

А. Р. ГОРОНОВСКИЙ, В. Н. ЛОЙ, С. П. МОХОВ

ЛЕСОТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

**Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному
проектированию для студентов специальностей
1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-36 05 01 «Машины
и оборудование лесного комплекса» специализации
1-36 05 01 01 «Машины и механизмы
лесной промышленности»**

Минск БГТУ 2006

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

А. Р. ГОРОНОВСКИЙ, В. Н. ЛОЙ, С. П. МОХОВ

ЛЕСОТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

**Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному
проектированию для студентов специальностей
1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-36 05 01 «Машины
и оборудование лесного комплекса» специализации
1-36 05 01 01 «Машины и механизмы
лесной промышленности»**

Минск 2006

УДК 630*36 (075.8)

ББК 43.90я7

Г 70

Рассмотрено и рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом университета

Рецензенты:

профессор кафедры «Тракторы» БНТУ,
доктор технических наук *В. В. Гуськов*;
профессор кафедры транспорта леса БГТУ,
доктор технических наук *Н. П. Вырко*

Гороновский, А. Р.

Г 70 Лесотранспортные машины : учеб.-метод. пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальностей 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и механизмы лесной промышленности» / А. Р. Гороновский, В. Н. Лой, С. П. Мохов. – Мн. : БГТУ, 2006. – 104 с.

ISBN 985-434-608-0

В пособии рассмотрены вопросы обоснования выбора мощности и типа двигателя, параметров технологического оборудования трелевочных тракторов и лесовозных автопоездов. Приведены кинематические схемы основных агрегатов трансмиссии лесотранспортных машин, методики тягово-скоростных расчетов и анализа тяговых свойств, а также основы теории компоновки лесных машин. Дана методика определения сменной и годовой производительности машин на вывозке и трелевке древесины.

Предназначено для студентов лесного профиля.

УДК 630*36 (075.8)

ББК 43.90я7

ISBN 985-434-608-0

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2006

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебной программой дисциплины «Лесотранспортные машины» для студентов специальности 1-36-05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» предусмотрено выполнение курсового проекта, а для студентов специальности 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело» – курсовой работы. Курсовое проектирование, как заключительный этап изучения дисциплины, способствует углублению и обобщению знаний и применению приобретенных навыков в инженерной практике.

В настоящем учебно-методическом пособии, предназначенном для помощи студентам при курсовом проектировании, даны указания по выбору и расчету механизмов и систем лесотранспортных машин, приведены справочные материалы. Пособие будет полезным и для дипломного проектирования, однако не исключает необходимость изучения специальной литературы, перечень которой приведен в списке рекомендуемых источников.

Курсовой проект (работа) включает расчетно-пояснительную записку и графический материал. В пояснительной записке необходимо в соответствии с заданием на курсовое проектирование отразить следующие вопросы:

1. Изложить назначение проектируемой машины и описать условия ее работы, выбрать и обосновать предварительную компоновочную схему проектируемой машины и ее технологического оборудования.
2. Выбрать тип двигателя, определить его максимальную мощность и основные размеры. Выполнить тепловой расчет двигателя и построить его скоростную характеристику.
3. Обосновать и выбрать основные узлы трансмиссии, выполнить расчет передаточных чисел силовой передачи машины.
4. Выполнить расчет тягово-динамической характеристики проектируемой машины и провести анализ ее тяговых свойств.
5. Составить кинематическую схему силовой передачи в соответствии с материалом, приведенным на рис. П.1 – П.26.
6. Студентам специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» выполнить компоновочный расчет проектируемой машины, а также разработать в соответствии с заданием на проектирование узел машины и выполнить необходимые расчеты.

7. Студентам специальности 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело» рассчитать производительность лесотранспортной машины.

Все разделы курсового проекта, графики, схемы и условные обозначения выполняются в соответствии с требованиями, приведенными в настоящем пособии, указаниях по расчету узлов и агрегатов лесотранспортных машин [1–7], и со стандартом предприятия по оформлению курсовых проектов [8].

Пояснительная записка объемом 35–45 страниц рукописного или печатного текста излагается на листах формата А4. В тексте записки обязательны ссылки на литературные источники. Скоростная характеристика двигателя и тяговая характеристика машины выполняются на компьютере или миллиметровой бумаге в соответствии с ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний». Пояснительная записка должна содержать введение, содержание, реферат, заключение и список использованных литературных источников. В заключении приводятся основные выводы по каждому разделу пояснительной записки с указанием конкретных числовых характеристик.

Графический материал выполняется на листах формата А1. На первом листе вычерчивается: кинематическая схема трансмиссии проектируемой машины с нанесением подшипников, сальников и указанием классификационных признаков агрегатов трансмиссии; скоростная характеристика двигателя; тягово-динамическая характеристика проектируемой машины.

На втором листе графического материала приводится компоновочный чертеж проектируемого узла в нескольких проекциях с указанием габаритных размеров и спецификации. На третьем листе выполняется детализовка проектируемого узла с указанием всех необходимых размеров, допусков, посадок и шероховатостей. Студенты специальности 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело» выполняют только первый лист графического материала.

1. КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ ЛЕСНЫХ МАШИН И ИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1. Общие указания

Первичная транспортировка древесины по трелевочным волокам производится специальными колесными и гусеничными трелевочными тракторами, которые имеют ряд конструктивных особенностей, определяемых условиями их эксплуатации и характеристиками предмета труда. Вывозка древесины осуществляется лесовозным транспортом на базе автомобилей повышенной проходимости, оснащенных лесовозным технологическим оборудованием. Эффективная работа такой техники в значительной степени зависит от ее рациональных параметров, которые закладываются на этапе проектирования. Поэтому в настоящем учебно-методическом пособии рассматриваются вопросы, посвященные выбору и обоснованию основных параметров лесотранспортных машин.

Интенсивное развитие собственного лесного машиностроения в Республике Беларусь началось в 1990-е годы. В настоящее время лесозаготовительная техника производится на Минском тракторном заводе, Минском автомобильном заводе, АО «Амкодор» и ряде других крупных отечественных машиностроительных предприятий.

В первом разделе курсового проекта необходимо изложить назначение проектируемой машины и описать условия ее работы, выбрать и обосновать предварительную компоновочную схему проектируемой машины в зависимости от заданных условий эксплуатации и вида технологического оборудования.

1.2. Трелевочные тракторы

Для трелевки деревьев или хлыстов применяются трелевочные машины с канатно-чокерным и бесчокерным технологическим оборудованием. При сортиментной технологии лесозаготовок для первичной транспортировки сортиментов используются погрузочно-транспортные машины (форвардеры). В последнее время все большее распространение получают колесные трелевочные тракторы, которые обладают большими скоростями движения и оказывают меньшее повреждающее

воздействие на лесную среду по сравнению с гусеничными тракторами. Кроме того, гусеничные тракторы требуют специальной техники для передислокации их с одного участка работ на другой.

Чокерное трелевочное оборудование, как правило, состоит из одно- или двухбарабанной лебедки с тросом, трелевочного щита, устройства привода и навески. Для обеспечения значительного тягового усилия лебедки применяют редуктор с высоким передаточным числом. Удержание пачки в процессе трелевки осуществляется за счет установки ленточного тормоза на входном валу редуктора. Применение двухбарабанной лебедки обеспечивает более высокую производительность машины. Трелевочное приспособление обычно устанавливается на несущей конструкции в виде сварного щита, который воспринимает основную нагрузку и позволяет разгрузить ходовую часть трактора в процессе выполнения технологических операций трелевки.

Бесчокерные трелевочные машины делятся на машины с пачковым захватом и на машины с гидроманипулятором и гидрозажимным коником.

Оборудование для трелевки заранее подготовленных пачек хлыстов или деревьев включает челюстной захват с гидроприводом, который монтируется сзади на трехточечной навеске трактора либо на специальной арке (пачковый захват). Манипуляторные трелевочные машины оснащаются гидроманипулятором, предназначенным для сбора пачек деревьев или хлыстов, и гидрозажимным коником, который выполняет роль пакетформирующего устройства и обеспечивает удержание пачки при трелевке.

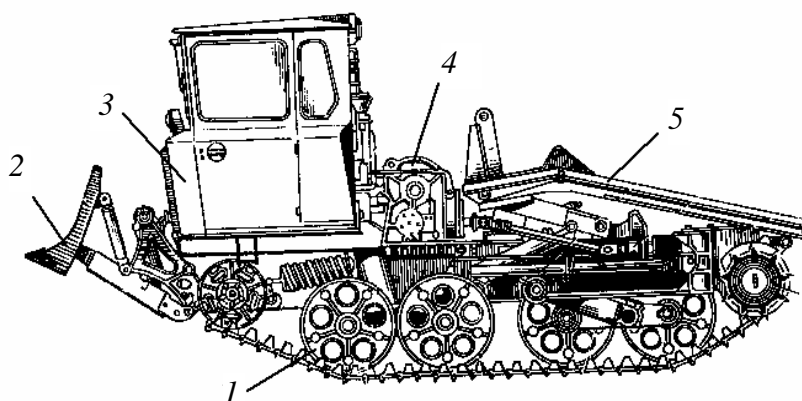


Рис. 1.1. Гусеничный трелевочный трактор с канатно-чокерным технологическим оборудованием ТЛТ-100 (ТДТ-55А):
1 – гусеничная ходовая часть; 2 – отвал-торцеватель;
3 – кабина; 4 – трелевочная лебедка; 5 – трелевочный щит

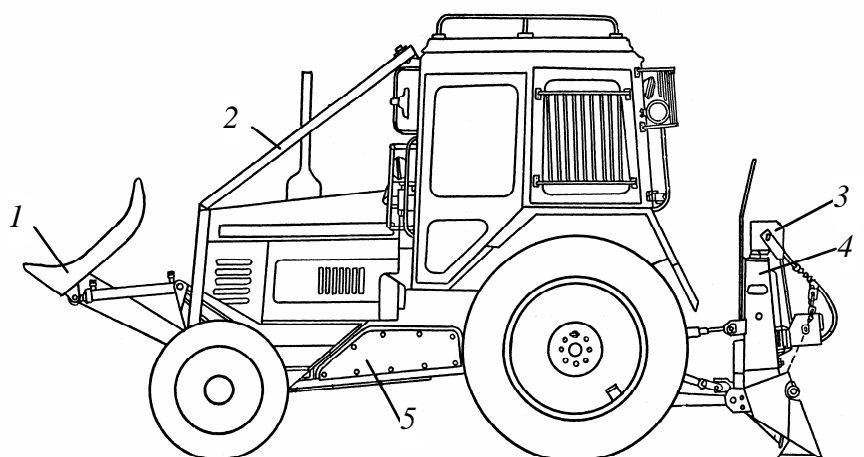


Рис. 1.2. Трелевочная машина «Беларус» ТТР-401:
 1 – отвал-торцеватель; 2 – защитное ограждение; 3 – канатоведущий блок;
 4 – упорный щит трелевочного приспособления;
 5 – защита двигателя и агрегатов трансмиссии

Трелевочные машины оснащаются толкателем для выполнения штабелевочных работ и окучивания деревьев, а также защитным ограждением кабины, силовой установки и элементов трансмиссии.

Компоновочная схема гусеничного трелевочного трактора с канатно-чokerным технологическим оборудованием приведена на рис. 1.1. На рис. 1.2 представлена компоновочная схема колесного трелевочного трактора.

Колесные специальные лесные машины имеют два – четыре ведущих моста, и их энергетический и технологический модули связаны между собой универсальным вертикально-горизонтальным шарниром (рис. 1.3). Благодаря подобной конструкции поворота полурам вокруг вертикального шарнира при помощи гидроцилиндров машина обладает хорошей маневренностью в тяжелых условиях лесосеки. Горизонтальный шарнир обеспечивает постоянный контакт колес с опорной поверхностью при преодолении препятствий, что повышает устойчивость и проходимость машины. Большой дорожный просвет и специальные лесные шины также способствуют хорошей проходимости.

Конструкция лесной машины обязательно предусматривает защиту оператора, а также двигателя и трансмиссии при работе на лесосеке. Колесный движитель обеспечивает высокие рабочие и транспортные скорости, а также возможность перебазировки с одной лесосеки на другую без применения специальной техники.

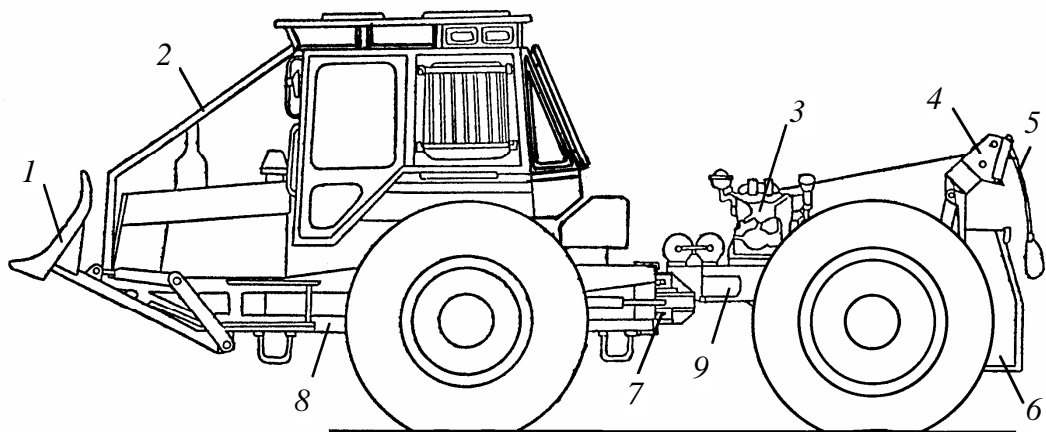


Рис. 1.3. Колесная трелевочная машина «Беларус» МЛ-127:
 1 – толкатель; 2 – защитное ограждение; 3 – лебедка; 4 – арка;
 5 – собирающий канат; 6 – защитно-опорный щит;
 7 – вертикально-горизонтальный шарнир;
 8 – передняя полурама; 9 – задняя полурама

Краткие технические характеристики трелевочных тракторов представлены в табл. 1.1–1.5.

