением на $(t_c - t_a)$. Условно можно считать, что участку нормального периода эксплуатации при правильном режиме смазки соответствует жидкостное трение. Ухудшение смазки приводит к нарушению условий жидкостного трения, в результате чего наблюдаются повышенное изнашивание и сокращение сроков службы деталей.

Макромеханизм жидкостного трения

Между металлическими поверхностями элементов трибосистем могут образовываться прочные соединения. Их разрыв осуществляется разными способами: в плоскости соединения, вырыванием более прочного металла, а также отрывом менее прочного металла и прилипанием его к более прочному металлу. При любой форме взаимодействия сопряженные поверхности подвержены

процессу изнашивания, который обычно проходит три стадии: приработка, с высокой, но постепенно убывающей скоростью износа; установившийся износ – скорость изнашивания небольшая и примерно одинаковая; катастрофический износ. Смазочный материал является сильным препятствием изнашиванию поверхностей трущихся деталей. В соответствии со стандартной терминологией, жидкостная (гидродинамическая) смазка возникает при полном разделении поверхностей трения, осуществляемом в результате давления, возникающего в слое смазочного материала при относительном перемещении трущихся поверхностей. В слое смазочного материала возникает внутреннее трение, определяемое, в основном, вязкостью этого материала.

Согласно теории гидродинамической смазки, основателем которой считают Н.П. Петрова, для получения жидкостного трения необходимо наличие условий: зазор между скользящими поверхностями должен иметь клиновидную форму; смазочный материал должен заполнять зазор и непрерывно поступать в требуемом количестве; скорость относительного перемещения одной из поверхностей должна быть такой, чтобы в масляном слое создавалось внутреннее давление за счет заклинивания смазочного материала; смазочный материал должен полностью разделять контактирующие поверхности. Вязкую жидкость, текущую по твердой поверхности, можно представить состоящей из тонких слоев. Тогда, при простом сдвиге, геометрические точки движутся по параллельным прямым, не испытывая вращения.

Если рассматривать элементарные объемы жидкости, то, кроме поступательного движения, они еще и вращаются относительно их первоначального положения, образуя вихри. Свойства жидкости таковы, что ее течение невозможно без вращения элементарных объемов.

М. Рейнер приводит пример из повседневной жизни, когда разливают чай из чайника: струя имеет тенденцию течь не по баллистической кривой, а течет либо по нижней части носика чайника, либо по "антибаллистической" кривой. Это не является следствием "прилипания" жидкости, потому что, когда носик чайника покрыт слоем водоотталкивающего материала, характер течения струи не меняется. М. Рейнер назвал такое явление "teapot-эффектом" (1956 г): вращение элементарных объемов текучей жидкости не математическая абстракция, а физическая реальность.

Вследствие кинетической энергии вращения вихрей появляются силы воздействия объемов жидкости на твердую поверхность. Завихрения образуются не только в случае простого сдвига, но и при обтекании жидкостью различных неровностей, причем завихрения жидкости способствуют обтеканию неровностей.

Во впадинах микронеровностей движение жидкости пульсирующее, вих-

ревое, оно периодически изменяет свои параметры. Для образования вихрей в потоке жидкости необходимо наличие градиента скоростей, который характеризуется интенсивностью энергообмена во взаимодействующих средах.

Размеры вихрей определяются величиной градиента, свойствами и параметрами среды и условиями их возникновения: свободная среда или ограниченная твердой поверхностью.

По мере уменьшения толщины пограничного слоя, что имеет место при увеличении скорости потока, обтекающего твердую поверхность, наибольшие возможные размеры вихрей сокращаются и в пределе оказываются равными размерам впадин неровной поверхности. Это может относиться как к макро-, так и к микронеровностям.

Силовое воздействие движущейся жидкости на поверхность определяется характером и параметрами движения во впадинах. Эрозионное разрушение материала происходит именно в результате взаимодействия с ним вихревых объемов, возникающих у поверхности. Жидкость во впадине приходит во вращательное движение, а внешние вихри, срываясь с вершин бугорков, проникают во впадину, увеличивая количество находящейся там жидкости, что в определенный момент нарушает состояние ее равновесия с внешним потоком. В результате происходит выброс избытка масс.

Около неровностей неоптимальной формы при движении основного вихря образуются вторичные вихри. Они, взаимодействуя с потоком, сглаживают неровности. В процессе эрозионного разрушения бугорки шероховатой поверхности приобретают оптимальную форму – округлую, которой соответствуют меньшие потери энергии. Вихревое движение происходит даже вблизи кавитационных пузырьков. Когда течение воздушных пузырьков в воде происходит при частоте, близкой к резонансной, потоки могут достигать скорости до 50 м/с. Основываясь на приведенных материалах, в 1995-м году ***была выдвинута гипотеза о том, что теория гидродинамической подъемной силы масляных клиньев требует дальнейшего анализа и развития, что в процессе жидкостного трения из смазочного материала путем завихрения образуются микросферы, упругие свойства которых и создают значительный положительный эффект*** (автор гипотезы – Титенок А.В.). В развитие этой гипотезы получено несколько патентов на изобретения и с использованием теории показан потенциальный положительный эффект.

В смазочном материале постоянно в определенном для конкретных условий количестве содержатся частицы износа. Они делают смазочный материал более вязким. На вязкость жидкости влияют форма, размер и масса частиц, их концентрация; термодинамические условия, в которых работает система; наличие электростатических, магнитных или других полей. Различают три области

зависимости вязкости от концентрации частиц.

Область собственной вязкости – очень разбавленные жидкости, в которых вязкость аддитивна, суммируется из вкладов каждой суспендированной частицы. В разбавленных суспензиях рассматривают нелинейную зависимость вязкости от концентрации частиц. Эта зависимость обусловлена гидродинамическим взаимодействием между частицами, которое приводит к существованию критической концентрации. При концентрациях, меньших критической, суспендированные частицы кинетически независимы.

Взаимодействие между частицами резко увеличивается при больших концентрациях и приобретает первостепенное значение. Вязкость суспензии несферических частиц зависит от их ориентации относительно направления скорости течения жидкости. Она обусловлена вращением частиц по направлению течения, наличием барьеров, препятствующих свободному вращению. Удлиненные частицы образуют центры турбулентности.

Гидродинамическое взаимодействие удлиненных частиц гораздо сильнее, чем у частиц, имеющих форму сферы, оно возрастает по мере отклонения от шарообразной формы.

Вязкость

Течение жидкости может быть либо турбулентным, либо ламинарным. Изначально предполагали, что скольжение жидкости по поверхности тела не зависит от поверхностной характеристики тела. Кулон первым поставил этот тезис под сомнение, наблюдая за постепенным затуханием колебаний горизон-

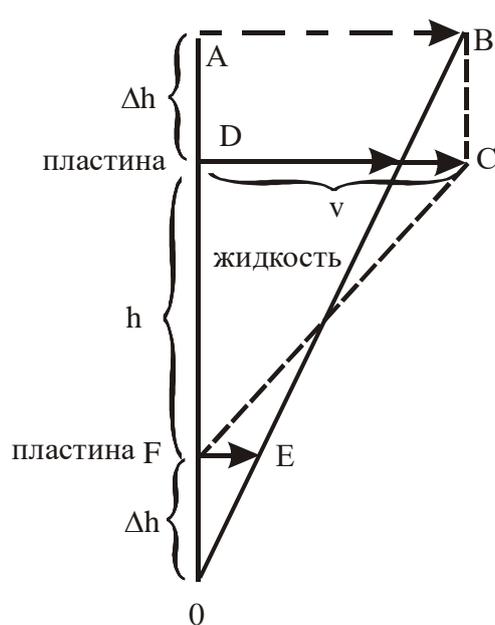


Рис. 16.

тального диска, подвешенного на нити и помещенного в жидкости. Кулон доказал, что при незначительной шероховатости поверхностей, в сравнении с расстоянием между ними, затухание носит элементарный характер, так как эти параметры несопоставимы. На эффект затухания влияет также состояние поверхностей, например смачиваемые они или несмачиваемые жидкостью. Пусть между пластиной и несмачивающей ее жидкостью появляется скольжение. Тогда скорость частиц жидкости, прилегающей к пластине будет меньше скорости жидкости. Уменьшение градиента скорости будет тем больше, чем сильнее скольжение.

Определим это скольжение из рис. 16, продолжив прямолинейный про-

филь скоростей $DCbFE$ вверх и вниз до достижения скоростей соответственно V_{AB} (вверху) и V_0 (внизу). Расстояния Δh вверху и внизу характеризуют влияние скольжения. Уменьшение из-за скольжения градиента скоростей в зазоре между пластинами, следовательно, и силы трения, будет равно $(h/(h+2\Delta h))$. Если h много больше Δh , то влияние скольжения будет незаметным.

Опыты показали, что в жидкостях, даже не смачивающих пластинку, например, в случае ртути и стекла и при Δh меньше микрона, скольжение будет оказывать влияние только при трении жидкости в капиллярах.

Д. М. Толстой определил, что большее по величине скольжение может наблюдаться между твердой стенкой и консистентными смазками, по своим свойствам занимающими положение, промежуточное между жидкостями и твердыми телами.

Гаген (Hagen, 1839 г.) первым исследовал законы ламинарного течения в трубе и сделал очень интересное предположение, состоящее в том, что распределение скоростей по толщине капилляра представлено треугольной эпюрой с вершиной по оси капилляра (рис. 17,а – неверное; рис. 17,б – верное), в отличие от треугольного распределения, еще много лет предполагаемое некоторыми учеными, например, Фройндлихом и Шалеком (Freundlich, Schalek – 1924 г.).

Для правильного определения распределения скорости исходят из определения градиента скорости – неизвестной функции от радиуса r . Оказалось, что распределение скорости параболическое (рис. 17,б). Наибольшая скорость – на оси (при $r = 0$). Она определяется по формуле:

$$V_0 = (\Delta p R^2) / (4l\eta), \quad (3.1)$$

где Δp – перепад давления, отнесенный к единице площади; l , R – длина и радиус цилиндра; η – коэффициент пропорциональности.

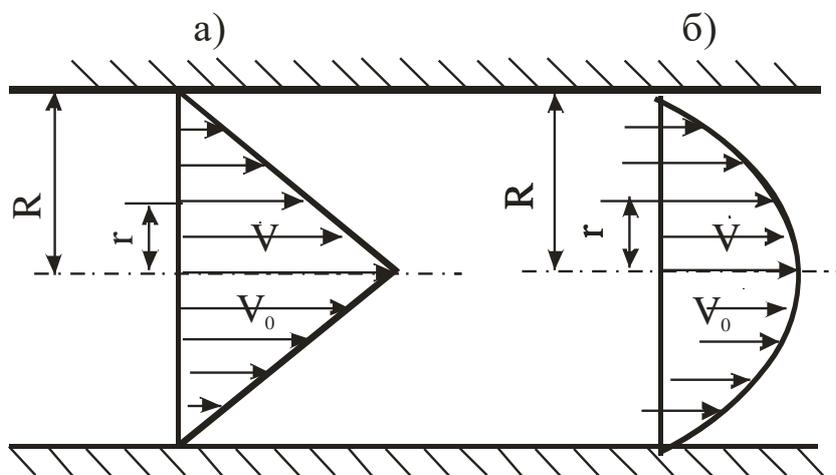


Рис. 17

Рассмотрим относительное перемещение двух параллельных пластин. Пусть сила трения F_{mp} пропорциональна градиенту скорости (dv/dz) жидкости в зазоре между пластинами и равномерно распределена по всем участкам поверхности каждой пластины, т.е., действует на любой участок пропорционально его площади с коэффициентом пропорциональности η :

$$F_{mp} = \eta A (dv/dz). \quad (3.2)$$

Это закон жидкостного трения.

Коэффициент η зависит от природы жидкой среды и от температуры. Его называют коэффициентом внутреннего трения (вязкостью жидкости).

- *Вязкость – это тангенциальная сила, приложенная к единице поверхности сдвигаемого слоя:*

$$\eta = (F_{mp}/A)(dv/dz) \quad (3.3)$$

– *физический смысл вязкости.*

Определенная в таком опыте вязкость называется *динамической вязкостью*. В СИ она имеет размерность – масса×длина×время⁻¹ (Н·с/м², или Па·с) и в таком виде используется при расчете подшипников. Динамическая вязкость распространенных смазочных масел соотносится с вязкостью в единицах СГС в диапазоне 2...400 сПз (сантипуаз). (Пуаз – название в честь фр. ученого Пуазейля). На практике удобно использовать понятие *кинематической вязкости*

$$\nu = \eta/\rho, \quad (3.4)$$

где ρ – плотность смазочного материала. В СИ кинематическая вязкость, как и температуропроводность, измеряется в м²/с. В СГС она измеряется в стоксах (англ. ученый Стокс) – 1Ст = 1 см²/с. 1сСт – это кинематическая вязкость воды при комнатной температуре.

Измерение вязкости

В лабораторной практике закон Пуазейля дает наиболее простой и точный способ измерения коэффициента внутреннего трения жидкостей. Почти все определения динамической вязкости в лабораторных условиях можно выполнить с применением приборов, в которых исследуемая жидкость течет по капиллярам определенного сечения. Используют формулу:

$$Q = (\pi r^2 \Delta p) / (8l\eta), \quad (3.5)$$

где Q – расход жидкости, т.е., ее объем, протекающий в единицу времени; r , l –

радиус и длина капилляра; Δp – перепад давлений на его концах; η – вязкость жидкости.

Схема одного из таких приборов – капиллярного вискозиметра представлена на рис. 18. Это двухколенная трубка с двумя расположенными в обоих коленах на разных уровнях расширениями в виде одинакового размера шариков *A* и *B*. Выше и ниже верхнего шарика *A* имеются сужения – в местах *a* и *b*. В левом колене под шариком *A* впаиван капилляр. Исследуемая жидкость засасывается в вискозиметр так, что занимает заштрихованный объем.