Таблица 1.1

Техническая характеристика российских гусеничных трелевочных тракторов

Показатель	Марка трактора				
	ТЛТ-100	ТБ-1М	ТТ-4М	ЛП-18К	МЛ-107
Масса, кг	13 900	14 300	14 950	18 100	18 000
Объем трелеваемой пачки, м ³	8–10	8–10	8–10	8,3	14
Мощность двигателя, кВт	88	88	95,5	95,5	243
Скорость движения, км/ч	11,1	11,1	8,22	8,22	28

Таблица 1.2

Техническая характеристика отечественных колесных трелевочных машин

Показатель	Марка трактора					
	ТТР-401	МЛ-127	МЛ-127С	МЛТ-374	МТЗ-320ТТ	Амкодор-2200
Масса, кг	4 700	8 000	11 580	12 320	2 220	9 000
Мощность, кВт	60	77	77	88	25	73,5
Скорость, км/ч	1,89–33	2,3–30	2,3–30	1,8–27	1–25	–
Колея, мм	1 350	2 100	2 100	2 100	1 250	1 860
Объем пачки, м ³	2	5	4	7–8	0,8	6

Таблица 1.3

**Техническая характеристика колесных трелевочных машин
фирмы «Timberjack»**

Показатель	Марка трактора			
	240В	340/460	380/450	660
Масса, кг	10 061	10 190/ 13 300	12 051/ 13 079	16 624
Колесная формула	4К4	4К4	4К4	4К4
Мощность, кВт	87	130	110	160
Скорость движения, км/ч	3,8–24,3	5–29,4	4,5–30,1	0–29

Таблица 1.4

**Техническая характеристика колесных трелевочных машин
фирмы «Caterpillar»**

Показатель	Марка трактора			
	515	525	530В	545
Масса, кг	12 497	13 290	16 942	18 217
Объем трелеваемой пачки, м ³	–	–	4,8	–
Колесная формула	4К4	4К4	4К4	4К4
Мощность, кВт	114	130	154	168
Скорость движения, км/ч	5,1–23,0	6,3–25,8	7,2–27,0	6,2–27

Таблица 1.5

**Техническая характеристика колесных трелевочных машин
фирмы «Matrimex»**

Показатель	Марка трактора			
	LKT 50	LKT 81T/82T	LKT 90A/B	LKT 120A/B
Масса, кг	5 056	7 056	8 100	11 030
Колесная формула	4К4	4К4	4К4	4К4
Мощность, кВт	46	72,25/87,5	77	114,5
Скорость движения, км/ч	–	До 25	30	–

Таким образом, собственная масса современных колесных трелевочных машин находится в широком диапазоне – от 4,5 до 18 т. Колесная формула может быть 4К4, 6К6 или 8К8, что диктуется требованиями снижения давления на грунт, величина которого колеблется в пределах 75–150 кПа. Давление может быть снижено до величины 35–75 кПа за счет применения эластичных пневмогусениц и гусеничных цепей с резинометаллическими шарнирами. Удельная энергоёмкость колесных тракторов составляет 8–12 кВт/т и превосходит соответствующий показатель для гусеничных машин, равный 5–7 кВт/т.

1.3. Лесовозный транспорт

Для вывозки древесины используются автомобили-тягачи (рис. 1.4), образующие вместе с прицепным составом автопоезда средней и большой грузоподъемности полной массой до 50–70 т. Как правило, это автомобили повышенной проходимости с колесной формулой 4×4, 6×6 и 6×4. Реже используются автомобили ограниченной проходимости с колесной формулой 4×2 и 6×2.

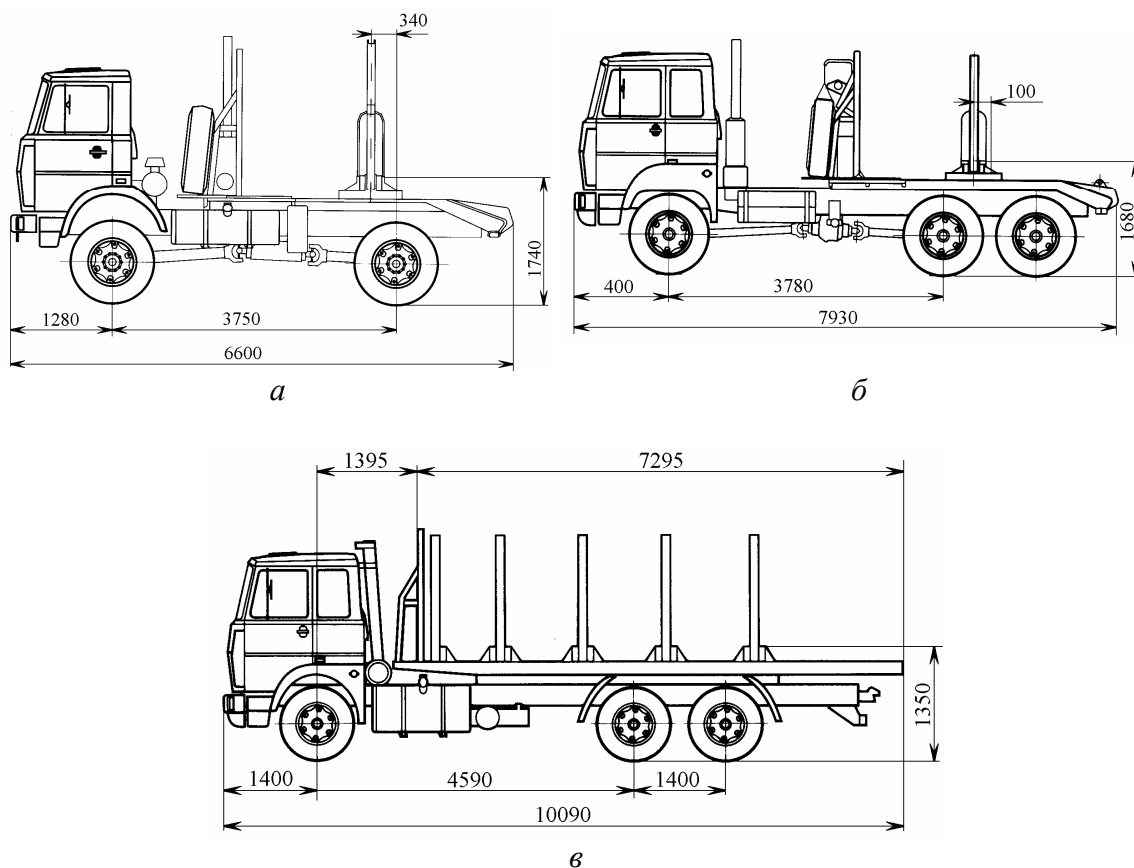


Рис. 1.4. Компоновочные схемы лесовозных тягачей
(*а* – МАЗ-5434; *б* – МАЗ-64255)
и автосортиментовоза (*в* – МАЗ-6303-26)

Различают лесовозный транспорт для вывозки деревьев и хлыстов (лесовозные автопоезда), а также для вывозки сортиментов (автопоезда-сортиментовозы), которые могут оснащаться гидроманипуляторами для выполнения погрузочно-разгрузочных операций.

Технологическое оборудование лесовозных автопоездов включает устанавливаемую на раме тягача раму лесовозного оборудования с буксирной балкой. На лесовозной раме располагаются ограждение кабины, опорная плита с гнездом шкворня коника, тяговая балка, к которой крепятся тросы крестообразной сцепки управления прицепом-ропуском (рис. 1.5). Для погрузки прицепа-ропуса предназначена лебедка и направляющие блоки. Накатные плоскости, служащие опорой для колес прицепа-ропуса при его погрузке на шасси тягача и транспортировке, соединены с рамой поперечными балками и кронштейнами. Два коника, опорно-поворотных устройства для размещения и удержания пачки деревьев, размещаются один на тягаче, другой на прицепе-ропуске.

Для самопогрузки автопоезда на раме тягача устанавливают гидроманипуляторы. На лесовозных тягачах их размещают за кабиной водителя, а на автосортиментовозах, работающих с прицепом, в задней части автомобиля. Это обеспечивает погрузку лесоматериалов как на автомобиль, так и на прицеп.

Гидроманипуляторы включают следующие основные элементы: основание с механизмом поворота, стрелу, рукоять, захват с поворотным устройством и гидросистему управления. Для погрузки древесины применяются в основном захваты челюстного и грейферного типов. В транспортном положении элементы гидроманипулятора закрепляются в специальных гнездах.

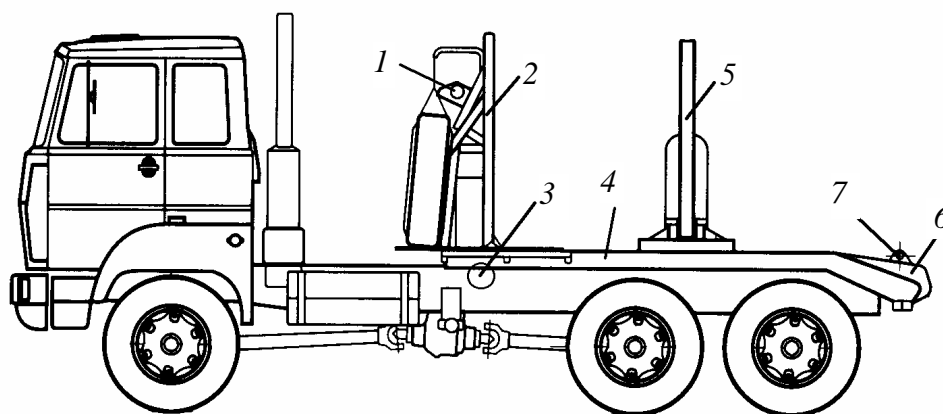


Рис. 1.5. Технологическое оборудование лесовозного тягача:

- 1 – блок лебедки; 2 – ограждение кабины; 3 – лебедка;
- 4 – рама лесовозного оборудования;
- 5 – коник; 6 – накатная площадка; 7 – буксирная балка

Техническая характеристика лесовозного транспорта приведена в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Техническая характеристика лесовозного транспорта

Показатель	Марка автомобиля		
	МАЗ-5434	МАЗ-64255	МАЗ-6303-26
Масса, кг	16 000	24 000	24 500
Колесная формула	4×4	6×6	6×4
Распределение массы, кг			
Передняя ось	6 000	6 000	6 500
Задняя ось	10 000	18 000	18 000
Нагрузка на коник, кг	6 450	11 000	–
Грузоподъемность, кг	20 650	25 000	13 200
Мощность двигателя, кВт	176	243	243
Число передач КП	8	9	8
Число передач РК	1	1	–
Передаточное число раздаточной коробки	1,107	1,107	–
Передаточное число ведущих мостов	7,79	6,59	7,79
Размер шин	12,00R20	12,00R20	12,00R20
Максимальная скорость, км/ч	70	76	75

Прицепные средства в зависимости от расположения груза и характера связи с тягачом делятся на три основных типа: прицепы, полуприцепы и прицепы-ропуски.

Прицепы соединены с тяговым средством только дышлом и передают всю вертикальную нагрузку от собственной массы и груза на опорную поверхность через свои колеса. Полуприцепы передают часть вертикальной нагрузки от собственной массы и груза на опорную поверхность через свои колеса, а часть – на седельный тягач через опорно-сцепное устройство.

Прицепы-ропуски предназначены для перевозки длинномерных грузов, масса которых передается на опорную поверхность через колеса тягача и колеса прицепа-ропуска. Собственная масса прицепа-ропуска передается на опорную поверхность через свои колеса. Для соединения с тягачом служит дышло. В настоящее время прицепы-ропуски в негрузовом направлении обычно перевозятся на тягаче.

Наиболее часто вывозка хлыстов или деревьев осуществляется однокомплектными лесовозными автопоездами, которые включают в себя двух- или трехосный автомобиль-тягач и двухосный прицеп-ропуск.

Одноосные или двухосные прицепы-ропуски различаются по конструкции, собственной массе и нагрузке на коник. Технические характеристики лесовозных прицепов-ропусков и полуприцепов приведены в приложении (табл. П.5). На рис. 1.6. изображены компоновочные схемы прицепа-ропуски, лесовозного прицепа и полуприцепа-сортиментовоза.

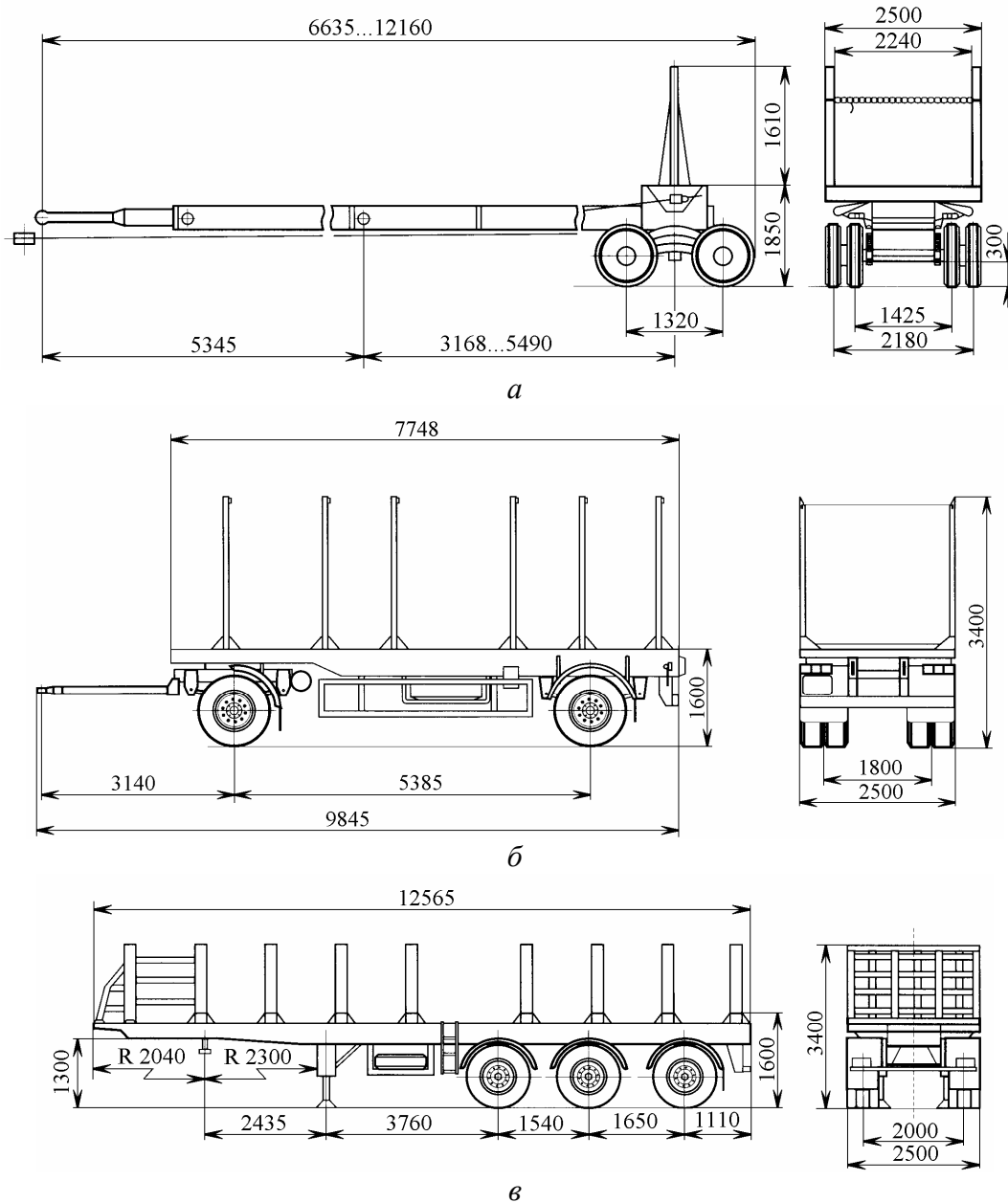


Рис. 1.6. Компоновочные схемы:
 а – прицеп-ропуск МАЗ-9008; б – лесовозный прицеп МАЗ-83781-20;
 в – лесовозный полуприцеп МАЗ-99864

Прицеп-ропуск состоит из рамы с коником, колесных осей с подвеской, дышла и сцепки. Одноосные ропуски имеют рессорную подвеску. На двухосных ропусках применяется жесткобалансирная или рессорно-балансирная подвеска. Ропуски в обязательном порядке оборудуются тормозной системой. Для соединения ропуска с тягачом используют складывающееся дышло и крестообразную сцепку, которая обеспечивает вписывание автопоезда в кривые при поворотах.

Полуприцепы соединяются с тягачом седельно-сцепным устройством, обеспечивающим шарнирную связь тягача и полуприцепа в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Как правило, седельные автопоезда имеют значительную базу, и для обеспечения их высокой маневренности на полуприцепах могут устанавливаться специальные поворотные устройства различной конструкции, в том числе и тросовые. Прицепы и полуприцепы в обязательном порядке оборудуются световой сигнализацией и тормозными системами.

В основу выбора компоновочной схемы лесовозного автопоезда должно быть положено распределение опорных реакций, соответствующее требованиям дорожного законодательства. Полный вес двухосного тягача, включающий его собственный вес и часть веса груза, приходящуюся на тягач, не должен быть больше 160–170 кН, трехосного тягача – 240–250 кН. С учетом собственного веса тягача, указанного в задании на курсовое проектирование, определяется допускаемая на него полезная нагрузка, а затем и часть полезной нагрузки, приходящаяся на прицепное звено. Последним этапом обоснования компоновочной схемы является выбор прицепного звена по уже известной действующей на него части полезной нагрузки.

2. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Определение мощности двигателя

Возможность применения на транспортной машине двигателя того или иного типа определяется ее весовыми, тяговыми, скоростными и эксплуатационными показателями. В качестве силовых агрегатов лесотранспортных машин широкое распространение получили дизельные двигатели, степень совершенства которых к настоящему времени достигла высокого уровня. По сравнению с двигателями других типов (роторно-поршневыми и газотурбинными) они характеризуются наибольшей экономичностью. Однако имеется и существенный недостаток – наличие возвратно-поступательно движущихся частей (кривошипно-шатунного механизма), усложняющих конструкцию и ограничивающих частоту вращения коленчатого вала двигателя. Это, в свою очередь, не позволяет уменьшить габариты и массу двигателя. Газотурбинные и роторно-поршневые двигатели, имеющие только вращающиеся детали, могут работать при более высоких частотах вращения вала двигателя.

По ряду показателей дизели несколько уступают и бензиновым двигателям. Они имеют большие габариты и массу, пониженную приспособляемость на режимах перегрузки, затрудненный пуск при низких температурах, более высокую стоимость изготовления, трудоемкость обслуживания и ремонта по сравнению с бензиновыми двигателями той же мощности. Однако более высокая, на 25–30%, топливная экономичность дизелей предопределила их широкое распространение в качестве силовых агрегатов для лесотранспортных и лесозаготовительных машин.

При выполнении данного раздела курсового проекта необходимо:

- в зависимости от заданных условий эксплуатации определить мощность двигателя проектируемой машины;
- обосновать основные параметры и определить основные размеры двигателя;
- выполнить тепловой расчет;
- построить внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Мощность двигателя N_e (кВт) лесной машины, выполняющей транспортные операции, определяется по формуле

$$N_e = \frac{P_k V_a}{3600 \eta_{тр} \eta_r}, \quad (2.1)$$

где P_k – касательная сила тяги на ведущих органах тягача, необходимая для преодоления сил сопротивления движению лесотранспортной системы, Н; V_a – скорость движения машины, км/ч; $\eta_{тр}$ – механический КПД трансмиссии; η_r – коэффициент, учитывающий потери на ведущем участке гусеницы (только для гусеничных машин).

Коэффициент η_r , учитывающий потери на трение в шарнирах и зацеплении на ведущем участке гусеницы, принимают равным 0,95–0,96. Для колесных машин $\eta_r = 1$.

Значение коэффициента полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$ принимается предварительно по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$

Тип машины	КПД
Гусеничные трелевочные тракторы	0,8–0,85
Колесные трелевочные тракторы	0,8–0,85
Автомобили 4×2 и 6×2	0,85–0,9
Автомобили 4×4, 6×4 и 6×6	0,8–0,85

КПД гидромеханической трансмиссии определяется по формуле

$$\eta_{ГМТ} = \eta_{ГТ} \eta_{тр},$$

где $\eta_{ГТ}$ – КПД гидротрансформатора (0,85–0,9).

Касательная сила тяги P_k (Н) определяется из уравнения тягового баланса:

$$P_k = \Sigma P_{сопр} = P_f \pm P_i \pm P_j + P_w + P_{кр}, \quad (2.2)$$

где $\Sigma P_{сопр}$ – суммарная сила сопротивления движению, Н; P_f , P_i , P_j , P_w – силы тяги, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению, уклону, инерции, воздуху, Н; $P_{кр}$ – крюковая сила тяги, Н (рис. 2.1).

При выполнении курсового проекта мощность двигателя следует определять для режима установившегося движения ($j = 0$) на подъеме, тогда

$$P_k = P_f + P_i + P_w + P_{кр}.$$

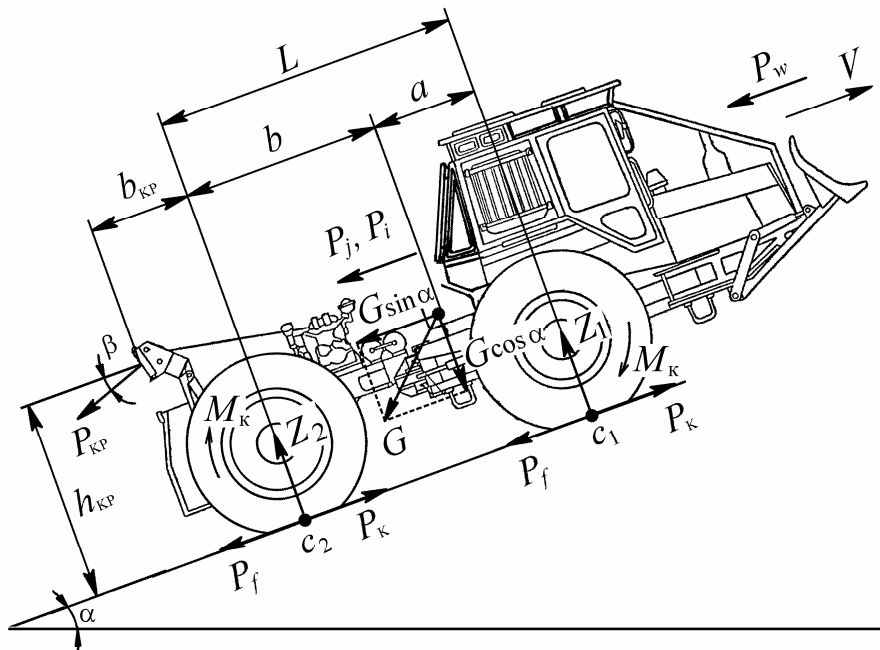


Рис. 2.1. Схема сил, действующих при движении на транспортную систему

Для наиболее характерных способов транспортировки древесины расчетные формулы для нахождения P_k будут иметь следующий вид:

– вывозка с полуприцепом или прицепом-ропуском:

$$P_k = (G + Q_1)(f_1 + i) + (G_{\text{пр}} + Q_2)(f_2 + i) + \frac{k_b F V_a^2}{13}; \quad (2.3)$$

– трелевка в полупогруженном состоянии:

$$P_k = (G + Q_1)(f_1 + i) + Q_2(f_2 + i), \quad (2.4)$$

где G – вес тягача, Н; Q_1 – вес части пакета, размещенной на тягаче, Н; Q_2 – вес части пакета, размещенной на прицепе или волочащейся по земле, Н; $G_{\text{пр}}$ – вес прицепа, Н; f_1 – коэффициент сопротивления качению тягача; f_2 – коэффициент сопротивления качению прицепа или скольжению волочащейся части пачки; i – уклон дороги (волока); k_b – коэффициент обтекаемости ($k_b = 0,7-0,9$); F – лобовая поверхность машины, м^2 ($F = 7,5-8,5 \text{ м}^2$).

Коэффициент f_2 сопротивления перемещению волочащейся части пачки деревьев (хлыстов) при трелевке в полупогруженном положении в зимний период года составляет 0,3–0,45, в летний – 0,4–0,8.

При вывозке древесины автопоездом коэффициенты сопротивления качению тягового и прицепного звеньев принимаются равными: $f_1 \cong f_2$. Тогда потребная сила тяги может быть определена по выражению

$$P_k = G_a (f_1 + i) + \frac{k_b F V_a^2}{13}, \quad (2.5)$$

где G_a – общий вес транспортной системы, Н, определяемый по формуле

$$G_a = G + G_{пр} + Q, \quad (2.6)$$

где Q – вес пачки древесины, Н:

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (2.7)$$

Вес тягача, рейсовая нагрузка, коэффициенты сопротивления качению и руководящий уклон указываются в задании на курсовое проектирование.

При трелевке деревьев в полупогруженном положении на трелевочных тракторах в первом приближении можно принять

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}. \quad (2.8)$$

Вес прицепного звена автопоезда выбирается из табл. П.5 по величине потребной его грузоподъемности, равной

$$Q_2 = Q - Q_1. \quad (2.9)$$

Коэффициент сопротивления движению f_1 в зависимости от типа дороги, способа транспортировки, вида тягача и подвижного состава выбирается из табл. П.1.

Скорости движения V_a для лесотранспортной машины находятся в пределах, приведенных в табл. 2.2, и указываются в задании на курсовое проектирование.

Таблица 2.2
Скорости движения лесотранспортных машин, км/ч

Тип машины	С грузом		Без груза
	Минимальная	Рабочая	Максимальная
Гусеничный трелевочный трактор	1,5–2,0	3,5–7,0	9–13
Колесный трелевочный трактор	1,5–2,0	9–12	20–30
Лесовозный автомобиль	2,0–6,0	20,0–50,0	60–75

Условия для определения мощности двигателя. В связи с большим диапазоном изменения $\eta_{тр}$ и $\eta_{г}$ мощность двигателя будет предопределяться величинами P_k и V_a .

Эксплуатация лесотранспортных машин происходит в сложных условиях, когда значения P_k и V_a изменяются в широких пределах из-за резкого колебания коэффициентов сопротивления движению, состава, размера и веса транспортируемых пачек. Поэтому мощность двигателя определяется для трех характерных режимов движения в соответствии с табл. 2.3, а для последующих расчетов принимается наибольшая из них.

Таблица 2.3

Условия для определения мощности двигателя

Вариант	f_1 и f_2	Уклон i	Скорость движения
1	Максимальные значения	i	Минимальная в грузовом направлении
2	Средние значения	$0,2i$	Рабочая в грузовом направлении
3	Минимальные значения	0	Максимальная в порожнем направлении

Полученное значение мощности двигателя может быть оценено по величине удельной мощности (кВт/т):

$$N_{уд} = \frac{N_e}{G}, \quad (2.10)$$

где N_e – максимальная расчетная мощность двигателя, кВт; G – масса тягача без груза, т.

В табл. 2.4 приведены рекомендуемые значения удельной мощности $N_{уд}$ (кВт/т) проектируемых лесотранспортных машин.

Таблица 2.4

Значения удельной мощности

Тип машины	$N_{уд}$, кВт/т
Гусеничные трелевочные тракторы	5,5–12,5
Колесные трелевочные тракторы	9,0–17,0
Лесовозные автомобили	10,0–23,0

При выполнении курсового проекта возможны два варианта выбора двигателя.

Если мощность серийного двигателя (см. табл. П.3 и П.4) практически соответствует (расхождение по N_e не более 5%) мощности проектируемого, для дальнейших расчетов следует принять показатели этого серийного двигателя, выбранного в качестве прототипа.

Если из числа серийных двигателей нет модели, соответствующей по мощности, то следует выбрать в качестве прототипа наиболее близкий по номинальной мощности серийный двигатель. Для дальнейших расчетов необходимо использовать значение мощности двигателя, полученное в результате вычислений, а остальные показатели – двигателя прототипа.

Однако и в первом, и во втором случае следует произвести определение основных размеров проектируемого двигателя – диаметра цилиндра d и хода поршня S .

2.2. Определение основных размеров двигателя

На выбор основных размеров двигателя оказывает влияние целый ряд показателей:

– *число тактов рабочего цикла.* Современные автомобильные и тракторные двигатели четырехтактные. Двухтактные карбюраторные двигатели получили применение только в качестве пусковых для тракторных дизелей. Двухтактные дизельные двигатели, ранее применявшиеся на грузовых автомобилях, в настоящее время заменены четырехтактными, как более надежными и экономичными.

– *число цилиндров.* В настоящее время наибольшее применение получили двигатели с числом цилиндров: у гусеничных тракторов – 4 и 6; у колесных тракторов – 4, 6 и 8; у грузовых автомобилей – 6, 8 и 12. Четырехцилиндровые двигатели выполняют однорядными, восьми- и двенадцатицилиндровые – с V-образным расположением цилиндров, шестицилиндровые – как однорядными, так и с V-образным расположением цилиндров.