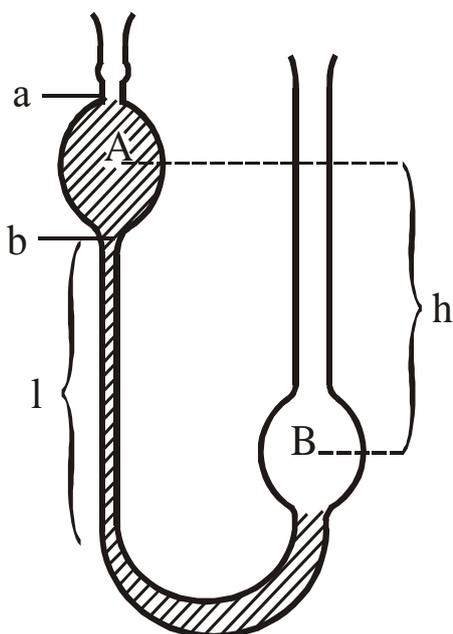


Рис. 18

Отключая засасывающее приспособление, наблюдают течение жидкости под влиянием собственного веса, стремящегося сравнять уровни жидкости в обоих коленах сосуда. При этом замечают время t , затрачиваемое мениском жидкости, в левом колене для того, чтобы спуститься от сужения *a* до *b*. Зная емкость вискозиметра между сужениями *a* и *b* для ее на время истечения t , находят объемную скорость истечения Q .

Перепад давления Δp , под действием которого происходит течение жидкости, вычисляется по разности уровня жидкости в обоих коленах вискозиметра. Если длина l и радиус r капилляра известны, то при помощи формулы (3.4) легко рассчитать вязкость жидкости. Трудно подобрать капилляр так, чтобы сечение его по всей длине было строго одинаково; кроме того, часть сопротивления движению жидкости зависит от трубок, присоединенных к капилляру. Все это затрудняет непосредственное определение вязкости по формуле (3.5). Если в приборе этого типа измерена при определенной температуре вязкость жидкости, например воды, то определение вязкости других жидкостей можно вести в любом капиллярном вискозиметре, пренебрегая этими трудностями, следующим образом. Заменяя в уравнении (3.5) Q через V/t , можно после простых преобразований получить уравнение

находят объемную скорость истечения Q .

Из этого уравнения следует, что произведение перепада давления Δp , под которым происходит течение жидкости, на время истечения t будет для прибора данных размеров пропорционально вязкости жидкости. Таким образом, можно эту формулу переписать так:

$$\eta = \pi r^4 \Delta p t / (8 l V), \quad (3.6)$$

Из этого уравнения следует, что произведение перепада давления Δp , под которым происходит течение жидкости, на время истечения t будет для прибора данных размеров пропорционально вязкости жидкости. Таким образом, можно эту формулу переписать так:

$$\eta = C\Delta pt, \quad (3.7)$$

где $C = \eta_e / (\Delta pt) = \text{const}$ для данного прибора, не зависящая от природы жидкости (η_e – вязкость воды).

Если произвести опыт с водой, вязкость которой была ранее измерена с большой точностью и определить постоянную C , то прибор проградуирован, и им можно пользоваться для определения вязкости любой другой жидкости. Если надо измерить вязкость жидкости при разных температурах, то такой капиллярный вискозиметр погружают в сосуд с водой, в котором температура может меняться и поддерживаться на любом требуемом уровне. Таким способом было произведено измерение вязкости большого числа химических соединений при различных температурах. Основным результатом, который при этом следует отметить, это то, что вязкость всех без исключения жидкостей с повышением температуры убывает, в особенности быстро убывает вязкость с температурой для очень вязких жидкостей, к которым принадлежат смазочные масла.

Известно много современных методов измерения кинематической вязкости жидкостей, например, у смазочных материалов ее определяют по ГОСТ 33-2000 (ИСО 3104-94). Этот стандарт предполагает метод определения кинематической вязкости, заключающийся в измерении времени истечения определенного объема жидкости под действием силы тяжести через калиброванный стеклянный капиллярный вискозиметр. Для вискозиметров используют стекла с малым коэффициентом температурного расширения. Результаты определения кинематической вязкости применимы к ньютоновским жидкостям, для которых напряжение сдвига пропорционально скорости деформации, а вязкость не зависит от касательного напряжения и градиента скорости. Капиллярные вискозиметры выпускают нескольких типов для различных диапазонов вязкости масла.

На рис. 19 показан прибор для определения кинематической вязкости смазочного материала (масла) с вискозиметром Пинкевича (1 – термометр; 2 – мешалка; 3,4 – колена; 5 – отводная трубка; 6 – расширение; 7 – резиновая груша; 8 – электронагреватель; 9 – капилляр вискозиметра; 10 – термостатирующая жидкость; M_1, M_2 – метки).

Вязкость определяют следующим обра-

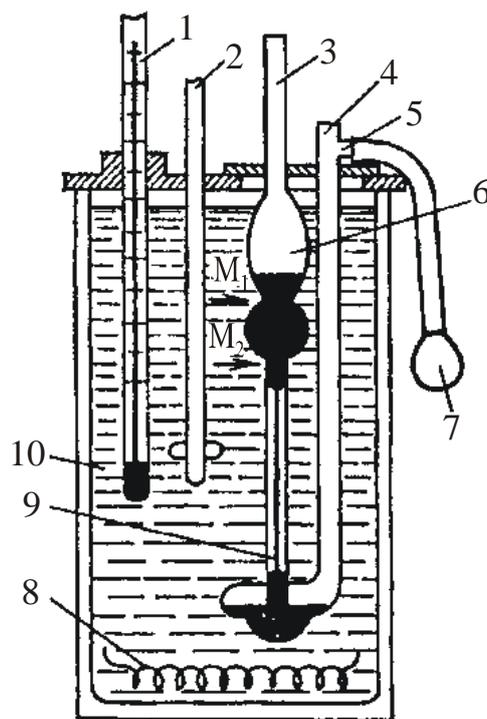


Рис. 19

зом. На отводную трубку 5 вискозиметра надевают резиновую трубку. Затем, зажав пальцем колено 4и перевернув вискозиметр, погружают колено 3в смазочный материал и засасывают его до метки M_2 при помощи резиновой груши. Когда уровень смазочного материала достигнет метки M_2 , вискозиметр вынимают и переворачивают.

Снимают с конца колена 3избыток смазочного материала. Затем на этот конец надевают резиновую трубку и устанавливают вискозиметр в термостат так, чтобы расширение находилось ниже уровня термостатирующей жидкости. Засасывают нефтепродукт в колено 3примерно на $1/3$ высоты расширения б. Сообщив колено 3с атмосферой, измеряют время перемещения мениска нефтепродукта от метки M_1 до метки M_2 . Рассчитывают кинематическую вязкость ν ($\text{мм}^2/\text{с}$) испытуемого смазочного материала по формуле

$$\nu = C t , \quad (3.8)$$

где C –калибровочная постоянная вискозиметра, $\text{мм}^2/\text{с}^2$ (сСт/с);

t – среднее арифметическое значение времени истечения, с.

Виды смазки

В практике эксплуатации различных машин может встречаться несколько видов смазки, обеспечивающих понижение интенсивности изнашивания их деталей. При этом под смазкой понимают действие смазочного материала, в результате которого между двумя поверхностями уменьшается сила трения и интенсивность изнашивания. Различают следующие основные виды смазки:

- газодинамическую и газостатическую, гидродинамическую и гидростатическую, упруго-гидродинамическую, граничную и полужидкостную – по виду разделения поверхностей смазочным слоем;
- газовую, жидкостную, твердую – по физическому состоянию смазочного материала.

Газовой называют смазку, при которой разделение поверхностей трения деталей осуществляется газовым смазочным материалом. Смазка этого вида для сопряжений дорожно-строительных и подъемно-транспортных машин не характерна.

При наличии между деталями жидкостной смазки имеет место полное разделение поверхностей трения, осуществляемое жидким смазочным материалом. Жидкостную смазку используют для некоторых типов опор скольжения, подшипников и редукторов дорожно-строительных и грузоподъемных машин. Сила трения в условиях жидкостной смазки определяется формулой

$$F_{тр.} = \eta A v / h, \quad (3.9)$$

где η – динамическая вязкость смазочного материала; A – номинальная площадь трущихся поверхностей; v – скорость относительного перемещения поверхностей; h – толщина слоя смазочного материала.

Если разделение поверхностей трения деталей выполняется твердым смазочным материалом, то такую смазку поверхностей деталей машин считают твердой. Такая смазка нашла ограниченное применение в сопряжениях дорожно-строительных и грузоподъемных машин, она является перспективной.

Гидростатической называют жидкостную смазку, при которой разделение поверхностей трения деталей, находящихся в относительном движении или покое, осуществляется в результате поступления жидкости в зазор между поверхностями трения под внешним давлением. Для этой смазки необходимы сложные системы подачи смазочного материала. Для дорожно-строительных и грузоподъемных машин ее применяют редко.

Гидродинамическая смазка – это жидкостная смазка, при которой полное разделение поверхностей трения осуществляется в результате давления, самопроизвольно возникающего в слое жидкости при относительном движении поверхностей.

Упругогидродинамическая смазка – это смазка, при которой характеристики трения и толщина пленки жидкого смазочного материала между двумя поверхностями, находящимися в относительном движении, обусловлены упругими свойствами материалов тел, а также реологическими свойствами смазочного материала. Реологические свойства определяют характер течения и деформации смазочного материала, обладающего структурной вязкостью, и, таким образом, характеризуют процесс формирования смазочной пленки в зазоре.

Полужидкостной называют смазку, при которой частично осуществляется жидкостная смазка. Полужидкостная смазка занимает промежуточное положение между жидкостной и граничной смазкой.

Граничной называют смазку, при которой трение и износ между поверхностями, находящимися в относительном движении, обусловлены свойствами поверхностей и свойствами смазочного материала, отличными от объемных.

В сопряжениях при изменении режима работы (температуры, скорости или давления) происходит плавный переход от смазки одного вида к смазке другого вида.

Характер трения поверхностей деталей машин и вид их смазки определяются не только количеством смазочного материала и его вязкостью, но и режимом работы узла трения. В зависимости от скорости относительного перемещения рабочих поверхностей, нагрузки и соотношения этих величин в сопряже-

нии может наблюдаться граничная полужидкостная или жидкостная смазка. Количественно режим работы сопряжения характеризует соотношение $\eta v / N$, (η – динамическая вязкость смазочного материала; N – нормальная нагрузка или давление).

Графической характеристикой трения рабочих поверхностей деталей в присутствии смазочного материала является так называемая диаграмма Герси–Штрибека, представляющая собой зависимость коэффициента трения f от параметра $\eta v / N$ – рис. 20. Максимальный коэффициент трения f_n соответствует нулевому значению параметра $\eta v / N$ при трении покоя. При сравнительно легких нагрузочном и скоростном режимах работы сопряжения на поверхностях трения деталей вследствие молекулярной адсорбции образуются и прочно удерживаются тончайшие слои смазочного материала. Толщина слоя смазочного материала в зоне трения настолько мала, что объемные реологические свойства масла как жидкости практически не проявляются. Таким образом, создаются условия, характерные для граничной смазки (рис. 20, зона I). Коэффициент трения в условиях граничной

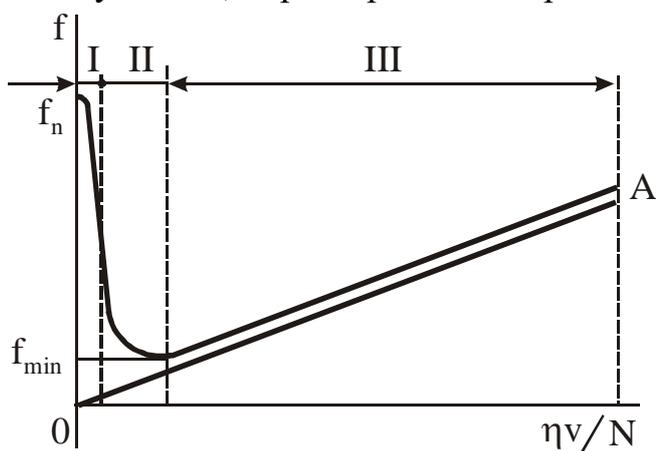


Рис. 20

смазки для металлических поверхностей приблизительно равен 0,1. Относительно высокий коэффициент трения объясняется наличием механического взаимодействия поверхностей. В таком режиме трения обычно работают опоры скольжения и некоторые элементы зубчатых передач.

При увеличении слоя смазочного материала, разделяющего поверхности трения, уменьшается механическое взаимодействие выступов неровностей. При этом снижается также молекулярная составляющая силы трения. В результате наблюдается значительное уменьшение коэффициента трения и создаются условия взаимодействия поверхностей, характерные для полужидкостной смазки. На диаграмме Герси–Штрибека эта область соответствует минимуму кривой (рис. 20, зона II). Полужидкостная смазка характерна для большинства зубчатых передач и подшипников качения.

В зоне III (рис. 20) твердые поверхности полностью разделены слоем смазочного материала, толщина которого значительно превышает высоту неровностей профиля. В этих условиях характер взаимодействия элементов сопряжения определяется объемными свойствами масла. Сопротивление относительно перемещению деталей сопряжения обусловлено внутренним трением смазочного материала. Коэффициент трения равен 0,01...0,05. Такие условия взаимодей-

ствия поверхностей характерны для жидкостной смазки и чаще всего встречаются в подшипниках скольжения, сопряжениях вал–втулка.

Жидкостная смазка обеспечивает устойчивый режим работы сопряжения. Увеличение коэффициента трения приводит к повышению температуры масла. Это вызывает снижение вязкости и, следовательно, параметра $\eta\nu/N$. Если условия работы при этом соответствуют зоне III (рис. 20), то уменьшение параметра $\eta\nu/N$ вызовет уменьшение коэффициента трения. Таким образом, режим работы восстанавливается. Увеличение коэффициента трения в зонах I или II также влечет за собой уменьшение параметра $\eta\nu/N$, значение которого и без того невелико. Это вызывает дальнейшее увеличение f и ухудшение условий работы сопряжения. Таким образом, граничная (зона I) и полужидкостная (зона II) смазки не обеспечивают устойчивого режима трения. Для достижения максимальной долговечности сопряжения необходимо стремиться к формированию условий жидкостной смазки и ее разновидностей (гидродинамической и упруго-гидродинамической смазки), что позволит значительно сократить энергетические затраты на преодоление сил трения и обеспечит наиболее стабильные условия взаимодействия деталей. Для сопряжений дорожно-строительных и грузоподъемных машин наиболее характерны гидродинамическая, упруго-гидродинамическая, полужидкостная и граничная смазки.

Гидродинамическая смазка

Как было отмечено, гидродинамическая смазка – это разновидность жидкостной смазки, при которой полное разделение поверхностей трения достигается в результате давления, самопроизвольно возникающего в слое жидкости при относительном движении поверхностей. Особенность этой смазки – наличие смазочной пленки между трущимися поверхностями деталей машин. Гидродинамическое давление в ней появляется в результате сопротивления нормальной нагрузке. Рассмотрим этот процесс (рис. 21).