– *частота вращения коленчатого вала.* Для двигателей лесотранспортных машин наиболее характерные частоты вращения коленчатого вала n (об/мин), соответствующие номинальной мощности, приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Значения частот вращения коленчатого вала

Тип двигателя	n , об/мин
Дизельные автомобильные	2100–2600
Дизельные тракторные	1600–2200

– *среднее эффективное давление*. При определении основных размеров двигателя среднее эффективное давление находят на основании теплового расчета. В курсовом проекте его назначают по аналогии с данными существующего двигателя-прототипа, подобного проектируемому по типу, конструкции и параметрам.

Значения среднего эффективного давления p_e (МПа), соответствующего максимальной мощности при полной нагрузке, приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Значения среднего эффективного давления

Тип двигателя	p_e , МПа
Дизельные двигатели без наддува	0,6–0,7
Дизельные двигатели с наддувом	0,75–1

– *отношение хода поршня S к диаметру цилиндра d ($\psi = S/d$)*. Из теории двигателей известно, что понижение ψ за счет уменьшения хода поршня дает ряд преимуществ и считается целесообразным. У современных автотракторных двигателей оно соответствует наиболее характерным значениям, приведенным в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Значения отношения хода поршня к диаметру цилиндра

Тип двигателя	ψ
Дизельные двигатели автомобилей	1–1,08
Дизельные двигатели тракторов	1,08–1,22

Диаметр цилиндра d (мм) определяется по следующей формуле:

$$d = 377 \sqrt[3]{\frac{\tau N_e}{\psi p_e i n}}, \quad (2.11)$$

где τ – число тактов рабочего цикла; p_e – среднее эффективное давление, МПа; ψ – отношение хода поршня к диаметру цилиндра; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Значения τ , i , ψ и n выбираются по серийному двигателю, взятому в качестве прототипа. Следует величину условного среднего эффективного давления подставлять в формулу (2.11) увеличенной на 3–5% относительно значения для двигателя-прототипа и указывать факторы, позволяющие обеспечить это увеличение.

В проекте также необходимо вычислить и оценить следующие основные параметры двигателя:

– литровую мощность N_l (кВт/л):

$$N_l = \frac{N_e}{V_h i}, \quad (2.12)$$

где V_h – рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S; \quad (2.13)$$

– удельную массу двигателя G_y (кг/кВт):

$$G_y = \frac{G_d}{N_e}, \quad (2.14)$$

где G_d – сухая масса двигателя, кг; ее следует принимать на основании данных о двигателе-прототипе;

– среднюю скорость поршня C_m (м/с):

$$C_m = \frac{Sn}{30}, \quad (2.15)$$

где S – ход поршня, м.

Полученные значения параметров проектируемого двигателя необходимо сравнить с соответствующими показателями у существующих двигателей (табл. 2.8) и дать их оценку.

Таблица 2.8

Основные параметры поршневых двигателей

Тип двигателя	N_l , кВт/л	G_y , кг/кВт	C_m , м/с
Дизельные грузовых автомобилей	11–16	4,8–7,0	8,0–10,5
Дизельные тракторные без наддува	8–13	6,5–16,5	7,0–9,0
Дизельные тракторные с наддувом	11–15	6,5–11,0	7,0–9,0

2.3. Тепловой расчет двигателя

Методика теплового расчета приведена для четырехтактного дизельного двигателя.

Давление в конце такта впуска p_a (МПа):

$$p_a = p_0 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T_0'}{T_0} + \frac{p_r}{\varepsilon}, \quad (2.16)$$

где p_0 – давление окружающей среды, 0,101 МПа; ε – степень сжатия; η_v – коэффициент наполнения; T_0' – температура свежего заряда, 298 К; T_0 – температура окружающей среды, 288 К; p_r – давление остаточных газов в начале такта впуска, 0,116 МПа.

Температура в конце такта впуска T_a (К):

$$T_a = \frac{T_0'}{1 - \frac{p_r}{\varepsilon p_a} \left(\frac{T_r - T_0'}{T_r} \right)}, \quad (2.17)$$

где T_r – температура остаточных газов в начале такта впуска, 700 К.

Показатель политропического сжатия n_1 для дизельных двигателей выбирается исходя из условия: если $\varepsilon = 12$ –15,5, тогда $n_1 = 1,325$; если $\varepsilon = 15,6$ –22, тогда $n_1 = 1,355$.

Давление в конце такта сжатия p_e (МПа):

$$p_e = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (2.18)$$

Температура в конце такта сжатия T_c (К):

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (2.19)$$

Теоретически необходимое количество воздуха, потребное для сгорания 1 кг топлива, l_0 (кг воздуха/кг топлива):

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} g_C + g_{H_2} - g_{O_2} \right), \quad (2.20)$$

где g_C – процентное содержание углерода в дизельном топливе, 85,7%; g_{H_2} – процентное содержание водорода, 13,3%; g_{O_2} – процентное содержание кислорода, 1,0%.

Теоретически необходимое количество воздуха, потребное для сгорания 1 кг топлива, L_0 (кмоль воздуха/кг топлива):

$$L_0 = \frac{l_0}{29}. \quad (2.21)$$

Действительное количество воздуха в горючей смеси L (кмоль воздуха/кг топлива):

$$L = \alpha L_0, \quad (2.22)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, 1,5.

Коэффициент остаточных газов γ :

$$\gamma = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}. \quad (2.23)$$

Количество киломоль остаточных газов M_r (кмоль/кг топлива):

$$M_r = \gamma \alpha L_0. \quad (2.24)$$

Количество киломоль газов до сгорания M_c (кмоль/кг топлива):

$$M_c = \alpha_0 L_0 (1 + \gamma), \quad (2.25)$$

где α_0 – коэффициент избытка воздуха до сгорания (в расчетах принимается $\alpha_0 = \alpha$).

Суммарное количество продуктов сгорания 1 кг топлива при $\alpha > 1$ для дизельного двигателя M_2 :

$$M_2 = \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} + \alpha L_0. \quad (2.26)$$

Количество киломоль газов после сгорания (кмоль/кг топлива):

$$M_z = M_2 + M_r. \quad (2.27)$$

Коэффициент молекулярного изменения μ :

$$\mu = \frac{M_z}{M_c}. \quad (2.28)$$

Средняя молекулярная теплоемкость свежего заряда (кДж/кг):

$$m c'_v = 20,175 + 1,739 \cdot 10^{-3} T_c, \quad (2.29)$$

где T_c – температура в цилиндре двигателя в процессе сжатия, К (табл. 2.9).

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания (кДж/кмоль·К):

$$mc_p'' = 8,317 + \left(20,1 + \frac{0,92}{\alpha}\right) + \left(\frac{13,8}{\alpha} + 15,5\right) \cdot 10^{-4} T_z, \quad (2.30)$$

где T_z – температура в цилиндре двигателя в процессе сгорания, К (табл. 2.9).

Температура в конце такта сгорания (К):

$$\frac{\xi h_u}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} + (mc_v' + 8,31\lambda) T_c = \mu mc_p'' T_z, \quad (2.31)$$

где ξ – коэффициент использования тепла; h_u – низшая теплотворная способность дизельного топлива, 41 700 кДж/кг; λ – степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}, \quad (2.32)$$

где p_z – давление в процессе сгорания, К; p_c – давление в процессе сжатия, К (табл. 2.9).

Давление в конце такта сгорания p_z (МПа) определяется в том случае, если известна степень повышения давления:

$$p_z = \lambda p_c. \quad (2.33)$$

Для дизельных двигателей показатель политропического расширения n_2 принимается в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя $n_{ен}$: при $n_{ен} = 1400$ об/мин $n_2 = 1,3$, а при $n_{ен} = 3000$ об/мин $n_2 = 1,15$.

Степень расширения p :

$$p = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (2.34)$$

Степень последующего расширения δ :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{p}. \quad (2.35)$$

Давление в конце такта расширения p_b (МПа):

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}}. \quad (2.36)$$

Температура в конце такта расширения T_b (К):

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}. \quad (2.37)$$

Среднее индикаторное давление теоретической диаграммы (МПа):

$$p'_i = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(p-1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (2.38)$$

Действительное среднее индикаторное давление p_i (МПа):

$$p_i = p'_i \Phi - (p_r - p_a). \quad (2.39)$$

Индикаторный КПД двигателя:

$$\eta_i = \frac{8,317 p_i \alpha L_0 T_0}{\eta_v h_u p_0}. \quad (2.40)$$

Индикаторный удельный расход топлива (г/кВт·ч):

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i h_u}. \quad (2.41)$$

Среднее давление трения p_T (МПа):

– для дизельных двигателей с неразделенными камерами сгорания ($\xi < 0,75$):

$$p_m = 0,105 + 47 \cdot 10^{-6} n_{ен}; \quad (2.42)$$

– для дизельных двигателей с разделенными камерами сгорания ($\xi \geq 0,75$):

$$p_m = 0,105 + 68 \cdot 10^{-6} n_{ен}. \quad (2.43)$$

Среднее эффективное давление p_e (МПа):

$$p_e = p_i - p_T. \quad (2.44)$$

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (2.45)$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (2.46)$$

Эффективный удельный расход топлива g_e (г/кВт·ч):

$$g_e = \frac{36 \cdot 10^5}{\eta_e h_u}. \quad (2.47)$$

Часовой расход топлива G_T (кг/ч):

$$G_T = \frac{g_e N_e}{1000}, \quad (2.48)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

Средние значения давлений, температур, соответствующих состоянию газов в конце тактов дизельного двигателя, приведены в табл. 2.9. Значения основных индикаторных и эффективных показателей дизельных двигателей содержатся в табл. 2.10.

Таблица 2.9

Средние значения температур (T) и давлений (p)

Процесс	Температура, К		Давление, МПа	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Впуск	T_a	310–360	p_a	0,075–0,095
Сжатие	T_c	750–950	p_c	3,0–4,5
Сгорание	T_z	1800–2300	p_z	5,0–8,0
Расширение	T_b	900–1400	p_b	0,2–0,4
Выпуск	T_r	700–900	p_r	0,105–0,120

Таблица 2.10

Индикаторные и эффективные показатели ДВС

Показатель	Обозначение	Значение
Индикаторный КПД	η_i	0,35–0,5
Среднее индикаторное давление при полной нагрузке, МПа	p_i	0,6–1
Механический КПД при максимальной мощности	η_m	0,7–0,8
Эффективный КПД	η_e	0,3–0,4
Среднее эффективное давление при полной нагрузке, МПа	p_e	0,6–0,8
Удельный эффективный расход топлива при полных нагрузках, г/кВт·ч	g_e	210–260

2.4. Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Нагрузочные и скоростные режимы лесотранспортных машин изменяются в широких пределах. Поэтому при оценке динамических и экономических свойств их двигателей представляют интерес эффективная мощность и соответствующие ей параметры при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала.

Зависимость эффективной мощности N_e (кВт), крутящего момента M_e (кН·м), часового G_T (кг/ч) и удельного эффективного g_e (г/кВт·ч) расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала n (об/мин) называется скоростной характеристикой двигателя. На рис. 2.2 приведена скоростная характеристика двигателя, выполненная в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний».

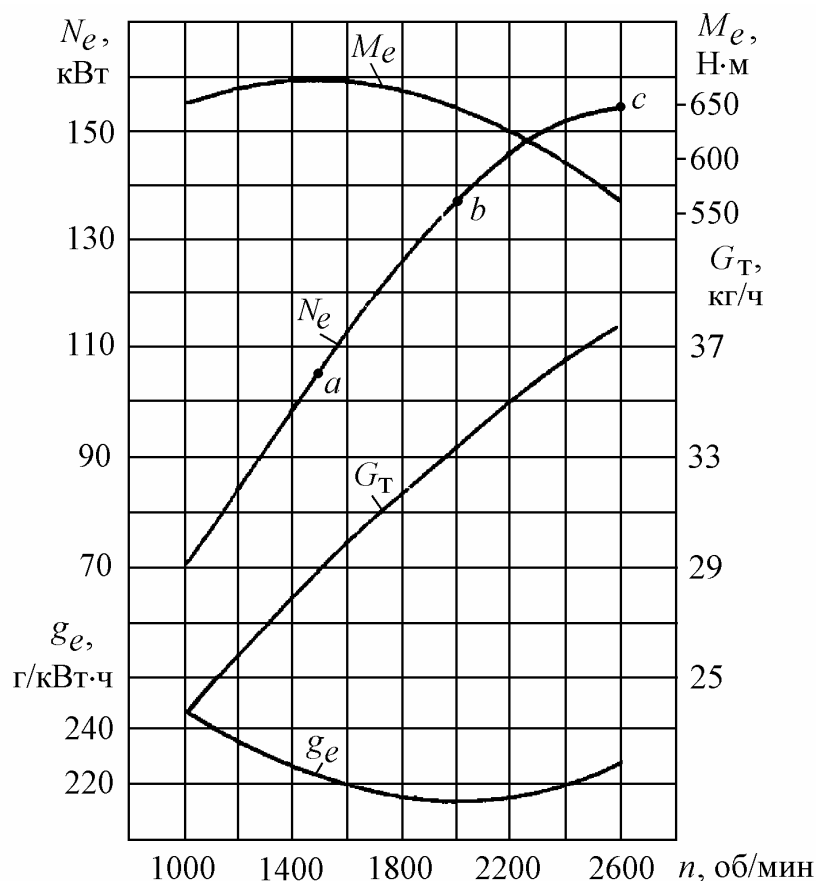


Рис. 2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Скоростная характеристика, полученная при полной нагрузке, т. е. при положении рейки топливного насоса высокого давления, соответствующем номинальной мощности двигателя, называется внешней. Она показывает, какие наибольшие эффективные мощности и крутящие моменты можно получить от данного двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала и минимальных удельных расходах топлива. Скоростные характеристики, полученные при положении рейки топливного насоса, соответствующем частичной мощности (80, 60, 50% и т. д.), называются частичными. Эти характеристики используются для установления влияния на работу двигателя таких факторов, как состав смеси, частота вращения коленчатого вала и др., что позволяет находить пути улучшения его технических и экономических показателей.

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

Мощность двигателя рассчитывается следующим образом:

$$N_e = N_{ен} \left(a \frac{n}{n_{ен}} + b \frac{n^2}{n_{ен}^2} - \frac{n^3}{n_{ен}^3} \right), \quad (2.49)$$

где $N_{ен}$ – номинальная мощность двигателя, кВт; n – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; $n_{ен}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности, об/мин; a и b – постоянные коэффициенты двигателя, принимаются по табл. П.3 и П.4.

Удельный эффективный расход топлива определяется по формуле

$$g_e = g_{ен} \left(c_T - d_T \frac{n}{n_{ен}} + e_T \frac{n^2}{n_{ен}^2} \right), \quad (2.50)$$

где $g_{ен}$ – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч; $c_T = d_T = 1,55$, $e_T = 1,0$ – постоянные коэффициенты скоростной характеристики.

Часовой расход топлива G_T и крутящий момент двигателя M_e определяются по следующим формулам:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}; \quad (2.51)$$

$$M_e = 9,55 \frac{N_e}{n}. \quad (2.52)$$

Скоростная характеристика двигателя строится не менее чем для семи различных значений частоты вращения коленчатого вала двигателя n в диапазоне

$$n = (0,5-1,0)n_{ен}.$$

Скоростные характеристики показывают, что двигатели могут работать в очень широких диапазонах частот вращения коленчатого вала. Однако на высоких скоростных режимах резко снижаются эффективная мощность и крутящий момент, которые обращаются в нуль при частоте вращения, называемой разносной. На кривых скоростной характеристики можно отметить ряд характерных точек (рис. 2.2).

На малых частотах вращения среднее эффективное давление невелико вследствие медленного протекания процесса сгорания топлива и большой теплоотдачи в окружающую среду. Поэтому и мощность двигателя на малых частотах также невелика. По мере увеличения частоты вращения (до точки a) среднее эффективное давление возрастает, так как улучшаются условия сгорания топлива, и кривая мощности более круто поднимается вверх.

Точка a на кривой мощности соответствует максимальному крутящему моменту и минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала под нагрузкой. В дальнейшем, по мере увеличения частоты вращения, рост мощности несколько замедляется. Это происходит за счет уменьшения среднего эффективного давления, ухудшения наполнения цилиндров и увеличения механических потерь.

При некоторой частоте вращения (точка c), называемой номинальной, мощность достигает максимума, а затем может наблюдаться даже ее падение. Это происходит потому, что уменьшение среднего эффективного давления оказывает большее влияние на падение мощности, чем увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Двигатель наиболее экономичен по расходу топлива при частоте вращения, соответствующей точке b . Удельный расход топлива на малых частотах вращения вала увеличивается вследствие замедленного протекания процесса сгорания и больших тепловых потерь через стенки цилиндров. При больших частотах вращения удельный расход топлива возрастает из-за резкого увеличения механических и насосных потерь.

По скоростной характеристике можно определить коэффициент приспособляемости по крутящему моменту:

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_{ен}}, \quad (2.53)$$

где M_{\max} – максимальное значение крутящего момента; $M_{ен}$ – значение крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности двигателя.

Данный коэффициент оценивает возможности двигателя приспособляемость к изменению внешней нагрузки и характеризует его способность преодолевать кратковременные перегрузки без увеличения передаточного числа трансмиссии. Средние значения коэффициента приспособляемости K_M для дизельных двигателей составляют 1,05–1,15.

3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ МАШИНЫ

3.1. Общие положения

Система деталей и узлов, передающая энергию двигателя ведущим колесам (звездочкам) и другим рабочим органам машин, называется *трансмиссией*. Назначение трансмиссии заключается также в изменении частоты вращения ведущих органов машин и подводимого к ним момента в заданных пределах по величине и направлению.

В настоящее время лесозаготовительные машины оснащаются как механическими (МТ), так и гидромеханическими трансмиссиями (ГМТ). Механические силовые передачи характеризуются значительной надежностью, высоким КПД, простотой, низкой стоимостью изготовления и ремонта. Однако ГМТ по сравнению с механическими трансмиссиями обладают рядом преимуществ:

- лучшие плавность движения и эргономические показатели в результате уменьшения числа и упрощения переключений передач;
- повышение проходимости по слабым грунтам в результате устранения резких изменений усилий, действующих в контакте между опорными поверхностями движителя и грунтом;
- улучшение динамики тягача вследствие повышения параметров разгона, особенно при трогании с места;
- снижение динамических перегрузок, возникающих в результате резких изменений сопротивления движению, что способствует увеличению срока эксплуатации тягача.

К основным недостаткам ГМТ по сравнению с обычной МТ относят: снижение КПД ($\eta_{\text{ГМТ}} = 0,85-0,9$); усложнение конструкции; повышение массы и стоимости.

Электрические трансмиссии на лесозаготовительной технике пока не применяются из-за достаточно высокой стоимости, низкой надежности и значительных эксплуатационных затрат.

Компоновочные схемы механических трансмиссий лесных машин с различными колесными формулами и типом движителя приведены на рис. 3.1.

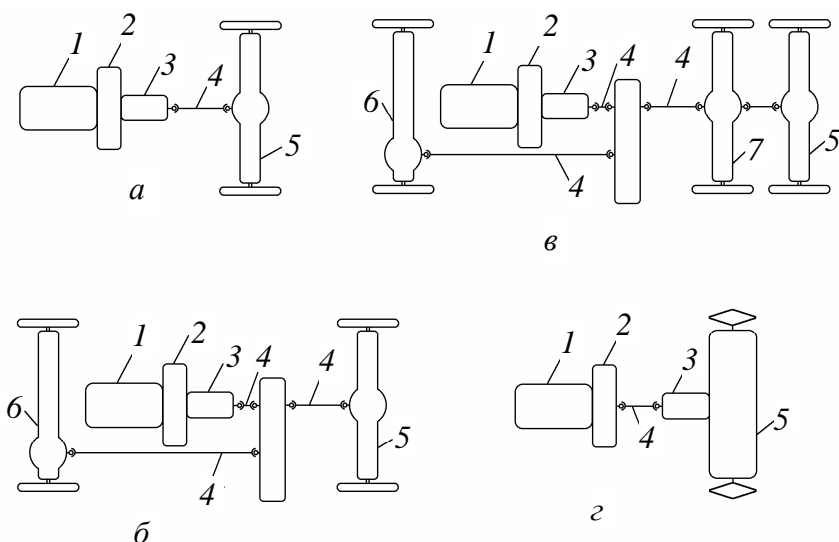


Рис. 3.1. Компонировочные схемы механических силовых передач:
a – колесная формула 4×2; *б* – колесная формула 4×4;
в – колесная формула 6×6; *г* – гусеничный трактор;
 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – задний ведущий мост; 6 – передний ведущий мост;
 7 – средний ведущий мост

Во время работы транспортных машин в разных дорожных условиях требуется маневрировать тяговыми усилиями и скоростями движения для получения возможно большей эффективности (производительности и экономичности). В связи с этим большое значение имеет правильный выбор интервалов между соседними скоростями и тяговыми усилиями, а также число ступеней и состав трансмиссии.

Основные требования к трансмиссии лесотранспортных машин:

- плавное изменение крутящего момента в интервале рабочих скоростей движения;
- простота конструкции агрегатов и надежность в эксплуатации;
- дешевизна изготовления, малый вес и небольшие габариты;
- легкость и удобство управления;
- экономичность работы двигателя в широком интервале изменения оборотов.

При выполнении данного раздела курсового проекта необходимо:

- в зависимости от заданных конкретных условий обосновать выбор основных узлов силовой передачи, ходовой системы и механизмов управления;

- дать четко сформулированное назначение, устройство и классификационные признаки всех узлов и механизмов;
- определить передаточные числа всех агрегатов трансмиссии;
- составить кинематическую схему трансмиссии проектируемой машины с указанием всех подшипников и сальников в соответствии с материалом, приведенным на рис. П.1–П.26.

3.2. Выбор передаточных чисел силовой передачи гусеничных и колесных машин

Для определения передаточных чисел необходимо располагать численными значениями максимальной потребной касательной силы тяги на первой передаче P_k^{\max} , номинального крутящего момента двигателя $M_{ен}$ и наибольшей скоростью движения машины V_a^{\max} .

Общее передаточное число трансмиссии на низшей (первой) передаче $k_1^д$ должно обеспечить движение машины в самых трудных условиях ($f_{1,2}^{\max}$, i) с грузом. Значение $k_1^д$ определяется из условия преодоления груженой машиной максимальных дорожных сопротивлений:

$$k_1^д \geq \frac{P_k^{\max} R}{M_{ен} \eta_{тр} \eta_r}, \quad (3.1)$$

где P_k^{\max} – максимальная касательная сила тяги, принимается по данным расчета, проведенного в п. 2.1; R – радиус ведущей звездочки (гусеничная машина) или динамический радиус колеса (колесная машина); $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; η_r – коэффициент, учитывающий потери на ведущем участке гусеницы (только для гусеничных машин).

Радиус ведущей звездочки гусеничной машины принимается по аналогии с существующими моделями: 0,196, 0,235, 0,238, 0,263 м. Зная число зубьев ведущей звездочки ($z = 9–13$) и шаг гусеницы ($l_r = 0,15$ м), можно определить радиус звездочки:

$$R = \frac{l_r}{2 \sin \frac{180}{z}}. \quad (3.2)$$

Для нахождения динамического радиуса колеса необходимо вычислить нагрузку на одно колесо (шину) машины Z_k (кН):

$$Z_k = \frac{G + Q_1}{n_{\text{ш}}}, \quad (3.3)$$

где $n_{\text{ш}}$ – число колес (шин) машины.

По нагрузке на колесо из табл. П.6 подбирается шина соответствующего размера и вычисляется динамический радиус колеса R (м) по формуле

$$R = \left(\frac{2H + d}{2} \right) 0,0254 \Delta, \quad (3.4)$$

где H – высота профиля шины, дюйм; d – диаметр обода колеса, дюйм (1 дюйм = 25,4 мм); Δ – коэффициент деформации шины, равный 0,93–0,97.

Основные геометрические параметры автомобильных и тракторных шин приведены на рис. 3.2. Для шин принято следующее численное обозначение: 6,5R20 (180R508) или 11,2–20. Первое число обозначает ширину профиля шины B (дюйм), второе – посадочный диаметр d (дюйм). В скобках может приводиться обозначение шины в миллиметрах. Буква R обозначает шину с радиальным расположением нитей корда в каркасе. В обозначении низкопрофильных шин – 12/80R20 – число после знака дроби указывает на соотношение высоты и ширины профиля шины в процентах.

Для широкопрофильных шин принято обозначение в миллиметрах – 1300×530×533 (наружный диаметр D × ширина профиля B × посадочный диаметр d). Краткие технические характеристики автомобильных и тракторных шин приведены в табл. П.6 и П.7.

Вычисленное по формуле (3.1) передаточное число трансмиссии необходимо проверить из условия ограничения по сцеплению гусениц или колес с опорной поверхностью:

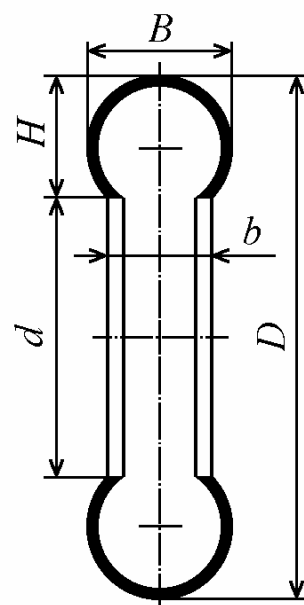


Рис. 3.2. Основные геометрические параметры автомобильных и тракторных шин:
 B – ширина профиля;
 H – высота профиля;
 d – посадочный диаметр;
 b – расстояние между бортовыми закраинами;
 D – наружный диаметр

– для гусеничной машины:

$$k_1^c = \frac{(G + Q_1) \varphi R \cos \alpha}{M_{ен} \eta_{тр} \eta_r}; \quad (3.5)$$

– для колесной машины:

$$k_1^c = \frac{G_{сц} m \varphi R \cos \alpha}{M_{ен} \eta_{тр}}, \quad (3.6)$$

где φ – коэффициент сцепления гусениц или колес с опорной поверхностью (табл. П.2), выбирается исходя из указанных в задании на курсовое проектирование значений коэффициента сопротивления движению f_1 ; α – угол уклона волока; $G_{сц}$ – сцепной вес машины, Н; m – коэффициент перераспределения массы машины.

Коэффициент перераспределения массы m принимается для полноприводных колесных машин равным 1,1–1,3, для полноприводной машины $m = 1$. Сцепным весом $G_{сц}$ называется часть собственного веса машины и веса перевозимого груза, передающаяся на опорную поверхность через ведущие колеса машины.

Окончательный выбор передаточного числа трансмиссии на первой передаче производится при соблюдении следующего условия:

$$k_1^d \leq k_1 \leq k_1^c. \quad (3.7)$$

Невыполнение данного условия приводит к невозможности эксплуатации машины. Обычно у гусеничных машин величина k_1 принимается ближе к расчетному значению по условиям сцепления.

У полноприводных колесных машин при выборе общего передаточного числа трансмиссии на первой передаче следует учитывать наличие в силовой передаче раздаточной коробки. Наряду с выполнением основного своего назначения – распределения крутящего момента по ведущим мостам – раздаточная коробка используется для увеличения диапазона трансмиссии. Для этого, как правило, в раздаточной коробке предусматривается две передачи – высшая и низшая. На лесовозных тягачах высшая передача имеет передаточное число, близкое к единице (1,0–1,4). Передаточное число низшей передачи раздаточной коробки определяется из условий полного использования сцепной массы или обеспечения минимальной устойчивой скорости движения машины и принимается равным 1,6–2,3.

Поэтому у колесных машин величина k_1 при низшей передаче раздаточной коробки принимается ближе к расчетному передаточному числу по условиям сцепления k_1^c . Тогда, с учетом диапазона раздаточной коробки, равного 1,6–2,1, значение общего передаточного числа трансмиссии k_1 при высшей передаче в раздаточной коробке не должно быть ниже k_1^a . Если данное условие не выполняется, то следует ограничиться одной передачей в раздаточной коробке.

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче определяется из условия обеспечения движения машины с максимальной скоростью движения:

$$k_{\text{выс}} = 0,377 \frac{Rn_{eH}}{V_a^{\text{max}}}. \quad (3.8)$$

Следующим этапом после выбора значений низшего и высшего передаточных чисел трансмиссии k_1 и $k_{\text{выс}}$ является выбор и обоснование параметров отдельных агрегатов трансмиссии.

3.3. Сцепления

Наибольшее распространение на современных лесных машинах получили одно- или двухдисковые сцепления постоянно замкнутого типа с периферийными нажимными пружинами [3, 6]. Для обеспечения большой плавности при включении и снижения крутильных колебаний в трансмиссии в ступицах ведомых дисков устанавливают упруго-фрикционные демпферы. При значительных нажимных усилиях для облегчения работы водителя в приводе используют пневмо- и гидроусилительные механизмы.