Если жидкость втекает в зазор между двумя поверхностями, одна из которых неподвижна, то слой жидкости, непосредственно прилегающий к поверхности А, остается неподвижным, а прилегающий к поверхности В слой движется со скоростью v этой поверхности. Вследствие вязкости другие слои, занимающие промежуточное положение между двумя упомянутыми слоями, вовлекаются в движение. Это обстоятельство (вязкость и сцепление жидкости с поверхностями твердых тел) является необходимым условием для возникновения гидродинамического давления, но это условие не является достаточным. Для возникновения давления необходим сужающийся зазор между поверхностями, обеспечивающий изменение градиента скорости dV/dz , следовательно,

градиента напряжения сдвига dr/dz по длине пленки. Градиент давления также изменяется по длине пленки. Так как на обоих концах смазочной пленки давление равно атмосферному, в некоторой точке оно должно достигать максимума. Таким образом, вначале давление должно расти от входа (положительный градиент давления) до достижения им максимума, а затем снижаться (отрицательный градиент).

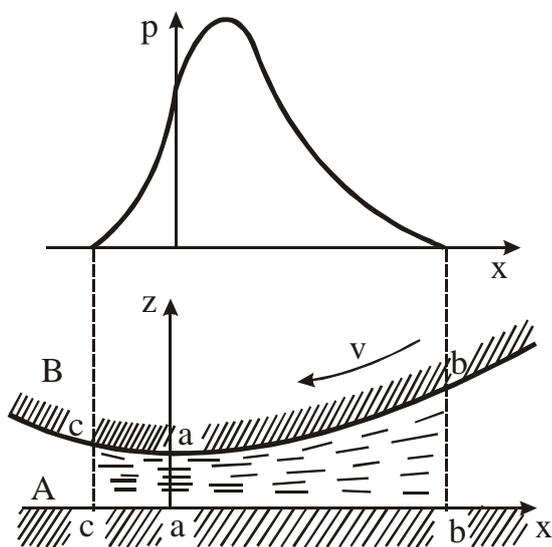


Рис. 21

Возникающее вследствие гидродинамического действия давление стремится уравновесить внешнюю нагрузку. Этот эффект известен под названием расклинивающего действия пленки и физически связан с условием непрерывности. Чтобы проиллюстрировать этот эффект, рассмотрим стационарное течение в объеме $bbcc$ на рис. 21. Количество жидкости, вытекающей через сечение bb , должно быть равно количеству, вытекающему через сечение cc , чтобы сохранялся стационарный характер потока. Площади сечений bb и cc различны, а гидродинамическое

давление должно возрастать, поэтому скорость потока остается постоянной. Давление затрудняет течение во входном сечении и облегчает его в выходном сечении.

Совершенно необязательно, чтобы зазор имел непрерывно изменяющийся профиль, как показано на рис. 21. Так, существует опора, называемая ступенькой Рэлея со скачкообразно изменяющимся профилем зазора. Интересно отметить, что Рэлей полагал ступенчатую форму зазора наилучшей по сравнению с другими конфигурациями. Если сопрягаемые поверхности параллельны, то гидродинамическое давление не может создаваться расклинивающим действием. Однако в двух случаях давление все же возникает.

Во-первых, когда жидкость, проходя через зазор, нагревается, например, за счет вязкого трения, и ее плотность снижается, а объемная скорость течения должна возрасти в силу действия условия непрерывности, которое требует, чтобы массовая скорость течения была постоянной. В результате в пленке развивается гидродинамическое давление. Этот эффект называется тепловым расклиниванием.

Второй случай возможен, когда одна из поверхностей движется по направлению ко второй. Жидкость сжимается и вытекает из зазора. Вязкость стремится воспрепятствовать выдавливанию жидкости, в результате чего создается гидродинамическое давление. Этот эффект известен как сжимающее дей-

ствие пленки. В реальных узлах трения одновременно могут действовать как расклинивающий, так и сжимающий эффекты. Рассмотрим теперь, как общие закономерности, описанные выше, проявляются в опорном подшипнике. На рис. 22 показано всплывание цапфы во вкладыше при увеличении скорости вращения вала вращения.

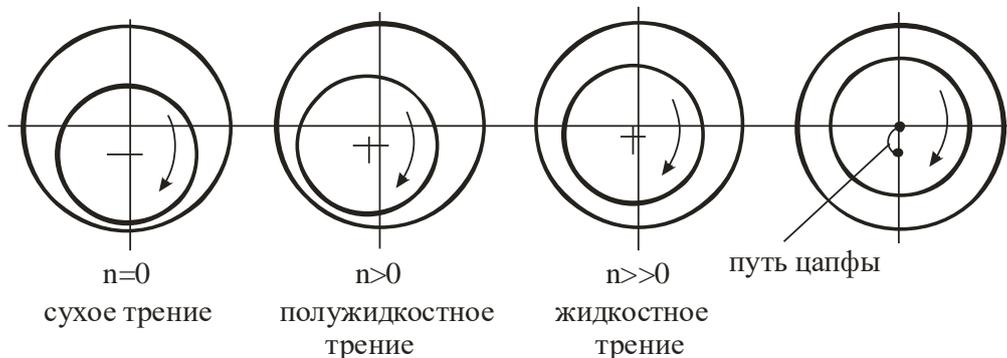


Рис. 22

С увеличением числа оборотов режим трения в подшипнике скольжения, у которого зазор целиком заполнен маслом, изменяется. При вращении цапфа затягивает масло в клиновидный зазор: верхние слои – в силу адсорбции, последующие – под действием трения, обусловленного вязкостью.

Под влиянием развивающегося в зазоре гидродинамического давления смазки цапфа отделяется от вкладыша и смещается как вверх, так и в направлении вращения, при этом коэффициент трения снижается до $f=0,05$. Конечно, прорывы масляной пленки гребешками неровностей здесь вполне вероятны. Если число оборотов значительно, то режим работы стабилизируется. Центр цапфы O_1 всплывает вверх, постепенно переставая смещаться в направлении вращения. Точки O и O_1 сближаются. При этом наступает режим чисто жидкостного трения и коэффициент трения постепенно снижается от 0,05 до 0,005 и ниже. При очень большой скорости вращения и незначительной постоянной по величине нагрузке на цапфу можно получить режим чисто гидродинамического равновесия вала в зазоре, заполненном маслом. При этом точки O и O_1 совпадают: коэффициент трения снижается до своего минимального значения, определяющегося вязкостью масла.

Однако такое положение цапфы неустойчиво, так как при идеальной соосности цапфы и вкладыша нарушается одно из основных условий возникновения несущей способности – масляный клин. Увеличение нагрузки мгновенно создает эксцентриситет цапфы в зазоре вкладыша и соответствующее повышение коэффициента трения f .

Теоретическая траектория центра шипа в отверстии вкладыша, как показал впервые проф. д.т.н. Е. М. Гутьяр (МИМЭСХ), представляет полуокружность, построенную на отрезке OO_1 , как на диаметре (рис. 23, а – траектории

центра шипа при увеличении числа оборотов вала по данным разных исследователей). Экспериментальные исследования обнаружили некоторые отступления от теоретической кривой, но в основном подтвердили правильность общей картины наблюдаемых явлений.

Характер изменения гидродинамического давления в смазочной пленке по окружности цапфы дан на рис. 23, б. Чтобы зазор между валом и вкладышем имел переменное сечение, вал должен быть расположен эксцентрично по отношению к вкладышу. Минимальная и максимальная толщины зазора расположены на прямой, проходящей через центры вала и вкладыша O и O' . Эта линия называется линией центров.

При вращении вала смазка сцепляется с его поверхностью и благодаря вязкости постоянно вовлекается в зазор, т. е. вал действует как насос, поддерживающий циркуляцию смазки. Как отмечено выше, гидродинамическое давление возникает в смазочной пленке за счет ее расклинивающего действия. Увлекаемая часть пленки, т. е. та ее часть, в которой возникает избыточное давление, расположена вблизи минимума зазора, сходящаяся часть которого длиннее, чем расходящаяся. В результате линия центров поворачивается по направлению вращения, так что вертикальные компоненты давления в пленке и сила трения, действующая на вал, уравнивают нагрузку на него, т.е. между линией центров и направлением приложения нагрузки существует некоторый угол давления.

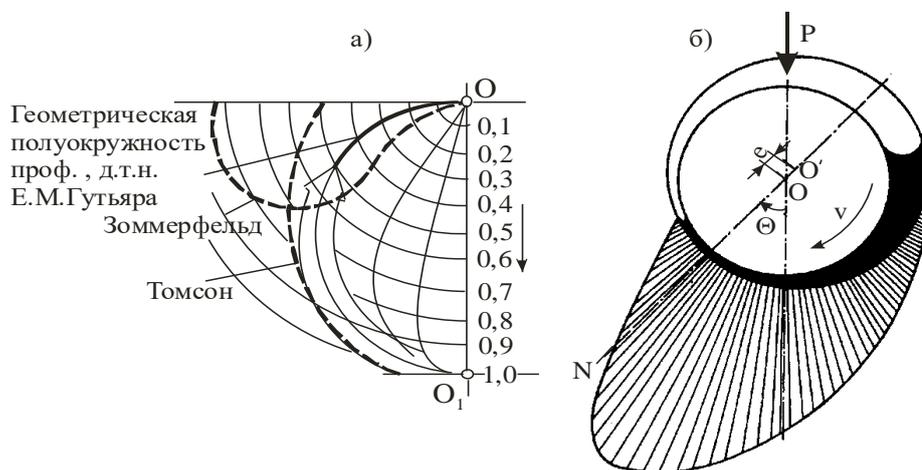


Рис. 23

Этот угол является функцией внешней нагрузки, скорости вращения, зазора, вязкости и т. д. Под действием только силы трения вал должен двигаться в противоположном направлении, как если бы он катился по поверхности вкладыша. Однако поворот линии центров в направлении вращения показывает, что гидродинамическое давление, являющееся косвенным следствием вязкости, оказывает большее влияние на вал, чем сила трения, являющаяся прямым следствием вязкости.

Вал лежит на смазочной подушке, когда равнодействующая гидродинамического давления становится равной внешней нагрузке. Эта равнодействующая называется нагрузочной способностью. Очевидно, что чем выше вязкость и скорость вращения, тем больше нагрузочная способность. В первом случае смазка практически не может вытекать в стороны и втягивается по направлению к узкому сечению зазора. Во втором случае большее количество смазки вовлекается в зазор. Увеличение относительного зазора $\varepsilon = c/R$ оказывает противоположное действие, поскольку в большом зазоре существует противоток смазки вследствие возрастания угла клина, и гидродинамическое давление развивается в малом сечении. Чем меньше минимальная толщина пленки, тем труднее смазке вытечь из зазора. Это приводит к возрастанию нагрузочной способности. Однако существует естественный нижний предел толщины, который должен превышать сумму высот неровностей на сопрягаемых поверхностях. Обычно средняя толщина смазочной пленки имеет порядок одной тысячной диаметра вала, в то время как максимальная и минимальная толщины пленки могут отличаться в 4...5 раз.

Условия, необходимые для обеспечения гидродинамической смазки, в 1883 г. были сформулированы Н.П. Петровым:

- смазочный материал должен удерживаться в зазоре между скользящими поверхностями деталей машин;
- в слое смазочного материала при относительном перемещении поверхностей должно появиться и поддерживаться давление, уравновешивающее внешнюю нагрузку, прижимающие друг к другу упомянутые поверхности;
- смазочный материал должен полностью разделять поверхности деталей машин;
- толщина слоя смазочного материала между этими поверхностями должна быть не меньше высоты их микронеровностей.

Петров предположил, что вал и вкладыш коаксиальны, а течение смазки подчиняется закону Куэтта.

Это предельный случай, соответствующий высокоскоростному или легко нагруженному валу. Этих предположений достаточно для расчета силы трения (они непригодны для оценки нагрузочной способности). Петров нашел точное решение задачи, используя общие уравнения гидродинамики. Пусть вкладыш неподвижен, а вал вращается с окружной скоростью $v = \omega R$, где ω – скорость вращения) – рис. 24. Если между валом и вкладышем имеет место ламинарное течение Куэтта, то распределение скорости по толщине смазочной пленки постоянной толщины c (c – зазор) является линейным. В этом случае градиент скорости равен v/c и, согласно определению вязкости, сопротивление трению на единицу площади равно

$$F/A = \eta v/h, \quad (3.10)$$

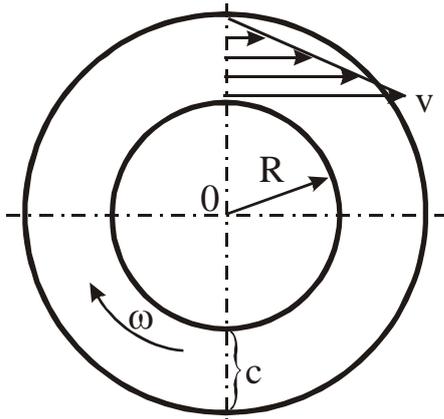


Рис. 24

где A – площадь опорной поверхности. Полная сила трения равна (уравнение Петрова).

$$F = \eta v A / c, \quad (3.11)$$

Коэффициент трения определяется давлением силы трения на нагрузку W . Так как площадь опорной поверхности равна $A = 2\pi RL$ (L – длина подшипника), то находим:

$$f = \pi \eta \omega R / (Wc). \quad (3.12)$$

Используется удельная нагрузка на подшипник – на единицу площади проекции вала ($P = W/2RL$), тогда

$$f = \pi \eta \omega R / (Pc). \quad (3.13)$$

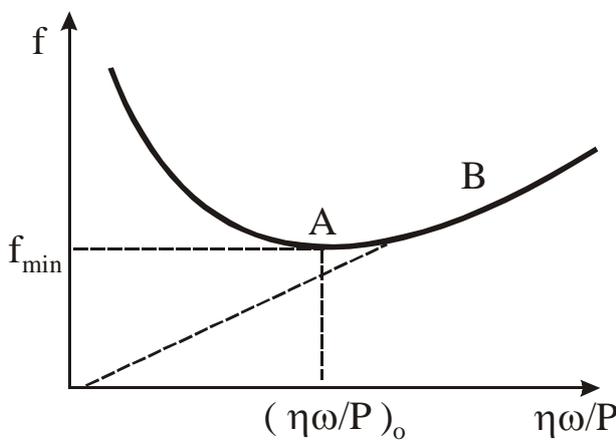


Рис. 25

Безразмерный комплекс $\eta\omega/P$ называют *числом Гумбеля*, т. е. коэффициент трения может быть представлен прямой линией (линия Петрова) (рис. 25 – диграмма трения). Уравнение (3.13) показывает, что коэффициент трения прямо пропорционален вязкости η и скорости вала ω и обратно пропорционален нагрузке P .

Кажется разумным использовать смазку с наименьшей вязкостью (в общем случае, с наименьшим числом Гумбеля) для снижения трения в подшипнике. Это не так, поскольку при снижении вязкости возрастает эксцентриситет, а минимальный зазор между поверхностями уменьшается. Наступает момент, когда наиболее высокие неровности поверхностей вступают во взаимодействие и происходит изменение механизма трения (точка **B** на рис. 25 – режим смешанной смазки). Начиная от точки **B**, зависимость f отклоняется от прямой линии Петрова и при определенном значении числа Гумбеля $(\eta\omega/P)_0$ достигает минимума. Минимальное значение коэффициента трения имеет порядок 0,001...0,005. Левее точки **A**, в которой достигается минимум,

коэффициент трения возрастает вследствие перехода от гидродинамической и смешанной смазки к граничной смазке и, наконец, к сухому трению.

Основной практический вывод, следующий из рассмотренной теории, заключается в том, что существует критическое значение $(\eta\omega/P)_0$, обеспечивающее минимальное трение. Нагрузка P и скорость и обычно выбираются в соответствии с предъявляемыми требованиями, и проблема заключается только в выборе наилучшей смазки. Оптимальная вязкость определяется соотношением

$$\eta = (\eta\omega/P)_0 (P/\omega) . \quad (3.14)$$

Это имеет большое значение для смазывания опорных подшипников. Важный практический результат, извлеченный Петровым из этой теории, состоит в том, что удалось обосновать замену слишком дорогих растительных масел более дешевыми минеральными маслами.

В процессе гидродинамической смазки между движущимися поверхностями деталей сопряжения образуется непрерывная пленка жидкости, значительно снижающая силы трения и минимизирующая изнашивание. Энергетические потери в процессе жидкостного трения поверхностей деталей, работающих в условиях гидродинамической смазки, обусловлены силами внутреннего трения смазочного материала и зависят от режима работы сопряжения (нагрузки, скорости и температуры); характера взаимодействия поверхностей (схемы фрикционного контакта); свойств смазочного материала (вязкости, плотности); шероховатости рабочих поверхностей деталей и физико-механических свойств их материалов.

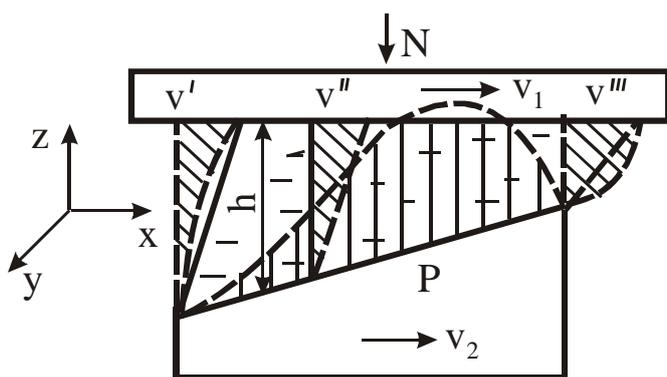


Рис. 26

Важнейшим условием существования гидродинамической смазки является возникновение внутреннего давления в слое смазочного материала. Для создания гидродинамического давления необходимо придать слою масла сужающуюся клиновидную форму (рис. 26). Из-за разницы значений входного и выходного зазора сопряжения в слое

смазочного материала произойдет перераспределение давления. В результате эпюры скоростей скольжения слоев смазочного материала на входе, в центре сопряжения и на выходе будут различными. Для зазора на входе эпюра скоростей v' приобретает вогнутый профиль, для центра v'' будет иметь линейный характер, а на выходе v''' – выпуклую форму. Площадь под каждой кривой распределения скорости по толщине слоя масла остается постоянной для любой

точки вкладыша в соответствии с условием неразрывности потока.

В аналитической форме связь между гидродинамическим давлением, возникающим в слое смазочного материала, и скоростью относительного перемещения поверхностей описывается дифференциальным уравнением Рейнольдса

$$\frac{1}{6} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \right] = (v_1 - v_2) \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial (v_1 - v_2)}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial \tau},$$

где x и y – координаты произвольно выбранной точки в жидкости; p – местное давление внутри слоя масла; η – абсолютная вязкость масла; h – толщина слоя смазочного материала; v_1 и v_2 – скорости перемещения верхней и нижней поверхностей соответственно; τ – продолжительность относительного перемещения поверхностей.

Уравнение Рейнольдса характеризует физическую сущность процесса гидродинамической смазки, и его широко используют при расчетах несущей способности смазочной пленки в подшипнике и сил трения, возникающих в сопряжениях. Правая часть уравнения представляет собой сумму трех слагаемых, описывающих влияние основных факторов на характер распределения и величину гидродинамического давления в слое масла.

Первое слагаемое характеризует влияние клина смазочного материала, образующегося вследствие не параллельности противоположащих поверхностей деталей. Это особенно важно при расчете радиального подшипника, подшипника с самоустанавливающимися вкладышами, а также опор скольжения, в конструкции которых допускается относительный перекос осей вала и втулки. Влияние клина на гидродинамическое давление в масле обусловлено формой жидкой пленки, описываемой отношением $\frac{dh}{dx}$, и скоростью относительного перемещения поверхностей, равной разности $(v_1 - v_2)$.

Второе слагаемое в правой части равенства Рейнольдса характеризует влияние растяжения поверхностей деталей сопряжения. Обычно при проведении инженерных расчетов сопряжений, состоящих из металлических деталей, рабочие поверхности считают гладкими и твердыми. В таких случаях влияние растяжения поверхностей на гидродинамическое давление смазки незначительно, и им можно пренебречь. Если одна или обе детали сопряжения выполнены из эластомерных материалов, то в процессе взаимодействия возникает относительное растяжение материала поверхности, влекущее за собой дополнительное приращение гидродинамического давления вследствие изменения скоростей v_1 и v_2 .

Третье слагаемое характеризует влияние сдвливания, обусловленное от-

носителем сближением поверхностей по нормали под действием постепенного статического, динамического нагружения или вибрации. Гидродинамический режим смазки в основном зависит от факторов, которые описываются первым и третьим слагаемыми. В результате решения уравнения Рейнольдса можно получить схему распределения гидродинамического давления и определить следующие важные показатели:

- несущую способность смазочной пленки подшипника

$$N = \int_0^{y_1} \int_0^{x_1} p(x, y) dx dy ;$$

- расход смазочного материала в направлении y

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} ;$$

- силу трения

$$F = \pm \int_0^{y_1} \int_0^{x_1} \frac{\eta v}{h} dx dy - \frac{1}{2} \int_0^{y_1} \int_0^{x_1} h \frac{\partial p}{\partial x} dx dy .$$

Здесь v – скорость относительного перемещения поверхностей, равная ($v_1 - v_2$).

При расчете силы трения, приложенной к поверхности, которая движется с меньшей скоростью, в последнем выражении принимают знак плюс. При расчете силы сопротивления перемещению поверхности, движущейся с большей скоростью, принимают знак минус.

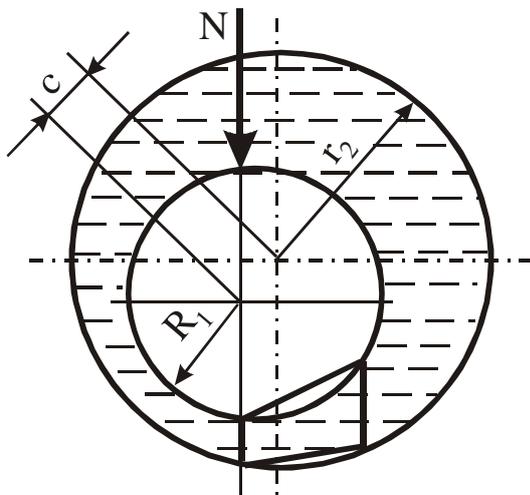


Рис. 27

При выводе выражения Рейнольдса приняты следующие допущения: жидкость, используемая в качестве смазочного материала, является ньютоновской, т. е. подчиняется законам классической механики; для ньютоновских жидкостей справедливо равенство $\partial v / \partial y = \tau / \eta$ (здесь y – координата, перпендикулярная плоскости, в которой расположена пленка; m — приложенное напряжение сдвига; v – скорость деформации пленки; τ – абсолютная вязкость); течение жидкости ламинарное; гравитационными и инер-

ционными силами пренебрегают; инерционные силы пренебрегают; инерционные силы пренебрегают.

ционными силами можно пренебречь; вязкость жидкости не меняется; жидкость несжимаема; толщина пленки мала по сравнению с другими размерами; скольжение смазочного материала относительно твердых поверхностей отсутствует; влиянием поверхностного натяжения можно пренебречь; давление жидкости постоянно по толщине пленки.

Допущения, сделанные при выводе математического описания процесса гидродинамической смазки, не позволяют учесть влияние температуры и давления на вязкость смазочного материала. Между тем вязкость масел значительно уменьшается с ростом температуры и увеличивается с ростом давления.

Условия постоянства вязкости, несжимаемости и принадлежности жидкости к классу ньютоновских при последующем уточнении первоначальной теории были исключены, однако это привело к существенному усложнению математического описания. Характер режима смазки зависит от схемы фрикционного контакта, определяемой конструкцией сопряжения. В радиальных подшипниках существует естественный смазочный клин (рис. 27).

При достаточно высоких скоростях в смазочном материале развивается внутреннее давление, уравнивающее внешнюю нагрузку, благодаря чему поверхность вала поддерживается на некотором расстоянии от втулки подшипника.

При расчетах подшипников (несущей способности смазочного слоя, режима смазки, показателей трения и изнашивания) для учета влияния режима работы сопряжения и вида смазочного материала на коэффициент трения обычно используют комплексный показатель, называемый числом Зоммерфельда $S_0 = p\psi^2/\eta\omega$, где p – давление, определяемое как отношение нормальной нагрузки к площади проекции подшипника, $p = N/2rL$, L – длина подшипника; ψ – параметр, характеризующий отношение радиального зазора к радиусу вала, $\psi = \varepsilon/r$; η – динамическая вязкость масла; ω – частота вращения, $\omega = v/r$. При числе Зоммерфельда $S_0 < 1$ коэффициент трения $f \sim \eta v L / N$, а при $S_0 > 1$ коэффициент $f \sim (\eta v L / N)^{1/2}$. Параметр $\eta v L / N$ является комплексной характеристикой режима трения и смазывания сопряжения и может быть использован в качестве абсциссы кривой Штрибека (рис. 20).

Упругогидродинамическая смазка

Условия работы сопряжений дорожно-строительных машин характеризуются широкими интервалами изменения скорости и давления, большими перепадами температуры, значительным изменением вязкости смазочных материалов. Рабочие поверхности деталей дорожных машин нельзя считать абсолютно твердыми и гладкими. Все это вызвало необходимость разработки упругогидродинамической теории смазки.

В тяжело нагруженных узлах машин, работающих со смазкой в условиях

точечного или линейного контактов, таких как подшипники качения и зубчатые передачи, могут возникнуть условия, при которых трение и толщина пленки между двумя телами, находящимися в относительном движении, определяются не только вязкостью смазки, но и упругими свойствами этих тел.

Более того, уже нельзя пренебречь зависимостью вязкости от давления и локальной температуры. Это происходит, когда деформация поверхности, вызванная большой нагрузкой, сравнима с толщиной гидродинамической пленки. В данном случае гидродинамическая теория смазки неприменима для описания поведения контакта, так как деформация поверхности в ней не рассматривается. Основным отличием упругогидродинамической смазки от гидродинамической является упругая деформация поверхностей детали в зоне контакта и, как следствие, переменная толщина пленки смазочного материала в зазоре.

Физический механизм взаимодействия поверхностей в условиях упругогидродинамической смазки можно представить следующим образом. При относительном перемещении рабочих поверхностей деталей в процессе трения качения или трения скольжения смазочный материал, адсорбированный поверхностями трения, оказывается зажатым в зазоре между ними. Высокое давление, действующее в зоне контакта деталей, вызывает увеличение вязкости смазочного материала. В центральной части зазора, заполненного смазочным материалом, вследствие упругой деформации участки контактирующих поверхностей почти параллельны. Поэтому скорость течения масла на этом участке почти постоянна. На выходе из зазора, в том месте, где прекращается упругая деформация поверхностей, величина зазора резко уменьшается, снижается толщина смазочной пленки. Свойство неразрывности потока обуславливает стремительное увеличение скорости прохождения объема смазочного материала через эту область. Резко возрастает гидродинамическое давление в слое смазочного материала.

Упругогидродинамическая теория смазки, разработанная Эртелем и Грубиным, дает адекватное описание эффектов упругой деформации и вязкости, зависящей от давления. Эта теория находится на границе между гидродинамикой и теорией упругости и охватывает одновременно решение гидродинамической задачи о течении смазки через узкий зазор (уравнение Рейнольдса для смазки) и контактной задачи для упругих тел (уравнение Герца для твердых тел). Здесь также должна быть учтена связь вязкости и давления (например, в виде уравнение Баруса).

Вязкость зависит от давления. Существует большое количество численных методов решения, которые позволили получить важные результаты и обеспечить прогнозирование работоспособности тяжело нагруженных узлов трения. Анализ системы уравнений и большого объема экспериментальных данных подтвердил тот факт, что упругогидродинамическое действие – это комби-

нированный гидродинамический и деформационный эффект. Действительно, смазка вовлекается в зазор между тяжело нагруженными телами, движущимися друг относительно друга.

Как и при гидродинамической смазке, толщина пленки и давление смазки определяются расклинивающим действием. Это высокое давление ответственно за упругую деформацию сопрягаемых тел и приводит к перераспределению нагрузки на большую площадь. В зоне контакта пленка имеет почти постоянную толщину, за исключением резкого сужения вблизи выхода из зазора. Сужение обусловлено тем, что, поскольку давление распределяется почти по закону Герца и вблизи выхода из контакта резко падает, то и вязкость смазки убывает, вызывая уменьшение толщины пленки (рис. 28).