При обосновании выбора конструкции сцепления следует руководствоваться величиной передаваемого крутящего момента и условиями работы машины. Число ведомых дисков, а следовательно поверхностей трения i , зависит от мощности двигателя N_e . Для современных лесных машин $i = 4$ при $N_e \geq 132,5$ кВт; $i = 2$ при $N_e \leq 132,5$ кВт.

Привод управления подбирается исходя из принятого усилия на педали выключения муфты сцепления: для автомобилей $P_{\text{п}} = 150–200$ Н, для тракторов $P_{\text{п}} = 200–250$ Н. Допустимый полный ход педали сцепления $S_{\text{п}} = 0,15–0,2$ м.

Муфта сцепления должна обеспечивать надежную передачу крутящего момента двигателя, быстрое и полное отключение его от

трансмиссии, а также плавное включение, т. е. постепенное нагружение трансмиссии и увеличение ускорения машины. В процессе работы трущиеся поверхности сцепления изнашиваются, пружины ослабевают и диски сцепления пробуксовывают. Поэтому крутящий момент двигателя полностью не реализуется. Причиной пробуксовывания муфты может быть замасливание дисков, а также неправильная и несвоевременная регулировка сцепления.

В последнее время на грузовых автомобилях большой грузоподъемности начинают использоваться сцепления с диафрагменной нажимной пружиной. Такая конструкция способствует уменьшению размеров и числа деталей сцепления, обеспечению плавного давления на нажимной диск. Основным недостатком диафрагменных сцеплений является большая трудоемкость изготовления.

3.4. Гидромуфты и гидротрансформаторы

В трансмиссиях современных лесных машин все более широкое распространение получают гидродинамические передачи. Механическая энергия ведущего вала такой передачи передается ведомому потоком циркулирующей в замкнутом объеме жидкости. Различают два основных типа гидродинамических передач: преобразующие крутящий момент (гидротрансформаторы) и не преобразующие (гидромуфты).

В настоящее время широко используются трехколесные комплексные трансформаторы, сочетающие в себе возможности первого и второго типа передач. Все они являются лопаточными гидравлическими машинами с двойным преобразованием энергии.

Механическая энергия вращения вала двигателя, подведенная к насосному колесу, преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости, а затем в турбине энергия потока вновь преобразуется в механическую энергию вращения ведомого вала. После этого жидкость опять поступает в насос.

В отличие от гидромуфты, гидротрансформатор имеет между насосным и турбинным колесом неподвижное лопаточное колесо – реактор. Реактор изменяет направление движения рабочей жидкости и, являясь внешней опорой, обеспечивает изменение крутящего момента, передаваемого турбиной при постоянном крутящем моменте насоса.

3.5. Коробки передач

На автомобилях коробки передач выполняются трехвальными, соосными, с косозубыми шестернями постоянного зацепления и включением передач с помощью синхронизаторов. Синхронизаторы исключают торцевой износ зубьев шестерен, облегчают и ускоряют процесс переключения передач. Коробки, устанавливаемые на автомобили со сравнительно малооборотными дизельными двигателями, имеют ускоряющую высшую передачу. Для увеличения диапазона трансмиссии перед основной коробкой передач или после нее устанавливаются дополнительные двухступенчатые редукторы (делители передач). Такие составные коробки передач позволяют значительно улучшить тягово-динамические качества автопоездов [3, 5, 6].

Коробки передач для гусеничных тракторов, имеющие значительно меньшие передаточные числа по сравнению с автомобильными, выполняются двухвальными с прямозубыми шестернями и каретками. Для уменьшения торцевого износа зубьев шестерен тракторные коробки передач всегда снабжаются блокировочным устройством и тормозком для остановки ведущего вала. В сочетании с коробкой может устанавливаться двухступенчатый реверс-редуктор, который удваивает или утраивает число ступеней переднего хода, что позволяет более эффективно использовать машину в зависимости от эксплуатационных условий.

Особенностью коробок передач колесных тракторов является большое количество передач и наличие понижающего редуктора, обеспечивающего большое передаточное число трансмиссии.

На некоторых трелевочных тракторах для реверсивного или двухскоростного привода лебедки устанавливаются дополнительные коробки.

Минимальное число ступеней в коробке передач, обеспечивающее перекрытие кривых силы тяги, определяют по формулам:

$$m = \frac{\lg \frac{k_1}{k_{\text{выс}}} + 1}{\lg \frac{n_{\text{ен}}}{n_{\text{м}}}}; \quad (3.9)$$

$$m = \frac{\lg \frac{V_a^{\max}}{V_a^{\min}}}{\lg \frac{n_{eH}}{n_M}} + 1, \quad (3.10)$$

где V_a^{\max} и V_a^{\min} – максимальная и минимальная скорости движения машины, км/ч; n_{eH} – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту (принимается по скоростной характеристике двигателя).

Для машин, имеющих синхронизированные коробки с возможностью переключения передач в процессе движения машины, для дальнейших расчетов принимается большее из полученных по обеим формулам (3.9) и (3.10) значений m . Для машин с переключением передач с остановкой машины вычисление значения m проводится только по формуле (3.9). Рассчитанное число ступеней трансмиссии m округляется до большего целого значения.

Значения передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах распределяются по закону геометрической прогрессии. Это обеспечивает постоянство скорости движения машины в момент перехода на смежную передачу и дает одинаковую степень изменения нагрузки двигателя. При распределении передаточных чисел по геометрической прогрессии справедлива зависимость

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{k_2}{k_3} = \dots = \frac{k_{m-1}}{k_m} = q, \quad (3.11)$$

где k_1, \dots, k_m – передаточные числа трансмиссии на соответствующих передачах; q – знаменатель прогрессии.

Тогда значение q определяется по формуле

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{k_1}{k_{\text{выс}}}}. \quad (3.12)$$

У существующих моделей гусеничных трелевочных тракторов величина q находится в пределах 1,17–1,67. Для автомобилей знаменатель прогрессии q не должен превышать 1,4.

Окончательный выбор числа передач m следует сделать на основе определения знаменателя прогрессии q и сравнения полученных

результатов расчетов с существующими моделями аналогичных машин. Целесообразно принимать большее число ступеней, так как это позволяет лучше использовать мощность двигателя.

Зная передаточные числа трансмиссии на 1-й и высшей передачах, а также знаменатель прогрессии, переходят к определению передаточных чисел на промежуточных передачах.

Передаточное число трансмиссии *гусеничных машин* представляет собой произведение передаточных чисел коробки передач i_m , главной передачи i_0 , механизма поворота $i_{мп}$, бортовой передачи $i_б$:

$$k_m = i_m i_0 i_{мп} i_б. \quad (3.13)$$

Значения передаточных чисел агрегатов трансмиссии первоначально принимаются по аналогии с выполненными моделями. Следует i_0 , $i_{мп}$, $i_б$ выбирать в соответствии со следующими данными: главная передача – $i_0 = 2,5–5,5$; планетарный механизм поворота (ПМП) – $i_{мп} = 1,35–1,45$ (сдвоенный), $i_{мп} \geq 3$ (раздельный); фрикционный механизм поворота (ФМП) – $i_{мп} = 1$; бортовая передача – $i_б = 3,5–5,8$ (одинарная), $i_б \geq 7,5$ (двойная).

Подбирая значения i_0 , $i_{мп}$, $i_б$, необходимо стремиться к тому, чтобы значения передаточных чисел в коробке передач получались в допустимых пределах. Для тракторной двухвальной коробки передач они должны находиться в пределах диапазона от 0,4 до 3,0. Кроме того, чтобы разгрузить от больших крутящих моментов коробку передач и механизмы поворота, следует большие значения передаточных чисел принимать в планетарном редукторе и бортовой передаче.

Передаточные числа в коробке передач гусеничной машины вычисляются по формулам:

– на 1-й передаче:

$$i_1 = \frac{k_1}{i_0 i_{мп} i_б} \leq 3,0; \quad (3.14)$$

– на 2-й передаче:

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; \quad (3.15)$$

– на m -й передаче:

$$i_m = i_{выс} = \frac{i_1}{q^{m-1}} \geq 0,4. \quad (3.16)$$

Правильность вычисления передаточных чисел коробки проверяется по зависимости

$$i_{\text{выс}} = \frac{k_{\text{выс}}}{i_0 i_{\text{мп}} i_6}. \quad (3.17)$$

Вычисленные передаточные числа следует сравнить с существующими их величинами на выполненных моделях и при необходимости произвести перерасчет, задавшись новыми значениями i_0 , $i_{\text{мп}}$, i_6 .

Для более эффективного использования тяговых качеств гусеничного трактора производится корректирование передаточных чисел в коробке передач. Это производится с помощью зависимости

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \dots > \frac{i_{m-1}}{i_m}. \quad (3.18)$$

Передаточное число трансмиссии *колесных машин* представляет собой произведение передаточных чисел коробки передач i_m , раздаточной коробки на высшей передаче i_{p2} , главной передачи i_0 :

$$k_m = i_m i_{p2} i_0. \quad (3.19)$$

У автомобилей для получения высокого КПД трансмиссии и скорости движения передаточное число на высшей передаче в коробке передач обычно принимают $i_{\text{выс}} = 0,7-0,8$, а в раздаточной коробке $i_{p2} = 1,0-1,4$. В этом случае передаточное число главной передачи может быть вычислено по формуле

$$i_0 = \frac{k_{\text{выс}}}{i_{\text{выс}} i_{p2}}. \quad (3.20)$$

Значения передаточных чисел главной передачи у колесных машин находятся в пределах: с одинарной передачей – $i_0 = 3,7-6,7$; с двойной центральной передачей – $i_0 = 5,6-10,3$; с двойной разнесенной передачей – $i_0 = 5,0-12,0$.

В тех случаях, когда величина i_0 выходит за указанные пределы, необходимо увеличивать передаточное число ведущего моста за счет введения конечной передачи в виде дополнительных колесных редукторов.

Передаточное число первой конической ступени двойной главной передачи в первом приближении можно определить по формуле

$$i_{\text{гп}} \cong \sqrt{i_0}; \quad (3.21)$$

а второй ступени передачи – из зависимости

$$i_{\text{д}} = \frac{i_0}{i_{\text{гп}}}. \quad (3.22)$$

В последние годы в автомобилестроении наблюдается тенденция более широкого использования двойных разнесенных главных передач, что обеспечивает высокую степень унификации ведущих мостов машин различного назначения, увеличение дорожного просвета и способствует резкому снижению поломок полуосей. Распределение передаточного числа i_0 рекомендуется проводить, используя формулы (3.21) и (3.22).

Передаточные числа в синхронизированной коробке передач колесной машины вычисляются по формулам:

– на 1-й передаче:

$$i_1 = \frac{k_1}{i_0 i_{\text{п2}}}; \quad (3.23)$$

– на 2-й передаче:

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; \quad (3.24)$$

– на 3-й передаче:

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{i_1}{q^2}; \quad (3.25)$$

– на высшей передаче:

$$i_{\text{выс}} = 0,8-1,0 \text{ (принимается).}$$

Полученные значения i_1 у автомобилей с трехвальной коробкой передач должны находиться в пределах 6,1–7,8. В случае установки составной коробки передач максимальное передаточное число на первой передаче i_1 может достигать 9,2–18,5.

Полученные в результате вычислений значения передаточных чисел коробки передач у колесной машины обязательно корректируются с соблюдением условия (3.18). При этом основная цель данной

корректировки передаточных чисел заключается в обеспечении перекрытия кривых сил тяги на высших передачах, что особенно важно для автомобилей с дизельными двигателями по причине их невысокой приспособляемости по величине крутящего момента.

3.6. Раздаточные коробки

Раздаточные коробки устанавливаются на полноприводных автомобилях с двумя или тремя ведущими мостами, что дает возможность распределить крутящий момент между мостами. Для повышения силы тяги, увеличения общего диапазона и числа передач трансмиссии раздаточные коробки могут выполняться двухступенчатыми.

На автомобилях с большой нагрузкой на ось, значительная часть общего пробега которых приходится на дороги с хорошим покрытием, в раздаточных коробках устанавливаются межосевые дифференциалы. Такая конструкция обеспечивает дифференциальный (нежесткий) привод ведущих мостов и способствует исключению появления в трансмиссии циркулирующей мощности. При неодинаковой нагрузке на оси межосевые дифференциалы выполняются несимметричными, т. е. распределяющими крутящий момент по мостам пропорционально нагрузке.

Дифференциальный привод ведущих мостов с балансирной подвеской также может осуществляться через симметричные межосевые дифференциалы. При этом межосевые дифференциалы могут размещаться при индивидуальном приводе мостов в раздаточной коробке либо при проходной конструкции ведущих мостов совместно с редуктором среднего ведущего моста.

Однако наличие в трансмиссии межосевого дифференциала резко повышает склонность автомобиля к буксованию. Для устранения этого недостатка все ведущие мосты машины постоянно включены, а межосевые дифференциалы всегда снабжаются блокировочным устройством.

На колесных машинах, большую часть времени эксплуатирующихся на грунтах со слабой несущей способностью, устанавливаются раздаточные коробки с заблокированным (жестким) распределением крутящего момента по ведущим мостам. Они более просты по конструкции, надежны в работе, и при их использовании отсутствует вероятность буксования одного из ведущих мостов машины.

Существенным недостатком заблокированного привода является неизбежное рассогласование скоростей движения мостов вследствие различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Это приводит к неблагоприятному перераспределению касательной силы тяги между ведущими мостами, а также к циркуляции паразитной мощности в двигателе, когда сила тяги одного или нескольких мостов принимает отрицательные значения. Поэтому в целях предохранения конструкции от перегрузок при движении машины на высшей передаче раздаточной коробки с заблокированным приводом один из ведущих мостов должен отключаться. Его включение производится только для повышения сцепных качеств машины в плохих условиях эксплуатации при включении низшей передачи раздаточной коробки.

Выбор передаточных чисел раздаточной коробки автомобилей рассмотрен в п. 3.2. В случае использования на колесном тракторе раздаточной коробки в качестве дополнительной коробки передач передаточное число понижающей передачи i_{p1} может быть выбрано таким образом, чтобы кривые $P_a = f(V_a)$ располагались посередине между соседними передачами. Это условие будет обеспечено, если

$$i_{p1} = \frac{i_{p2}(1+q)}{2}, \quad (3.26)$$

где q – знаменатель прогрессии коробки передач.