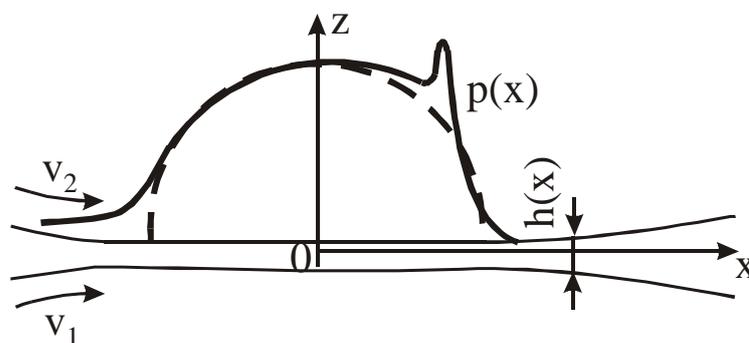


Рис. 28

Скорость истечения смазки резко возрастает в силу условия неразрывности течения. В результате возрастает гидродинамическое давление и возникает пик давления, иногда называемый пиком Петрусевича.

В области контакта высокое давление вызывает значительный рост вязкости смазки, ее нагрузочная способность возрастает. Высоковязкая смазка с трудом выжимается из зоны контакта через узкий зазор. Формирующаяся упруго-гидродинамическая смазочная пленка имеет толщину $0,1 \dots 10$ мкм. Оценка толщины пленки представляет значительный интерес, так как условием успешной работы упруго-гидродинамического контакта является то, что толщина пленки должна быть не меньше эквивалентной шероховатости сопрягаемых поверхностей. Рассмотрим известную формулу Доусона-Хиггинсона, являющуюся аппроксимацией численного решения упруго-гидродинамической задачи для двух цилиндров радиусами R_1 и R_2 (линейный контакт). Согласно этой теории, безразмерная толщина слоя смазочного материала равна

$$H_{min} = h_{min} / R = 2,65 \nu^{0,7} J^{0,54} W^{-0,13} .$$

Это уравнение связывает в безразмерной форме минимальную толщину пленки H_{min} с тремя безразмерными параметрами, а именно, скоростным параметром $\nu = \eta_0 \nu_e / ER$, материальным параметром $J = \alpha E$ и нагрузочным параметром $W = W' / ER$. Здесь R – эффективный радиус ($1/R = 1/R_1 = 1/R_2$); E – эффективный модуль упругости ($1/E = 1/E_1 = 1/E_2$); ν_e – скорость вовлечения смазки

($v_e = 0,5(v_1 + v_2)$); η_0 — динамическая вязкость при атмосферном давлении и рабочей температуре; α — пьезокоэффициент вязкости; W' — погонная нагрузка.

Смазочный материал находится в очень жестких условиях, так как, например, максимальное герцевское давление может достигать 3...4 ГПа, а скорость вовлечения смазки — 10 м/с. Время прохождения зоны контакта составляет около 10^{-4} с, а скорость сдвига — $10^7...10^8$ с $^{-1}$. Тепловыделение, обусловленное сдвигом, повышает температуру смазки на десятки и даже сотни градусов и увеличивает температуру сопрягаемых тел вблизи зоны контакта. В этом случае уравнение Баруса обычно модифицируют, включая в него вязкостно-температурный коэффициент. Основные особенности изотермического упругогидродинамического контакта остаются справедливыми. Среди них уравнение Доусона-Хиггинсона для оценки толщины пленки. Тем не менее, при расчете силы трения и энергетических потерь нельзя пренебрегать термическими эффектами. Наряду с высокими давлением и скоростью сдвига, они приводят к неньютоновскому поведению смазочного материала.

С ростом нагрузки и температуры и со снижением скорости качения шероховатость поверхности существенно влияет на трение и тепловое состояние подшипника. Толщина пленки становится переменной, на вершинах неровностей она очень мала. Отношение толщины пленки к комбинированной шероховатости поверхностей является мерой жесткости условий работы упругогидродинамического контакта. Здесь эффективная шероховатость равна

$$R_q = (R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2},$$

где R_{q1} и R_{q2} — среднеквадратические шероховатости контактирующих поверхностей. Так как $\Delta = h_{min}/R_q$, равное 2 или 3, что соответствует максимальной долговечности фрикционного контакта, в то время как при $\Delta < 1$ возможен переход к граничному трению.

Толщину пленки можно использовать как приближенный ориентир при расчете и конструировании тяжело нагруженных деталей машин, работающих со смазочным материалом. Увеличения толщины пленки можно добиться, увеличивая вязкость и ее пьезокоэффициент путем подбора смазочного материала и улучшения условий охлаждения; увеличивая скорость качения, размеры элементов трибосопряжения и жесткость материалов; снижая контактное давление. Чем больше толщина пленки, тем выше усталостная долговечность упругогидродинамического контакта и тем меньше износ, температура смазочного материала и энергетические потери.

Граничная смазка

Граничная смазка характеризуется тем, что трение и износ между поверхностями, находящимися в относительном движении, определяются свойствами поверхностей деталей машин и соприкасающегося с ними смазочного материала. Изменение геометрических параметров деталей вследствие износа также ведет к ухудшению условий смазки. В результате на поверхностях трения остается только тонкая пленка смазочного материала. Эта пленка, имеющая толщину всего в несколько молекулярных слоев, весьма прочно связана с металлической подложкой силами молекулярного взаимодействия и поэтому теряет свойства, присущие жидкости в большом объеме. Смазка, соответствующая таким условиям взаимодействия поверхностей, называется граничной. Она имеет следующие особенности:

- толщина слоя смазочного материала настолько мала, что между выступами неровностей противоположащих поверхностей существует механическое взаимодействие;
- из-за отсутствия объемных свойств жидкости в тонких смазочных слоях гидродинамические явления в зоне контакта несущественны;
- характер контактирования рабочих поверхностей при трении определяется поверхностными взаимодействиями между тонкими слоями граничных пленок смазочного материала и материалами деталей.

Таким образом, при граничной смазке трение обусловлено свойствами тонкого слоя жидкого смазочного материала, которые отличаются от свойств того же смазочного материала в объеме, и взаимодействием материалов поверхностей трения, смазочного материала и окружающей среды. Механизм граничной смазки по сравнению с механизмами смазки других видов сложен вследствие происходящих различных по своей физической природе процессов адсорбционного, физико-химического и механического взаимодействия. Адсорбционные и физико-химические процессы происходят на границе взаимодействия пленки масла с материалом детали. Механическое взаимодействие поверхностей трения обусловлено малой толщиной смазочного слоя.

Основное назначение граничной смазки состоит в создании между поверхностями трения пленки, способной уменьшить число прямых взаимодействий выступов неровностей контактирующих поверхностей деталей. Условия граничной смазки могут быть обеспечены не только с помощью жидкого или пластичного смазочного материала, но также и при использовании твердых смазочных материалов. Коэффициент трения в условиях граничной смазки f_{zc} представляет собой сумму трех слагаемых

$$f_{zc} = f_{mv} + f_{жс} + f_{np},$$

где f_{mv} , $f_{жс}$, f_{np} – составляющие коэффициента трения, обусловленные соответственно механическим взаимодействием твердых поверхностей, внутренним трением слоев смазочного материала и сопротивлением трения, вследствие пропахивания поверхности выступами неровностей при повреждении смазочной пленки.

Это выражение можно представить следующим образом:

$$f_{zc} = \alpha \sigma_{mv} / p + (1 - \alpha) \sigma_{жс} / p + f_{np}, \quad (3.15)$$

где α – доля номинальной площади, на которой происходит механическое взаимодействие рабочих поверхностей деталей; σ_{mv} – прочность на срез твердого материала детали; $\sigma_{жс}$ – сопротивление относительно перемещению слоев смазочного материала; p – среднее номинальное давление в зоне контакта.

В выражении (3.15) второе слагаемое значительно меньше первого. Необходимым условием существования граничной смазки является наличие в зоне трения смазочного материала, прочность которого достаточно велика, чтобы выдержать внешнюю нагрузку и защитить рабочие поверхности деталей от механического разрушения. Составляющая f_{np} настолько мала, что ею можно пренебречь без существенной погрешности. Несмотря на малую толщину граничной пленки смазочного материала (до 0,5 мкм), коэффициент трения твердых поверхностей в режиме граничной смазки значительно меньше, чем в условиях трения без смазочного материала.

Если одна из деталей, работающих в условиях граничного трения, выполнена из эластомерного материала, то в полостях между выступами неровностей поверхности, заполненных смазочным материалом, возникает упругогидродинамический эффект. Сила трения при граничной смазке эластомеров складывается из сил сопротивления перемещению выступов неровностей твердой поверхности по поверхности эластомера, сил сопротивления относительно перемещению слоев смазочного материала, а также гистерезисной составляющей силы трения, обусловленной упругим деформированием поверхности эластомера. Коэффициент трения в режиме граничной смазки для эластомера:

$$f_{zc.э} = \alpha \sigma_{mv} / p + (1 - \beta) \sigma_{жс} / p + f_{zс}.$$

где β – доля номинальной площади, на которой происходит непосредственный

контакт поверхности эластомера с выступами неровностей твердой поверхности; f_2 – составляющая коэффициента трения, учитывающая гистерезисные явления в контакте.

Особенностью эластомеров является то, что коэффициент трения в условиях граничной смазки у них примерно равен коэффициенту трения без смазочного материала. Исследования показали, что введение смазочного материала в зону трения эластомера по твердой поверхности не обязательно приводит к снижению коэффициента трения скольжения, а в отдельных случаях может вызвать даже некоторое его увеличение. В этом заключается одно из наиболее характерных отличий процессов трения эластомеров от аналогичных процессов для твердых поверхностей.

Механизм смазки

Все минеральные масла состоят из цепных молекул, содержащих несколько типов углеводородных пар. Их характеризует: палочкообразная конфигурация молекул масла; склонность цепных молекул к параллельной ориентации осей; гидродинамические условия их ориентации в потоке при переходе от граничной смазки к гидродинамическому режиму.

Тонкие слои масел вследствие их свойства несжимаемости уравнивают внешнее давление. Чем больше давление, тем меньше толщина слоя масла, способного уравновесить дополнительное внешнее давление. Следовательно, толщина слоя масла характеризует потенциальные возможности смазочного материала в уравнивании внешнего давления. Расклинивающее действие жидкости препятствует уменьшению ее слоя при увеличении давления. Существует равновесное расклинивающее давление масел, которое зависит от их физико-механических свойств и характера контактирующих поверхностей.

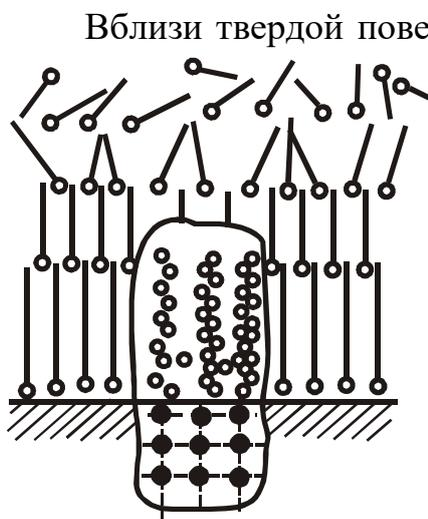


Рис. 29

Вблизи твердой поверхности детали существует электромагнитное силовое поле, оказывающее воздействие на молекулы смазочного материала. Силовое поле вызывает направленную адгезию граничных пленок смазочного материала, изменяет ориентацию молекул масла (рис. 29).

Влияние силового поля ослабевает по мере удаления от поверхности детали. При этом изменяется строение смазочной пленки и восстанавливаются объемные свойства масла. В тонких смазочных слоях на расстоянии $0,1 \dots 0,2$ мкм от твердой поверхности вязкость масел обычно повыша-

ется вследствие изменения ориентации осей молекул. Способность смазочного материала к изменению ориентации молекул характеризует эффективность его смазочного действия. Силовое поле у поверхности детали возникает из-за того, что поверхностные слои твердого материала обладают повышенной полярной активностью, вызванной неуравновешенностью атомарных сил, действующих в них. В результате полярной активности материала на поверхности трения образуются тонкие пленки адсорбированных молекул масла. Для увеличения сил сцепления адсорбированных слоев масла с поверхностью трения в его состав вводят поверхностно-активные вещества (ПАВ): органические кислоты и их мыла, спирты, смолы. Для ПАВ характерно несовпадение центров положительных и отрицательных зарядов в их молекулах. Благодаря этому свойству молекулы, называемые полярными, притягиваются к твердой поверхности и удерживаются на ней длительное время.

Молекулы масел обычно имеют удлиненную форму, причем их длина в 5...10 раз превышает диаметр поперечного сечения. Конец молекулы, вступающей во взаимодействие с металлом, называют полярно-активным. У органических кислот и их мыл полярно-активной частью является карбоксильная группа COOH , у спиртов – гидроксил OH .

Различают два вида адсорбции молекул масла к поверхности тела: химическую (хемосорбция) и физическую. Химическая адсорбция сопровождается образованием химических соединений пленок окислов при взаимодействии полярно-активных концов молекул масла с молекулами материала поверхности. При физической адсорбции взаимодействие ограничивается формированием молекулярных связей. В большинстве случаев эти два вида адсорбции наблюдаются одновременно с преобладанием какого-либо из них. Хемосорбция в отличие от физической адсорбции имеет избирательный характер и больше проявляется на участках с нарушением регулярности кристаллической решетки металла включениями и дислокациями. Под действием сил молекулярного притяжения молекулы масла приобретают определенную ориентацию, поэтому улучшается смазочная способность масла.

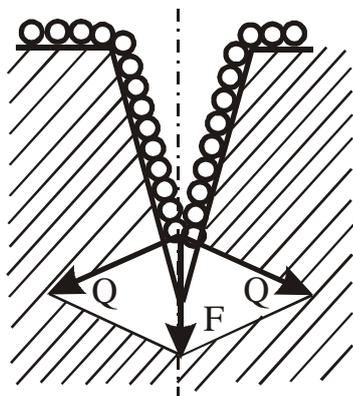


Рис. 30

Молекулы масла, адсорбированные на поверхности трения, обладают способностью перемещаться. При большом числе молекул в зоне из верхних слабо ориентированных и закрепленных слоев молекулы перемещаются в те зоны, где их меньше, приобретая лучшую ориентацию. Подвижность молекул зависит от вида адсорбции. При хемосорбции подвижность молекул значительно ограничивается.

С повышением температуры масла межмолеку-

лярные расстояния и молекулярные связи ослабевают, происходит дезориентация адсорбированного слоя молекул, активизируется подвижность молекул и ухудшаются смазочные свойства масла. Нарушение адсорбции происходит при температуре 40...150 °С для различных масел. При образовании на поверхности трения ультрамикроскопических трещин поверхностно-активные молекулы масла проникают внутрь этих трещин. Ширина трещин соизмерима с размерами молекул, поэтому силы молекулярного взаимодействия оказывают на материал твердой поверхности расклинивающее воздействие (рис. 30). Давление молекул масла на стенки трещин может достигать 100 МПа. В этих условиях смазочный материал оказывает отрицательное воздействие на процесс изнашивания. Это явление называют адсорбционно-расклинивающим эффектом П. А. Ребиндера.