Если подбор передаточных чисел в коробке передачи производился при использовании 1-й передачи раздаточной коробки i_{p2} , то

$$i_{p2} = \frac{2i_{p1}}{1+q}. \quad (3.27)$$

В некоторых случаях понижающая передача раздаточной коробки используется для преодоления особенно тяжелых участков пути или как ходуменьшитель. В этом случае значение i_{p1} может быть выбрано из условия движения с минимальной скоростью по технологическим причинам (V_a^{\min}):

$$i_{p1} = 0,377 \frac{R_d n_{en}}{i_0 i_1 V_a^{\min}}, \quad (3.28)$$

а также из условия реализации максимальной силы тяги по сцеплению:

$$i_{p1} = \frac{k_1^c}{i_0 i_1}. \quad (3.29)$$

У существующих колесных машин передаточные числа раздаточной коробки на 1-й (понижающей) передаче лежат в пределах 1,6–2,5.

3.7. Карданные передачи

На автомобилях и колесных тягачах применяются карданные передачи с двумя и более шарнирами на игольчатых подшипниках. Для возможности изменения расстояния между агрегатами и сборки карданные передачи всегда имеют шлицевое сочленение. На гусеничных тракторах при малых углах ($3\text{--}5^\circ$) несоосности валов агрегатов применяются шарниры с резиновыми втулками.

Используются также телескопические карданные передачи. Такая передача состоит из резиновых втулок, установленных в двух штампованных головках между крестообразными вилками. Одна вилка расположена на шлицах головной муфты, а вторая – на шлицах усилителя крутящего момента. Таким образом, крутящий момент передается от ведущей вилки через наружные шлицы на ведомую, которая соединена с ведущей внутренними шлицами.

При больших расстояниях между коробкой передач, раздаточной коробкой и ведущими мостами карданная передача состоит из карданов, двух валов и промежуточной опоры. Жесткие карданы с шарнирами неравных угловых скоростей допускают передачу крутящего момента под углом $20\text{--}30^\circ$.

Для устранения неравномерности вращения применяются двойные карданы, т. е. карданы устанавливаются на обоих концах карданного вала с расположением вилок в одной плоскости. Это особенно важно в случае применения карданной передачи для привода передних управляемых колес.

Для передачи момента на передние ведущие управляемые колеса вместо простого двойного кардана используют специальные шарниры равных угловых скоростей (синхронные шарниры): для машин малой и средней грузоподъемности – шариковые, для большегрузных – кулачковые или типа «двойной кардан».

3.8. Главные передачи

Главная передача – наиболее ответственный и сильно нагруженный узел трансмиссии. У автомобилей шестерни главной передачи выполняются со спиральными зубьями. С целью повышения прочности и долговечности в настоящее время получают распространение гипоидные передачи. У тракторов шестерни выполняются с зерольными и, реже, с прямыми и спиральными зубьями.

Для автомобилей при передаточном числе ведущего моста, меньшем 3,7–6,7, применяют одинарные главные передачи, а при большем передаточном числе – двойные.

Главные передачи автомобилей всегда снабжаются межколесным дифференциалом – специальным механизмом, обеспечивающим вращение ведущих колес с различными скоростями движения на поворотах, а также при движении по неровной поверхности и передающим при этом крутящий момент. Корпус дифференциала непосредственно устанавливается на ведомую шестерню главной передачи. В настоящее время применяются симметричные, конические дифференциалы или, для повышения проходимости, кулачковые, повышенного трения.

В последние годы на трехосных автомобилях применяют средние мосты с проходным валом ведущей шестерни главной передачи. Такая конструкция упрощает схему компоновки силовой передачи и обеспечивает почти полную унификацию деталей ведущих мостов.

На некоторых автомобилях в перспективе предполагается установка двухскоростных ведущих мостов с цилиндрическими или планетарными редукторами.

3.9. Полуоси, колесные и бортовые редукторы

Полуоси служат для передачи крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам. В зависимости от характера нагрузки полуоси бывают полуразгруженные и полностью разгруженные. Полуразгруженная полуось передает крутящий момент и воспринимает нагрузки, приходящиеся на ведущее колесо. Полностью разгруженные полуоси воспринимают только крутящий момент. Ступица колеса устанавливается на кожухе полуоси на двух подшипниках, передающих

дополнительные усилия при заносах машины и на поворотах от колеса картеру моста [5–7].

Для автомобилей при большом передаточном числе ведущих мостов применяются колесные редукторы. Цилиндрические колесные редукторы в приводе переднего моста позволяют увеличить клиренс машины и рационально разместить двигатель. Получившие признание планетарные колесные редукторы, помещаемые в ступицах задних колес, резко снизили нагруженность полуосей и повысили их долговечность.

Бортовые передачи тракторов, выполненные в виде цилиндрических редукторов, позволяют реализовать большое передаточное число трансмиссии. Размещение бортовых передач после механизма поворота снижает величину крутящих моментов в механизмах поворота, что облегчает управление трактором и в то же время позволяет увеличить силу тяги на ведущих звездочках.

Планетарные механизмы поворота, применяемые на многих гусеничных тракторах, одновременно выполняют роль понижающих редукторов.

3.10. Ходовая часть

Специфика условий эксплуатации лесотранспортных машин предъявляет к ходовым системам следующие требования:

- высокая проходимость;
- повышенная прочность при больших динамических нагрузках;
- надежность и долговечность;
- простота ухода и возможность быстрой смены деталей.

Ходовая часть состоит из несущей системы, подвески и движителя (колес или гусениц). Рама представляет собой клепаную пространственную ферму с балками переменного профиля, для придания жесткости снабженную связями и косынками.

На грузовых автомобилях обычно применяется зависимая подвеска колес на продольных листовых рессорах. Для гашения колебаний в передней (а иногда и в задней) подвеске устанавливают гидравлические телескопические амортизаторы двухстороннего действия.

Подвеска задних мостов трехосных автомобилей выполняется в виде балансирной тележки, а связь мостов с рамой обеспечивается

реактивными и толкающими штангами.

В задней подвеске автомобилей кроме основных задних рессор имеются дополнительные рессоры. Они закреплены вместе с основной рессорой стремянками, а их концы находятся против полок опорных кронштейнов. В разгруженном автомобиле дополнительные рессоры не работают, а при нагрузке они упираются концами в кронштейны и несут нагрузку вместе с основными рессорами.

На современных тракторах и автомобилях устанавливают дисковые колеса с пневматическими шинами. На грузовых автомобилях при малой и средней грузоподъемности применяют дисковые, а при большой грузоподъемности – бездисковые колеса с разборным ободом.

Пневматические шины различаются размером профиля и рисунком протектора. На специальных автомобилях высокой проходимости при односкатной ошиновке всех колес применяются шины переменного давления с централизованной системой подкачки или широкопрофильные шины. Для сезонного повышения проходимости иногда используются арочные шины. Шины выбирают в зависимости от области применения и грузоподъемности автомобиля.

У колесных тракторов различают рамные, полурамные и безрамные остовы. Остовом называют основание, соединяющее части трактора в единое целое. Рамный остов представляет собой клепаную или сварную раму из стального проката различного профиля, на которую устанавливают части трактора.

Полурамный остов – это объединенная конструкция отдельных корпусов трансмиссии и балок полурамы. Безрамный остов представляет собой общую жесткую систему, состоящую из корпусов механизмов трансмиссии и двигателя. Полурамный и безрамный остовы применяют на пропашных тракторах.

Подвеска колесного трактора общего назначения установлена лишь в передней его части. К передней полураме на двух полуэллиптических рессорах подвешен передний мост. Рессоры жестко соединены с мостом стремянками и накладками, а с рамой – кронштейнами через резиновые опоры. На раме трактора установлен резиновый буфер, смягчающий удары о раму. Подобная передняя подвеска выполнена на грузовом автомобиле.

Передняя подвеска универсально-пропашного трактора имеет цилиндрическую пружину, установленную внутри полого кулака.

Пружина опирается внизу на опорный шариковый подшипник, сидящий на поворотной цапфе, а сверху – в стенки кулака. Поворотная цапфа помещена во втулках кулака.

Подвеска гусеничных трелевочных тракторов обычно выполняется рессорно-балансирной. Такая подвеска обеспечивает хорошую приспособляемость гусеницы к неровностям почвы и достаточную плавность хода при движении трактора через препятствия. Упругие элементы выполняются в виде цилиндрических пружин. Одноребневая ведущая звездочка и направляющее колесо в сочетании со следящим эффектом опорных катков уменьшают вероятность схода гусеницы.

На трелевочных тракторах применяют литую мелкозвенную гусеницу с открытыми шарнирами, что обеспечивает снижение веса, легкость сборки и разборки.

3.11. Механизмы управления

Рулевое управление предназначено для изменения направления движения автомобиля или колесного трактора посредством поворота передних колес или полурамы. Рулевое управление состоит из рулевого механизма (рулевое колесо, рулевой вал, рулевая колонка, рулевой редуктор) и рулевого привода (сошка, продольная рулевая тяга, верхний рычаг левой поворотной цапфы, правый и левый рычаги поворотных цапф, поперечная рулевая тяга).

Рулевой механизм осуществляет передачу усилия от водителя к рулевому приводу и облегчает поворот рулевого колеса. Различают несколько типов рулевого механизма: «червяк – ролик», «червяк – сектор» и «винт – гайка». Рулевой механизм типа «червяк – ролик» применяют на некоторых автомобилях и колесных тракторах малого класса, имеющих механическое рулевое управление. Рулевой механизм типа «винт – гайка» установлен на некоторых автомобилях и универсально-пропашных тракторах. В таких механизмах силовым цилиндром служит корпус гидравлического усилителя.

Конструкция рулевого привода выполнена так, чтобы при повороте движение всех колес автомобиля или трактора осуществлялось без бокового скольжения, что обеспечивает легкость управления и минимальный износ шин.

На колесных тракторах с шарнирно-сочлененной рамой силовые цилиндры и гидроусилители рулевого управления выполнены отдельно. Они установлены по одному с каждой стороны и соединены с обеими полурамами. При повороте рулевого колеса масло от золотника гидроусилителя направляется в полости силовых цилиндров и они поворачивают заднюю полураму относительно передней. Тяга, соединяющая сошку рулевого механизма с задней полурамой, дает ощущение связи водителя с полурамой при повороте трактора.

В качестве механизмов поворота гусеничных тракторов могут применяться бортовые фрикционы или планетарные механизмы поворота (ПМП).

Бортовые фрикционы, обладающие простотой конструкции и регулировки, устанавливаются на тракторах небольшой мощности.

Планетарные механизмы поворота имеют более высокий КПД, повышенную долговечность, позволяют уменьшать усилия на рычагах управления механизмами поворота.

Для облегчения работы водителя на всех трелевочных тракторах в приводах управления сцеплением и механизмами поворота применяются гидроусилители.

3.12. Тормоза

Для снижения скорости движения, остановки и удержания в неподвижном состоянии тракторы и автомобили оборудуют тормозной системой. Различают следующие виды тормозных систем: рабочую, необходимую для регулирования скорости движения машины и ее плавной остановки; стояночную, которая служит для удержания машины на уклоне; вспомогательную, предназначенную для крутых поворотов трактора.

Вспомогательная тормозная система (тормоза) универсально-пропашного трактора действует на правую или левую полуось ведущих колес и тормозит ближнее к центру поворота ведущее колесо. При необходимости эти тормоза используют как рабочие и стояночные. Тормозная система состоит из тормозного механизма и его привода. Привод тормозов в зависимости от грузоподъемности автомобиля может быть гидравлическим, пневматическим или пневмогидравлическим. Пневматический привод требует небольшого усилия

на педали управления, но имеет значительное время срабатывания, что повышает опасность движения на повышенных скоростях.

Тормозной механизм служит для создания искусственного сопротивления движению трактора и автомобиля. Наибольшее распространение получили фрикционные тормоза, принцип действия которых основан на использовании сил трения между неподвижными и вращающимися деталями. Фрикционные тормоза могут быть барабанными, ленточными и дисковыми. В барабанном тормозе силы трения создаются на внутренней цилиндрической поверхности вращения, в ленточном – на наружной, а в дисковом – на боковых поверхностях вращающегося диска.

По месту установки различают тормоза колесные и центральные (трансмиссионные). Первые действуют на ступицу колеса, а вторые – на один из валов трансмиссии. Колесные тормоза используют в рабочей тормозной системе, центральные – в стояночной.

Привод тормозов предназначен для управления тормозными механизмами при торможении. По принципу действия тормозные приводы разделяют на механические, пневматические и гидравлические.

На автомобилях с дизельными двигателями получил распространение моторный тормоз (горный тормоз) компрессионного типа. На гусеничных тракторах тормоза конструктивно объединены с механизмами поворота и представляют собой плавающие ленты, обеспечивающие одинаковый тормозной момент, не зависящий от направления движения.

4. ТЯГОВАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИНЫ И ИХ АНАЛИЗ

4.1. Построение характеристик

Тяговая характеристика представляет собой графическую зависимость $P_a = f(V_a)$ на различных передачах и является основным документом, характеризующим тягово-динамические свойства машины.

Перед расчетом тяговой характеристики, зная состав трансмиссии и передаточные числа ее агрегатов, необходимо вычислить фактический КПД трансмиссии, используя приведенные в табл. 4.1 данные по КПД механизмов силовых передач.

Таблица 4.1

КПД механизмов силовых передач

Агрегат	КПД
Гидромуфта (гидротрансформатор)	0,85–0,9
Коробка передач с прямозубыми шестернями	0,94–0,97
с косозубыми шестернями	0,95–0,97
Карданная передача с углом между валами до 7°	0,99
от 7 до 20°	0,98
Главная передача спирально-коническая	0,94
двойная (цилиндрическая и коническая)	0,92
Передача зубчатая цилиндрическая	0,97–0,98
коническая	0,95–0,97
червячная	0,85–0,92
Однорядная планетарная передача	0,95–0,97

Для проведения необходимых вычислений тягово-динамической характеристики удобно воспользоваться табл. 4.2, в которую вначале вносятся значения крутящего момента M_e и частоты вращения коленчатого вала двигателя n , определенные при построении внешней скоростной характеристики двигателя.

Для построения кривых тяговой характеристики необходимо определить на каждой передаче скорость движения и свободную

силу тяги при соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Скорость движения V_a (км/ч) машины определяется по формуле

$$V_a = 0,377 \frac{Rn}{k_i}, \quad (4.1)$$

где R – радиус ведущей звездочки гусеничной машины или динамический радиус колеса, м; k_i – общее передаточное число трансмиссии на i -й передаче.