П. А. Ребиндером было установлено, что активные смазки повышают пластическое течение тонкого поверхностного слоя металла при трении деталей в условиях значительных давлений. В результате взаимодействия, например, жидкой смазочной среды, содержащей полярные компоненты, с материалом поверхностного слоя детали в условиях пластического деформирования может происходить разрыхление металла на поверхности. Причиной разрыхления металла является адсорбция активных молекул смазочного материала на обнажающихся при деформировании ювенильных участках поверхности. При трении такое адсорбционное разрыхление (пластификация) поверхности вызывает снижение предела текучести материала детали в слоях толщиной до 0,1 мкм. Это облегчает приработку и снижает интенсивность изнашивания поверхностей.

В начале 60-х годов 20-го века исследование механизма взаимодействия смазочных материалов с металлами деталей в процессе трения привело к открытию эффекта трибополимеризации. Этот эффект заключается в том, что в процессе трения металлических поверхностей в присутствии углеводородной смазочной среды наблюдается образование аморфных высокомолекулярных продуктов, которые были названы полимерами трения.

Полимерные пленки, образующиеся на поверхностях трения, обеспечивают противозадирные и противоизносные свойства материалов. Продукты трибополимеризации – это полимеры трения, которые обеспечивают поверхностным слоям материалов деталей положительный градиент механических свойств, что, в свою очередь, вызывает резкое снижение интенсивности изнашивания деталей сопряжения. В качестве смазочных материалов, создающих условия возникновения эффекта трибополимеризации, применяют масла и отдельные их фракции, индивидуальные углеводороды (цетан) и другие органические соединения. Для активизации процесса адсорбционной пластификации к маслам добавляют специальные полярно-активные присадки.

Механизм смазочного действия пластичных смазочных материалов имеет аналогичный характер, так как при рабочей температуре смазочные материалы переходят в вязкотекучее состояние. Масла, используемые в качестве основы пластичных смазочных материалов, по своим физико-химическим показателям не отличаются от обычных масел, применяемых для смазывания элементов дорожных машин. Поэтому описанный механизм действия масел может быть полностью перенесен на пластичные смазочные материалы.

Смазка элементов конструкций спасательной техники

Смазка в грузоподъемных машинах имеет многоцелевое назначение. В узлах трения слой смазочного материала разъединяет трущиеся поверхности деталей и переводит трение без смазки в жидкостное или граничное, при которых значительно снижается износ. Его снижение достигается также вследствие смывания жидким маслом с поверхностей трения твердых продуктов изнашивания, нагара и абразивных частиц, уплотнения зазоров густой смазкой и защиты от попадания на поверхности трения абразивных частиц из внешней среды, а также благодаря отводу тепла от поверхностей трения и исключению неблагоприятных термических превращений в поверхностном слое материала деталей, связанных с тепловыделением при трении.

Назначение смазки для ПТМ

Смазочный материал снижает силы трения, а в тепловых, гидравлических и пневматических механизмах (поршневые двигатели, насосы, компрессоры) ряда ПТМ повышает компрессию вследствие уплотнения плунжерных соединений. Это положительно влияет на энергетическую эффективность машин, повышая их КПД. Смазка обеспечивает амортизацию ударных нагрузок в сочленениях деталей, снижает шум и вибрации при контактировании металлических поверхностей, способствует созданию благоприятного теплового баланса, необходимого для нормальной работы многих механизмов. Смазка – эффективное средство защиты деталей машин от коррозии. Эту функцию она выполняет не только в процессе работы ПТМ, но и при длительном их хранении в предмонтажный период.

Положительное влияние смазки на работу грузоподъемных машин огромно. Наибольший полезный эффект достигается лишь при правильном выборе смазочных материалов, способов и режимов смазывания, в соответствии с условиями работы и хранения машин.

При выборе смазочных материалов для узлов трения и консервации из-

делий руководствуются рассмотренными характеристиками. При этом должны тщательно анализироваться и учитываться условия их использования.

При выборе жидких масел следует стремиться максимально приблизиться к условиям жидкостного трения. Предварительный подбор смазочных материалов и режимов смазки для типовых узлов трения (подшипников скольжения и качения, плоских поверхностей скольжения, зубчатых и червячных редукторов, открытых зубчатых передач, зубчатых муфт, цепных передач, ходовых винтов, стальных канатов и др.) проводят по формулам, таблицам и диаграммам, приведенным в специальных справочниках. Расчетным путем трудно полностью учесть влияние режимов работы, технического состояния машины и фактических условий ее эксплуатации (окружающая среда, коэффициент загрузки и т. д.). Поэтому подобранные по справочникам режимы смазки нужно откорректировать с учетом экспериментальных данных или эксплуатационного опыта.

Подшипники скольжения

Из трех видов подшипников – гидродинамических, гидростатических и граничного трения – первые два в ПТМ применяют редко. В шарнирных соединениях в ряде случаев еще используют подшипники последнего типа. Их обычно выполняют открытыми с торцов. Поэтому наиболее эффективно их смазывание пластичными смазками, которые не вытекают из узла трения и защищают его от внешних абразивных частиц. Для подачи смазки в шарнир используют колпачковые и ниппельные масленки.

Тип смазки выбирают в зависимости от условий окружающей среды, рабочей температуры и системы смазки. Согласно последним исследованиям для тяжелонагруженных подшипников скольжения кранов рекомендуются долгосрочные смазочные материалы.

Подшипники качения

Смазывают минеральными маслами и пластичными смазками. Первый способ имеет следующие достоинства: уменьшается пусковой момент; допускаются более высокие скорости вращения и температуры в узлах трения; упрощается замена отработанного смазочного материала; обеспечивается возможность применения простого способа смазки – разбрызгиванием.

Не менее важные достоинства имеет и второй способ: более редкий уход за подшипниками, что особенно важно при изолированных смазочных точках; простота уплотнения узлов трения и отсутствие вытекания из них смазки; более

высокая надежность работы таких объектов, где случайное прекращение подачи смазки может вызвать аварию.

Скоростные параметры подшипников ПТМ обычно намного ниже предельных значений для пластичных смазок. Поэтому последние имеют преимущественное применение. Жидкими маслами смазывают лишь подшипники редукторов, где используется возможность подвода смазочного материала разбрызгиванием. Выбор сорта масла в этом случае определяется из условий смазывания зубчатого или червячного зацепления.

При использовании пластичных смазок подшипник может не иметь устройства для подачи смазки и ее закладывают на определенный срок при его сборке. При этом в течение всего межремонтного периода (иногда в течение нескольких лет) смазку не добавляют; например, в подшипниках бегунков эскалаторных ступеней замену смазки производят в среднем через 3...5 (рабочие) и 10 (холостые) лет.

В ответственных подшипниках предусматривают ниппельные масленки для добавления смазки вручную в период между ремонтами, а для подшипников мостовых кранов и других крупных машин предусматривают системы централизованной смазки.

Пластичные смазочные материалы выбирают в зависимости от рабочей температуры, условий работы, системы смазки и частоты вращения вала.

В последнее время проведены исследования, показывающие, что применение в тяжелонагруженных подшипниках кранов долгодействующих пластичных смазок позволяет удлинить сроки их замены до 30 месяцев при среднем и до 24 месяцев – при тяжелом режиме работы.

Зубчатые и червячные передачи

Передачи закрытого типа (редукторы, коробки передач и др.) обычно смазывают минеральными маслами. Рекомендуемые вязкости масел выбирают в зависимости от материала колес, нагрузок и скоростей. Наибольшее применение имеют масла: цилиндровые 11, 24 и 38, трансмиссионные автотракторное и ТС 14,5 с присадкой ЭФО, промышленные 30 и 45, авиационное МС-20, П-28.

Для червячных редукторов с глобоидным зацеплением, у которых теплоотвод ухудшен по сравнению с обычными червячными редукторами (меньшие размеры при той же мощности и КПД), применяют более вязкие масла: летом – цилиндровое 52 (вапор) и промышленное 50; зимой – нигрол зимний, автол 10. Периодичность залива и смены масла зависит от вместимости масляной системы: чем она больше, тем реже производят эти операции. Проверку уровня масла по масломерной игле редуктора рекомен-

дуются проводить ежедневно, а доливание их – по мере убыли. Смену масла при вместимости до 250 л проводят через 3...6 мес.

Открытые зубчатые передачи смазывают обычно пластичными смазками. Для крупногабаритных передач с грубой обработкой зубьев применяют полугудрон и солидол марки С (графитная смазка). В отдельных случаях открытые зубчатые передачи смазывают индустриальными маслами (марок 20, 30, 45). Периодичность смазывания пластичными смазками – 5...7 суток, жидкими маслами – раз в смену при постоянной работе и раз в 2...3 суток при периодической работе.

Зубчатые муфты

Для смазывания зубчатых муфт применяют главным образом трансмиссионное автотракторное масло и цилиндрическое 24. Периодичность доливания – раз в неделю, периодичность замены – 4...6 мес, но чаще всего – при ремонте.

Стальные канаты

В ПТМ чаще всего применяют стальные канаты с мягким (органическим) сердечником, пропитанным смазочным материалом при изготовлении каната. Его назначение – не только придавать канату гибкость и эластичность, но и смазывать его изнутри. С целью предохранения от коррозии канаты при изготовлении смазывают так, чтобы смазочным материалом были покрыты поверхности как внутренних, так и наружных проволок. Наличие несмазанных мест ведет к образованию точечной коррозии.

Если канат не смазывать в процессе работы, то органический сердечник постепенно пересыхает и легко разрушается. Кроме того, такой сердечник впитывает влагу, что вызывает коррозию внутренних проволок и сокращает срок службы каната.

Смазка канатов повышает их циклическую выносливость. Поэтому канаты, как правило, смазывают и в процессе эксплуатации, что при отсутствии внешнего абразивного загрязнения способствует повышению износостойкости канатов, барабанов и блоков.

Важнейшим фактором, определяющим успешную эксплуатацию канатов, является их систематическое и правильное техническое обслуживание. Главные операции здесь – чистка и смазка канатов. В связи с этим следует уделять особое внимание периодичности обслуживания монтажных канатов, выбору типа смазки и способов ее нанесения на канаты.

Стальные канаты монтажных приспособлений и устройств работают в

сложных условиях и подвержены вредному воздействию атмосферы, паров кислот и щелочей, газов, низких и высоких переменных температур. Они также подвергаются механическому и абразивному износу от взаимодействия с роликами, породой, песком, углем и другими материалами. Высокое содержание углерода в стали канатной проволоки значительно ускоряет процесс разрушения канатов.

Точечная коррозия, образующаяся на поверхности проволок, ускоряет процесс усталости металла и является одной из причин выхода канатов из строя. Смазка элементов стальных канатов соответствующими материалами в процессе их изготовления, хранения и эксплуатации – наиболее распространенный и эффективный метод предохранения от коррозии, поэтому она обязательна. Смазка уменьшает силы трения между элементами каната, предохраняет проволоку от истирания вследствие трения их друг о друга, о поверхности ручьев роликов и барабанов. Смазка канатов предохраняет их от образования местных хрупких мартенситных участков, образующихся в проволоке под воздействием трения и ударов в процессе эксплуатации каната. Смазка способствует длительной сохранности органического сердечника в канате.

Смазка эффективна только при взаимодействии с чистым металлом проволоки. В процессе эксплуатации каната в смазке накапливаются абразивные вещества, способствующие ускорению износа каната. Поэтому бывшие в эксплуатации канаты перед смазкой необходимо тщательно очищать от грязи, старой смазки, продуктов износа и коррозионных налетов. Для чистки канатов следует применять:

- специальные проволочные щетки;
- перегретый пар;
- сжатый воздух (пескоструйные аппараты);
- горячую воду, газолин, бензол или бензин.

Очищать канаты из оцинкованной проволоки металлическими щетками или сжатым воздухом с песком запрещается, так как это ведет к повреждению цинкового покрытия.

После чистки канат следует обязательно протирать обтирочными материалами, смоченными в бензине или бензоле. Применение керосина или других не указанных растворителей запрещается, так как их наличие в органическом сердечнике и зазорах между элементами каната в дальнейшем способствует растворению смазочного материала.

Наиболее простой и достаточно эффективный способ чистки канатов – применение проволочных щеток, надеваемых на канат и перемещаемых по нему вручную (рис. 40: стяжные винты – 1; корпус – 2; щетка – 3; канат – 4) или обрабатывающих канат в потоке с другими устройствами (см. далее).

Для увеличения скорости чистки канатов рекомендуется применять специальные обоймы с синтетическими вращающимися вкладышами, допускающими регулировку степени обжатия каната (рис. 41: канат – 1; синтетический вкладыш – 2; нажимная гайка – 3; вращающаяся втулка – 4; подшипник – 5; стойка – 6).

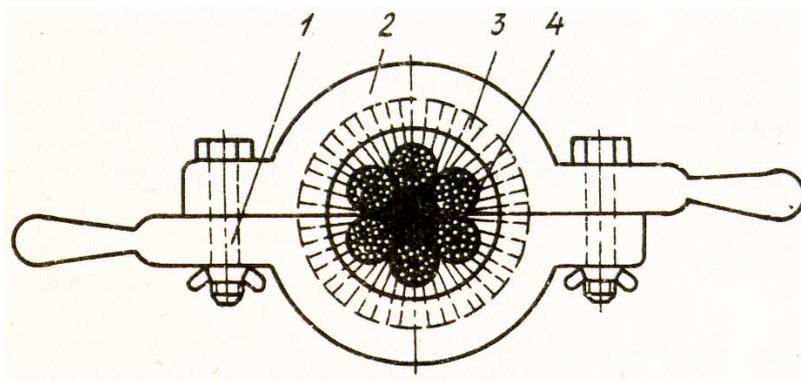


Рис. 40

Для увеличения скорости чистки канатов рекомендуется применять специальные обоймы с синтетическими вращающимися вкладышами, допускающими регулировку степени обжатия каната (рис. 41: канат – 1; синтетический вкладыш – 2; нажимная гайка – 3; вращающаяся втулка – 4; подшипник – 5; стойка – 6).

Эти устройства просты по конструкции, обеспечивают высокий срок службы и позволяют выполнять механизированную чистку канатов и в потоке с другими операциями.

Перед смазкой каната, бывшего в эксплуатации, необходимо выборочно определить (в трех местах по длине каната) диаметр каната с точностью до 0,1 мм при помощи штангенциркуля и найти степень усталостного и абразивного износа наружных проволок, применив микрометр.

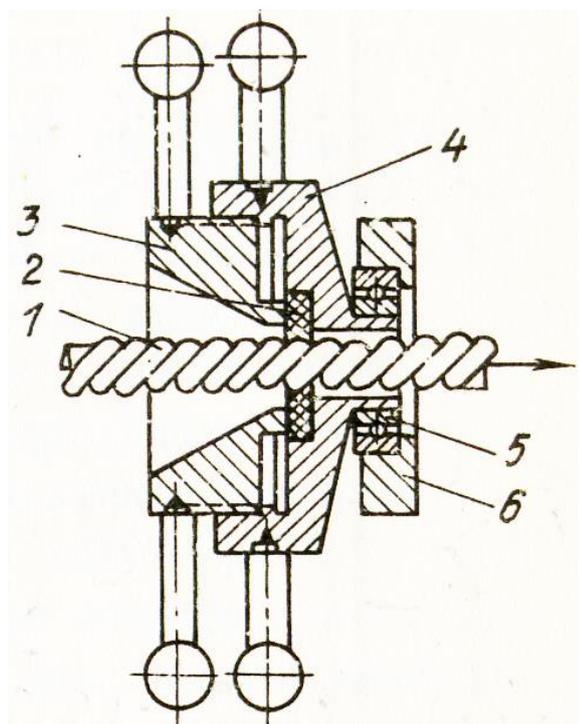


Рис. 41.

Защитный смазочный материал одинаково необходим для всех типов канатов, изготовляемых из светлой и оцинкованной проволоки. Нанесение смазочного материала внутрь каната при его изготовлении не исключает необходимости ее систематической замены в процессе эксплуатации.

Для предотвращения возможности возникновения очагов местной коррозии при смазке канатов необходимо следить, чтобы все сечение каната было пропитано смазочным материалом, а наружное покрытие необходимо, чтобы было сплошным.

Сплошной защитный слой смазки никогда не должен нарушаться.

Для исключения возможности проникновения влаги под слой смазочного материала наносить ее на канат следует при низкой влажности воздуха. По этой же причине, а также для повышения качества смазки канатов в зимнее время смазочный материал необходимо подогреть до 60...70°C.

Средняя рекомендуемая заводами-изготовителями норма расхода смазочных

материалов на 1 т каната – 70 кг. В случае применения способа смазки канатов с обдувом горячим воздухом, рекомендуемая норма уменьшается до 50 кг на 1 т канатов. При смазке новых, ранее не смазанных канатов, норма удваивается.

Для смазки канатов в условиях эксплуатации установлена следующая норма расхода смазочных материалов – 0,3 кг на каждый миллиметр диаметра отрезка каната длиной 100 м.

Например, для смазки каната $\varnothing 19,5$ мм, длиной 300 м требуется: $0,3 \times 19,5 (300 : 100) = 17,55$ кг.

Наиболее простой способ смазки канатов при перематывании с барабана на катушку – это окунание его в ванну со смазочным материалом, нагретым до температуры 50...60°C.

Канат пропускается через три ролика, один из которых (средний) прогибает канат к дну ванны, а два других установлены по ее краям (рис. 42: средний ролик – 1; ванна – 2; канат – 3; направляющие ролики – 4; форсунка – 5). Рекомендуемая скорость протягивания каната через смазочное устройство, обеспечивающая качественное нанесение смазки, – 1...2 м/мин.

Для снятия излишков смазочного материала эксплуатируемых канатов грузоподъемных механизмов разработано устройство с установленными в нем кольцевыми сальниками, выполненными из резины или синтетического материала (рис. 43: воронка – 1; кольцевой сальник – 2; канат – 3; подвеска воронки – 4). Аналогичное устройство устанавливают на подвижном блоке полиспаста для смазки грузовых канатов в процессе работы.

Для периодической смазки канатов расчалок, вант и тяг, установленных под углом к горизонту, применяют специальные приспособления с резервуаром для смазочного материала, который выполнен разъемным из двух половин труб.

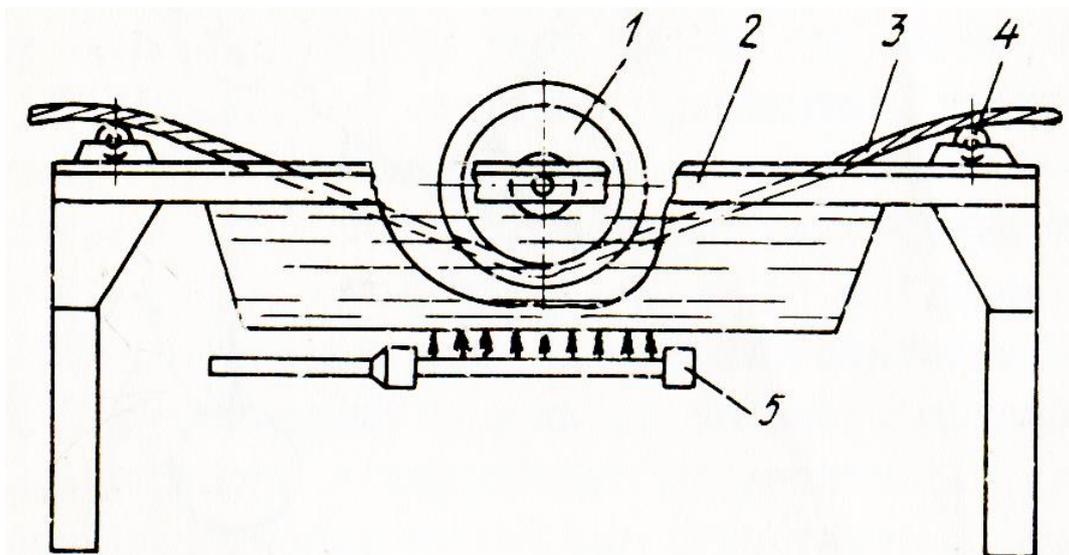


Рис. 42.

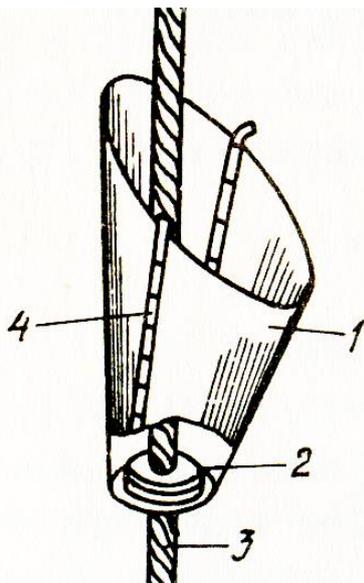


Рис. 43.

По торцам резервуара установлены заглушки с сальниковыми втулками, соответствующими диаметру сматываемого каната. Приспособление устанавливают сверху расчалки, заполняют смазочным материалом и при помощи веревки перемещают вдоль расчалки.

Для устойчивости устройство снабжено дополнительным грузом (рис. 44: канат – 1; сальник – 2; заглушка трубы – 3; труба – 4; проушина для тяговой веревки – 5; противовес – 6).

При большом объеме работ с канатами следует применять

универсаль-

ные машины (известна конструкция машины Батайского завода монтажных заготовок) для чистки, смазки, перематывания и измерения длины канатов, комплексно выполняющие все основные технологические операции по обслуживанию канатов. Производительность такой машины в пять раз выше, чем при чистке и смазке канатов вручную.

В порядке исключения при отсутствии специальных смазочных устройств допускается смазка канатов вручную при помощи жесткой кисти или обтирочных материалов, намотанных на деревянную

ручку. Во избежание ранения рук рабочего выступающими концами проволок, наносить смазку непосредственно руками запрещается. Канаты в бухтах допускается смазывать погружением в ванну со смазкой.

Канаты отечественного производства при изготовлении смазывают универсальной стандартной смазкой 39У, которая не во всех случаях удовлетворяет современным требованиям, в частности, при низких или высоких температурах, когда вследствие затвердевания, растрескивания или вытекания и налипания на ролики она затрудняет нормальную эксплуатацию канатов.

Для смазывания канатов при эксплуатации применяют минеральные масла (осевое Л, осевое З, полугудрон) и пластичные смазочные материалы. Промышленность выпускала высоковязкие, тугоплавкие, специальные консистентные канатные смазочные материалы типа НМЗ-3у НМЗ-4 с примерно оди-

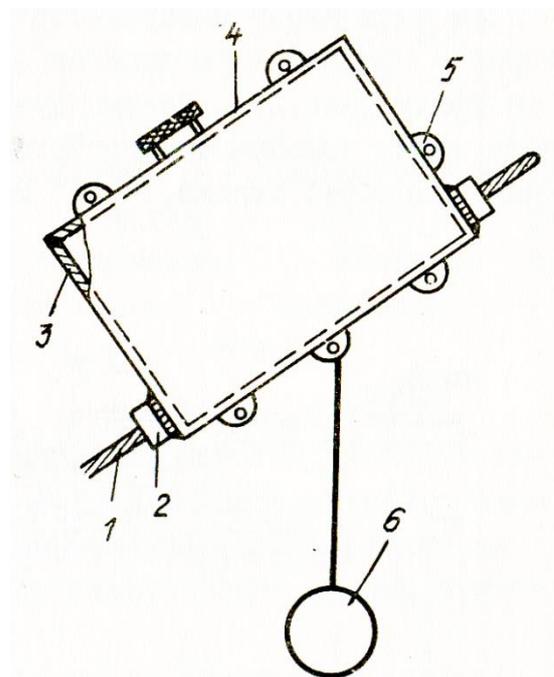


Рис. 44.

наковой температурой каплепадения (60...75°C) для районов с умеренными климатическими условиями. Для северных районов рекомендуют смазочные материалы "Торсиол 35" и "Торсиол-55" (ГОСТ 20458-75) с температурами заморозания, соответственно, –35°C и –60°C.

Смазочный материал Е-1 предназначен для пропитки органических сердечников; Е-IT – для тех же целей, на случай применения его в тропиках. Эффективность пропитки органического сердечника повышается, если содержание избыточной влаги в нем снизить до 1...2%, а затем подвергнуть его противогнилостной и антикоррозионной пропитке под вакуумом.

Два этих типа смазочных материалов не только обеспечивают лучшую работоспособность и повышенную долговечность канатов в широком диапазоне низких температур, но и рекомендуются в качестве консервантов при длительном хранении канатов. Эти материалы, в сравнении с ранее применявшимися, обладают рядом преимуществ: повышенной – в 1,5...2 раза адгезией с поверхностью металла, лучшими защитными свойствами в условиях действия агрессивных сред, а также меньшим поглощением пыли.

Данные по долговечности канатов, смазанных тугоплавкими консистентными смазочными материалами, показывают, что средний срок их службы на подъемных механизмах на 15...40 % выше долговечности канатов, которые обработаны техническим вазелином.

Выбор рекомендуемого способа смазки канатов производится заказчиком и согласовывается с заводом-изготовителем через органы снабжения. В случае отсутствия в заказе типа смазки выбор ее осуществляет поставщик канатов.

При отсутствии у потребителя указанных типов смазочных материалов допускается применение специальной смазочной смеси, приготовляемой на рабочем месте по следующему рецепту (%):

- масляный гудрон – 68;
- битум марки Ш – 10;
- канифоль – 10;
- технический вазелин – 7;
- графит – 3;
- озокерит (горный воск) – 2.

В крайнем случае для этих целей готовят смесь, состоящую на 90 % солидола с 10 % битума марки Ш.

Все применяемые смазочные материалы не должны содержать вредных веществ, вызывающих коррозию металла. Запрещается одновременное применение для одного каната смазочных материалов разного состава. В настоящее

время единые нормы, регламентирующие периодичность замены смазки стальных канатов, отсутствуют, так как они зависят от конкретных условий эксплуатации канатов и устанавливаются опытным путем в результате наблюдений за состоянием канатов, степенью сохранности покрова смазки и его чистоты с учетом следующих предельных сроков:

- канаты, хранящиеся на складе, очищают и смазывают не реже одного раза в шесть месяцев в зависимости от способа хранения и результатов осмотра;
- систематически работающие канаты смазывают один раз в три месяца с чисткой один раз в полгода;
- эпизодически работающие канаты смазывают и очищают перед каждым применением, но не реже одного раза в год.

Периодичность обслуживания канатов, работающих на роликах под действием значительных нагрузок (при значениях статического коэффициента запаса прочности менее 4,0), должна быть сокращена.

Канаты, поступившие с завода-изготовителя с защитным консервационным смазочным материалом, перед передачей в работу (независимо от срока хранения и их состояния) должны быть очищены и смазаны соответствующим эксплуатационным смазочным материалом. Смазочный материал необходимо приобретать или изготавливать в объемах, не превышающих его месячную потребность, хранить его требуется в сухом помещении. Применяемый канатный смазочный материал необходимо подвергать химическому анализу на отсутствие кислоты и щелочи. Нельзя смешивать различные сорта смазочных материалов и допускать загрязнения их пылью или абразивными веществами. С целью предохранения смазочных материалов от загрязнения и высыхания их следует хранить в закрытом сосуде, снабженном краном для розлива в раздаточную тару. При переливании в тару смазочный материал необходимо подогреть, а для предотвращения попадания в него пыли в условиях монтажной площадки следует пользоваться перекачивающими устройствами.

Вопрос о смазке в условиях запыленности следует решать опытным путем. Перед смазыванием канат должен быть тщательно очищен. Вручную его очищают с помощью металлических щеток или пропуская со скоростью 0,25...0,4 м/с через вороток с плашками, внутренняя поверхность которых по диаметру и форме соответствует поверхности каната. Применяют также приспособления других конструкций.

Смазывание проводят с помощью различных лубрикаторов (масленок), работающих по принципу подачи смазочного материала в воронку, каплями, распыливанием с помощью сжатого воздуха, промазыванием щеткой и т. д. Для разогрева тугоплавкой смазки применяют баки с теплоносителями.

Цепные передачи и тяговые цепи

Основное назначение их смазывания – снижение износа деталей шарниров и зубьев звездочек. Кроме того, масло выполняет демпфирующие функции, смягчая удары шарниров о зубья звездочек, а также снижает нагрев шарниров и шум при работе передачи. Пластичная смазка защищает шарниры от абразивов. Цепи смазывают после изготовления и в процессе эксплуатации, используя для этой цели минеральные масла и пластичные смазочные материалы. На заводе-изготовителе это делают, как правило, погружением их в пластичный смазочный материал (солидолы С или УС, графитовая, консталин синтетический УТ-1), разогретую до температуры не более 55 °С, или окунанием в жидкое масло. Цепные передачи смазывают преимущественно нефтяными маслами. Выбор способа смазки и сорта масла определяется условиями работы (скорость движения, продолжительность работы и др.). Тяговые цепи смазывают жидким маслом вручную или капельницами, а также пластичными смазками с подачей их в шарниры с помощью специальных лубрикаторов. Периодичность их смазки – 1...2 раза в месяц.

Замена смазочных материалов

Пластичные смазки в узлах трения заменяют при очередном ремонте, а в процессе эксплуатации лишь добавляют их. Жидкие масла более подвержены старению. Кроме того, их свойства меняются с изменением температуры окружающей среды. Поэтому их чаще обновляют в процессе эксплуатации. В ряде ПТМ, работающих на открытом воздухе, проводят также сезонную замену масел: весной переходят на летние, более вязкие сорта масел, а осенью – на зимние, менее вязкие. Сроки их замены устанавливают, руководствуясь справочной литературой, опытом эксплуатации и специальными исследованиями. Интенсивность старения смазочных материалов зависит от их исходного качества, напряженности работы механизма, попадания в масло внешних примесей и разжижения горючим и т. д. Увеличение периода эксплуатации масел может вызвать повышенный износ, а преждевременная их смена – увеличение эксплуатационных расходов. При фильтрации масел, добавлении присадок, использовании влагопоглотителей срок их службы можно увеличить вплоть до капитального ремонта при некотором повышении энергетических потерь на трение, что в практике ПТМ допустимо. При замене масел проводят тщательную промывку узлов трения и смазочных систем с целью удаления продуктов износа и абразивных частиц, попавших из внешней среды.

Смазка грузоподъемных машин

Смазка узлов трения на кране может быть индивидуальной, когда смазочный материал из одного смазочного прибора подается к одной смазываемой точке, и централизованной, когда смазочный материал из одного смазочного прибора подается одновременно к нескольким смазываемым точкам. По принципу работы системы смазки разделяются на следующие типы:

- проточные, когда смазочный материал подается к местам смазки периодически, протекает по поверхности трения, вытесняется из узла трения и обратно не поступает;
- циркуляционные, когда масло, залитое в бак, непрерывно подается в места смазки, смазывает их, возвращается в бак, фильтруется и снова подается в место смазки в течение всего времени работы машины. Корпуса подшипников и редукторы снабжаются пресс-масленками, заправляемыми при помощи специальных шприцев консистентной смазкой.

Этот способ наиболее простой, так как не требует специальных устройств, но неудобный, т.к., например, в мостовом кране число точек смазки может исчисляться десятками. И все они расположены в разных местах, на значительном расстоянии. В настоящее время часто на кранах применяют установки для централизованной смазки, позволяющие обслуживать одновременно десятки смазочных точек, чем облегчается уход за краном, экономятся смазочные материалы, улучшается контроль за смазкой.

Установки централизованной смазки могут быть ручными и автоматическими с приводом от электродвигателя. В крановых механизмах консистентная смазка к смазываемым точкам подается через большие промежутки времени, и поэтому там применяют ручные установки, более легкие и простые, чем автоматические.

Отечественная промышленность выпускает установки для ручной централизованной смазки типа СРГ (станция ручной густой смазки – рис. 45), состоящие из двух основных узлов: резервуара для запаса смазки и нагнетательного ручного насоса. В резервуаре ручной станции густой смазки расположен поршень, шток которого имеет выход наружу под крышку. Поршень своей массой постоянно давит на находящуюся под ним смазку.

Резервуар заполняется через заправочный штуцер с помощью насоса 6. При этом смазка проходит через фильтр в резервуар под поршень, который поднимается по мере наполнения резервуара. Наполнение прекращается при появлении на штоке поршня, выходящем через отверстие в крышке резервуара, риски с буквой П, что означает "полно". Насос присоединяется к станции только при заполнении резервуара станции смазкой. При качании рычага

3 плунжер 5 проталкивает смазку через обратный клапан 7 в мазепровод 8. Из мазепровода смазка поступает в автоматические питатели 11, а из них – в

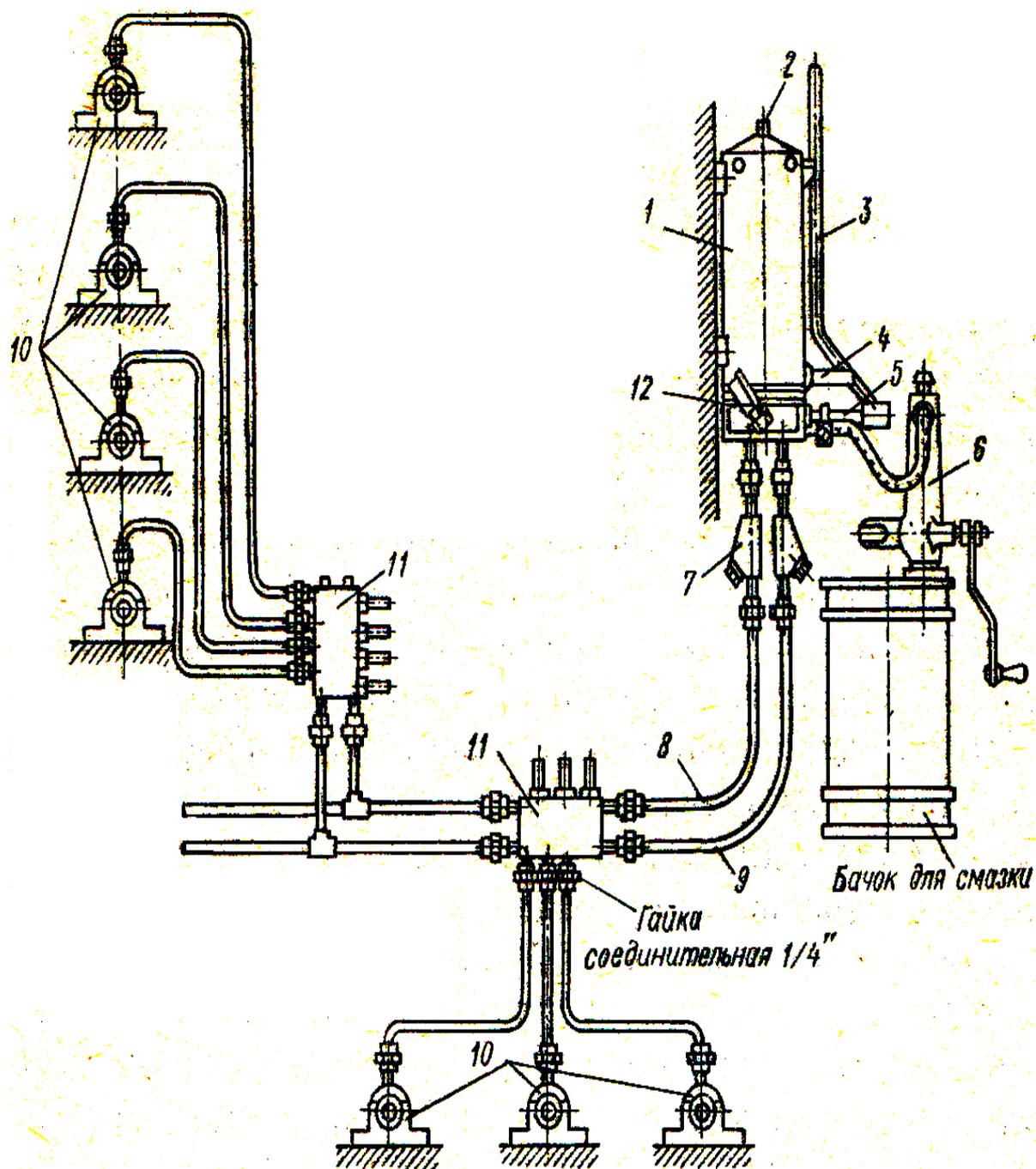


Рис 45

смазываемые точки 10. Рычаг качают до тех пор, пока не сработают все автоматические питатели, что заметно по манометру 12, отмечающему давление, при котором сработают все автоматические питатели. После этого рычаг 3 ставится в исходное положение, а мазепровод 8, находящийся под давлени-

ем, разгружается переводом золотника 4 в другое крайнее положение. На этом заканчивается первый цикл работ. Следующая порция смазки к узлам трения подается через мазепровод 9 нагнетание производится в той же последовательности.

Для смазки зубчатых и червячных редукторов применяется картерная смазка, при которой масло заливается в корпус редуктора до определенного уровня так, что одно или несколько колес частично погружены в масло и, вращаясь, подают масло на другие колеса. При достаточно большой скорости вращения колеса масло разбрызгивается по всему редуктору и заполняет всю внутреннюю полость масляным туманом.

Сбор и утилизация отработанных масел

Смазочные масла – дорогие и дефицитные нефтепродукты. При бессистемном подходе отработанные масла становятся источником загрязнения окружающей среды. Поэтому тщательный сбор отработанных масел имеет большое хозяйственное значение.

Отработанные масла после регенерации используют повторно. Для всех отраслей народного хозяйства установлены обязательные нормы сбора промышленных и других отработанных масел (для машиностроения – 19 % расхода свежих масел). При сливе отработанного масла не допускают дополнительного загрязнения и обводнения. С этой целью следят за чистотой тары и инвентаря (насосов, шлангов, воронок и т. д.). Отработанные масла хранят отдельно по группам и сдают на нефтебазы (при потреблении до 50 т в год) или регенерируют на предприятии (отстаиванием, фильтрованием, сепарацией, промывкой водой, адсорбцией, серноокислотной и щелочной очисткой) и используют по прямому назначению в чистом виде или со свежим маслом той же марки.

Нормативно-правовые документы

1. Федеральный закон РФ от 28.12.2010г. №390-ФЗ «О безопасности».
2. Федеральный закон от 22 августа 1995 г. № 151-ФЗ «Об аварийно-спасательных службах и статусе спасателей» (с изменениями и дополнениями).
3. Федеральный Закон «О защите населения и территорий от чрезвычайных ситуаций» от 21 декабря 1994 года № 68-ФЗ (с изменениями и дополнениями).
4. Федеральный закон Российской Федерации «О гражданской обороне» от 12 февраля 1998 г. № 28-ФЗ (с изменениями и дополнениями).
5. Федеральный закон от 21 декабря 1994 г. № 69-ФЗ «О пожарной безопасности» (с изменениями и дополнениями).
6. Федеральный закон РФ от 22 июля 2008 г. № 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности».
7. Федеральный закон от 6 мая 2011 г. № 100-ФЗ «О добровольной пожарной охране».
8. Федеральный закон РФ 21 июля 1997 года № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».
9. Указ Президента Российской Федерации от 30 сентября 2011 г. № 1265 «О спасательных воинских формированиях Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий».
10. Постановление Правительства Российской Федерации от 30 декабря 2003 г. № 794 «О единой государственной системе предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций».
11. Постановление Правительства Российской Федерации «О порядке подготовки населения в области защиты от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера» от 4 сентября 2003 г. №547.
12. Постановление Правительства Российской Федерации «Об утверждении Положения об организации подготовки населения в области гражданской обороны» от 2 ноября 2000 г. № 841.
13. Постановление Правительства РФ от 22 декабря 2011 г. №1091 «О некоторых вопросах аттестации аварийно-спасательных служб, аварийно-спасательных формирований, спасателей и граждан, приобретающих статус спасателя».
14. Приказ МЧС России от 23 декабря 2005 г. № 999 «Об утверждении порядка создания нештатных аварийно-спасательных формирований».

Рекомендуемая литература

1. **Юртушкин, В. Н.** Чрезвычайные ситуации. Защита населения и территорий. М.: Кнорус, 2014.
2. **Михайлов, Л. А.** Социальные опасности и защита от них. М.: Академия, 2012.
3. **Белов, С.В.** БЖД и защита окружающей среды. М.: Юрайт, 2013.
4. **Никифоров, Л. Л.** Безопасность жизнедеятельности. М.: Инфра-М, 2014.
5. **Масленникова, И. С.** Безопасность жизнедеятельности. М.: Инфра-М, 2014.
6. **Микрюков, В. Ю.** Безопасность жизнедеятельности. М. КноРус, 2013.
7. **Каракеян, В. И.** Безопасность жизнедеятельности. М.: Юрайт, 2014.
8. **Вишняков, Я. Д.** Безопасность жизнедеятельности. М.: Юрайт, 2014
9. **Белова, Т.И.** Средства и способы радиационной и химической защиты [Текст]/ Т.И. Белова, Ю.Л. Померанцев, С.С. Сухов.-Брянск: РИО БГУ, 2013.- 280с.
10. **Белова, Т.И.** Промышленная экология. Исследования параметров удаления и очистки воздуха: лабораторный практикум для высшего профессионального образования [Текст] / Т.И. Белова, В.И. Гаврищук, Е.М. Агашков, Т.А. Дмитриевская. – Брянск: ФГБОУ ВПО Брянская ГСХА, 2014. – 118 с.
11. **Федоров, В.С.** Огнестойкость и пожарная опасность строительных конструкций / В.С. Федоров, В.Е. Левитский, И.С. Молчадский, А.В. Александров. – М.: АСВ, 2009. – 408 с.
12. **Головин, Ю.В.** Спасательная техника и базовые машины: учебное пособие /Ю.В. Головин, В.К. Емельянов, Т.В. Козырь. – Москва: Проспект, 2015. – 232 с.
13. **Радоуцкий, В.Ю.** Спасательная техника и базовые машины: учебное пособие /В.Ю. Радоуцкий, Н.В. Нестерова, Ю.В. Ветрова. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2010. – 122 с.
14. **Титенок, А.В.** Снижение трибонапряженности транспортирующей и спасательной техники: монография/А.В. Титенок, И.А. Титенок, – Брянск: БГАУ, 2016. – 258 с.
15. **Титенок, А.В.** Развитие инновационной техники для повышения эффективности и безопасности труда: монография/А.В. Титенок. – Брянск: Брянский ГАУ, 2016. – 216 с.

Учебное издание

Белова Татьяна Ивановна,
Титенок Александр Владимирович,
Растягаев Владимир Иванович.

СПЕЦИАЛЬНАЯ ТЕХНИКА ДЛЯ РАБОТЫ В ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЯХ

Учебно-методическое пособие для самостоятельной работы
направления подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность
профиль Пожарная безопасность

Редактор Павлютина И.П.

Подписано к печати 28.06.2018 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага печатная. Усл. п. л.11,28. Тираж 25 экз. Изд. № 6142.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