Таблица 4.2

Параметры тяговой характеристики

n , об/мин	M_e , Н·м	Низшая передача раздаточной коробки $i_{p1} = \dots$							
		передачи КП							
		$k_1 = \dots$				$k_2 = \dots$			
		V_a , км/ч	P_k , Н	P_w , Н	P_a , Н	V_a , км/ч	P_k , Н	P_w , Н	P_a , Н
n_M	M_e^{\max}								
...	...								
n_{eH}	M_{eH}								

n , об/мин	M_e , Н·м	Высшая передача раздаточной коробки $i_{p2} = \dots$							
		передачи КП							
		$k_1 = \dots$				$k_2 = \dots$			
		V_a , км/ч	P_k , Н	P_w , Н	P_a , Н	V_a , км/ч	P_k , Н	P_w , Н	P_a , Н
n_M	M_e^{\max}								
...	...								
n_{eH}	M_{eH}								

Общее передаточное число трансмиссии определяется как произведение передаточных чисел агрегатов, входящих в трансмиссию, с учетом передаточного числа коробки передач на соответствующей передаче.

Свободная сила тяги P_a (Н) рассчитывается по формуле

$$P_a = P_k - P_w, \quad (4.2)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н, определяемая по зависимости

$$P_k = \frac{M_e k \eta_{\text{тр}} \eta_{\Gamma}}{R}. \quad (4.3)$$

Сопротивление воздушной среды P_w (Н) учитывается при скоростях движения свыше 25 км/ч и может быть определено по формуле

$$P_w = \frac{k_B F V_a^2}{13}. \quad (4.4)$$

Найденные значения вносятся в табл. 4.2, и на ее основе строится тяговая характеристика (см. рис. 4.2).

При анализе тяговых свойств автопоезда удобнее пользоваться динамической характеристикой, выражающей зависимость динамического фактора от скорости движения $D = f(V_a)$. Динамический фактор характеризует удельную, отнесенную к общему весу транспортной системы, свободную силу тяги, которую может развить машина на различных передачах:

$$D = \frac{P_a}{G_a}, \quad (4.5)$$

где G_a – общий вес транспортной системы, Н.

Таким образом, динамическая характеристика представляет собой тяговую характеристику, у которой по оси ординат в соответствующем масштабе отложен динамический фактор D .

Преобразование выражений (4.2) и (4.5) позволяет выразить динамический фактор как сумму удельных сопротивлений движению:

$$D = f \pm i \pm j \frac{\delta}{g}. \quad (4.6)$$

Применение динамической характеристики значительно упрощает решение эксплуатационных задач, так как возможности машины по реализации различных видов и величин сопротивлений на каждой передаче могут быть определены без дополнительных расчетов. Кроме того, динамическая характеристика позволяет проводить сравнительный анализ тяговых свойств различных машин.

В курсовом проекте для лесовозного автопоезда вычерчивается тягово-динамическая характеристика транспортной системы с нанесением масштабов P_a и D (см. рис. 4.1).

4.2. Анализ тяговых свойств машины

Возможность движения транспортной системы на той или иной передаче в заданных условиях эксплуатации ограничивается мощностью двигателя и силами сцепления ведущих колес (гусениц) с опорной поверхностью. Следовательно, машина должна развивать на данной передаче силу тяги, равную действующей суммарной силе сопротивления движению или большую, и обеспечить возможность реализации этой силы тяги на ведущих органах без буксования. Эти условия выражаются следующей зависимостью:

$$P_{\varphi} \geq P_a \geq \sum P_{\text{сопр}}, \quad (4.7)$$

где $\sum P_{\text{сопр}}$ – суммарная сила сопротивления движению, Н.

Очевидно, что при любом режиме движения машины $P_a = \sum P_{\text{сопр}}$. Сила тяги по сцеплению зависит от состояния дорожного покрытия и типа движителя, определяющих величину коэффициента сцепления φ , а также от нагрузки, приходящейся на ведущие органы машины, – сцепного веса $G_{\text{сц}}$:

$$P_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi. \quad (4.8)$$

Анализ зависимости (4.7) показывает, что движение транспортной системы на данной передаче возможно при следующих условиях:

– сумма сил сопротивления $\sum P_{\text{сопр}}$ не превосходит по своей величине значения свободной силы тяги P_a , которую машина способна развить на этой передаче;

– сила тяги P_a , подводимая к ведущим органам, не превышает силы тяги P_{φ} , ограничиваемой по сцеплению;

– при $P_a > \sum P_{\text{сопр}}$ и отсутствии ограничений по сцеплению ($P_a > P_{\varphi}$) обеспечивается ускоренное движение;

– для движения с равномерной скоростью при переменной величине $\sum P_{\text{сопр}}$ необходимо автоматически или действиями водителя изменять крутящий момент на коленчатом валу двигателя путем изменения подачи топлива в соответствии с изменением $\sum P_{\text{сопр}}$ так, чтобы $P_a = \sum P_{\text{сопр}}$.

Тяговая характеристика показывает способность машины развивать на различных передачах при полной подаче топлива предельные значения силы тяги или динамического фактора при соответствующей скорости движения.

Однако в условиях эксплуатации использование полной силы тяги и наибольшей скорости на данной передаче не всегда целесообразно и возможно. Поэтому на машинах с дизельными двигателями водитель, воздействуя на всережимный регулятор, устанавливает желаемую частоту вращения коленчатого вала двигателя, обычно не предельную. Регулятор в соответствии с изменением сил сопротивления изменяет подачу топлива, сохраняя $V_a \cong \text{const}$.

Таким образом, в реальной эксплуатации дизельные двигатели машин работают обычно на регуляторных ветвях характеристик. Работа двигателя по внешней характеристике происходит лишь на режимах разгона или перегрузки, при значительном возрастании сил сопротивления.

Тяговая и динамическая характеристики широко используются в практике для решения различных тягово-эксплуатационных задач. Определяемыми показателями могут быть:

- вес поезда и нагрузка на машину;
- ускорение при трогании с места и разгоне на различных передачах;
- величины допустимых сопротивлений движению;
- предельные значения подъемов на различных типах дорог;
- скорость и время движения с грузом и без.

4.2.1. Анализ тяговых возможностей лесовозного автопоезда.

Автомобиль с колесной формулой 4×2, весом $G = 50$ кН и с тягово-скоростными свойствами, характеризуемыми тяговой характеристикой (рис. 4.1), буксирует прицеп весом $G_{\text{пр}} = 20$ кН. Вес перевозимого груза $Q = 80$ кН распределен поровну между тягачом и прицепом. Нагрузка на ведущие колеса составляет $2/3$ веса тягача.

Условия движения порожнего автопоезда по грунтовой дороге при $\varphi = 0,45$, $f_1 = 0,025$, $i = 0$:

$$\sum P_{\text{сопр}} = P_f = (G + G_{\text{пр}}) f_1 = (50 + 20) 0,025 = 1,75 \text{ кН};$$

$$P_\varphi = G_{\text{сц}} \varphi = \frac{2}{3} 50 \cdot 0,45 = 15,0 \text{ кН}.$$

Трогание с места на 2-й передаче должно производиться во избежание буксования при неполной подаче топлива так, чтобы $P_a^{\text{II}} \leq P_\varphi$. Избыточная сила тяги расходуется на сообщение автопоезду ускорения:

$$P_j = (P_a^{\text{II}} = P_\varphi) - P_f = 15,0 - 1,75 = 13,25 \text{ кН}.$$

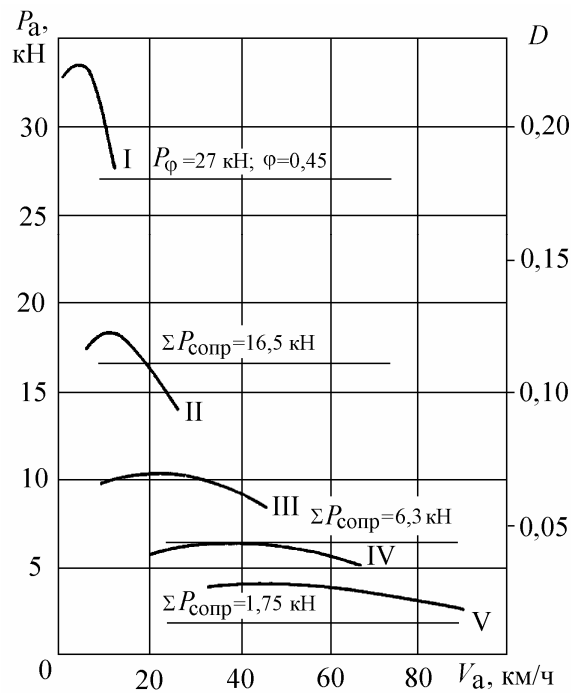


Рис. 4.1. Тяговая и динамическая характеристики лесовозного автопоезда

Если принять для упрощения расчета, что $\delta = 1$ и $g = 10 \text{ м/с}^2$, получим:

$$j = \frac{P_j g}{G + G_{\text{пр}}} = \frac{10 \cdot 13 \ 025}{50 + 20} = 1,9 \text{ м/с}^2.$$

На 3-й и последующих передачах разгон может осуществляться при полной подаче топлива ($P_\phi > P_a^{\text{III}}$), однако с повышением номера передачи динамические свойства машины (j) понижаются.

Движение порожнего автопоезда при $P_f = 1,75 \text{ кН}$ на 5-й передаче возможно со скоростью 30 км/ч и более при неполной подаче топлива, а с максимальной скоростью $V_a = 90 \text{ км/ч}$ – с работающим ограничителем частоты вращения коленчатого вала двигателя, так как $P_a^{\text{V}} > P_f$.

При полной подаче топлива без снижения скорости порожний автопоезд может преодолеть затяжной подъем:

$$i = \frac{P_a^{\text{V}} - P_f}{G + G_{\text{пр}}} = \frac{20,45 - 10,75}{50 + 20} = 0,01, \text{ или } 10 \text{ ‰},$$

а при снижении скорости до $V_a = 45 \text{ км/ч}$

$$i = \frac{P_a^{V \max} - P_f}{G + G_{\text{пр}}} = \frac{4,55 - 1,75}{50 + 20} = 0,04, \text{ или } 40 \text{ }^0/_{00}.$$

Условия движения груженого автопоезда весом $G_a = G + G_{\text{пр}} + Q = 150$ кН при $\varphi = 0,45$ и $f_1 = 0,025$ на руководящем подъеме $i_p = 0,085$ с $V_a = \text{const}$:

$$\sum P_{\text{сопр}} = P_f + P_i + P_{\text{кр}} = G_a (f_1 + i_p) = 150(0,085 + 0,025) = 16,5 \text{ кН};$$

$$P_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi = \frac{2}{3} 90 \cdot 0,45 = 27 \text{ кН}.$$

Движение на 3-й и последующих передачах невозможно, так как $P_{\text{сопр}} > P_a^{\text{III}}, P_a^{\text{IV}}$ и P_a^{V} .

Наибольшая скорость движения $V_a = 20$ км/ч может быть достигнута на 2-й передаче при $P_a^{\text{II}} = \sum P_{\text{сопр}} = 16,5$.

Трогание с места на 2-й передаче практически невозможно, так как $P_j = P_a^{\text{II max}} - \sum P_{\text{сопр}} = 18,5 - 16,5 = 2,0$ кН обеспечивает очень низ-

кое значение $j = \frac{20}{150} = 0,133 \text{ м/с}^2$ и приводит к сильному износу муф-

ты сцепления. Трогание на 1-й передаче должно происходить при неполной подаче топлива так, чтобы $P_a^{\text{I}} \leq P_{\varphi} = 27$ кН. При этом

$$j = \frac{gP_j}{G_a} = \frac{10 \cdot 10,5}{150} = 0,7 \text{ м/с}^2,$$

где $P_j = (P_a^{\text{I}} = P_{\varphi}) - (P_f + P_i) = 27 - 16,5 = 10,5$ кН.

В средних условиях при снижении дорожных сопротивлений до $f_1 + 0,2i_p = 0,025 + 0,2 \cdot 0,085 = 0,042$

$$\sum P_{\text{сопр}} = G_a (f_1 + i) = 150 \cdot 0,042 = 6,3 \text{ кН}.$$

Движение возможно на 1, 2, 3 и частично на 4-й передачах со скоростью не более 40 км/ч. Самая эффективная в этих условиях 3-я передача.

Аналогично производится анализ тяговых свойств лесовозного автопоезда по динамической характеристике. Условие движения, выраженное через динамический фактор и удельные сопротивления движению, описывается зависимостью

$$D \geq f \pm i \pm j \frac{\delta}{g} \leq \frac{G_{\text{сц}}}{G_a} \varphi. \quad (4.9)$$

В приведенной на рис. 4.1 характеристике масштаб шкалы динамического фактора дан для $G_a = 150$ кН.

Трогание и разгон при $\varphi = 0,45$, $f_1 = 0,025$ и $i_p = 0,085$ возможны только на 1-й передаче (по суммарному дорожному сопротивлению) при неполной подаче топлива (по условиям сцепления), так как

$$\frac{G_{\text{сц}}}{G} \varphi = \frac{2}{3} \frac{G + Q_1}{G_a} \varphi = \frac{2}{3} \frac{50 + 40}{150} 0,45 = 0,18;$$

$$D^{\text{I max}} = 0,22; \quad f_1 + i_p = \psi = 0,11.$$

Ускорение при этом составит:

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta} = (0,18 - 0,11) 10 = 0,7 \text{ м/с}^2,$$

где

$$D = \frac{G_{\text{сц}}}{G_a} \varphi = 1,8.$$

В средних дорожных условиях при $\psi = f_1 + 0,2i_p = 0,025 + 0,017 = 0,042$ движение возможно на передачах, у которых $D \geq \psi$, т. е. на 1, 2, 3 и частично 4-й передачах. Максимально возможная по условиям силы тяги скорость движения составит 40 км/ч при $D = \psi$.

Из рассмотренных примеров видно, что использование динамической характеристики значительно упрощает решение задач, так как исключает дополнительные расчеты. Следует, однако, заметить, что динамическая характеристика справедлива только для определенного веса транспортной системы G_a .

При выполнении курсового проекта на совмещенный график тяговой и динамической характеристик следует нанести:

– ограничения по сцеплению P_φ для заданной дороги при сухом и влажном состоянии;

– суммарные силы сопротивления дороги $\sum P_{\text{сопр}} = P_f + P_i + P_{\text{кр}}$ для всех трех вариантов.

4.2.2. Анализ тяговых возможностей гусеничного трелевочного трактора. Гусеничный трелевочный трактор весом $G = 95$ кН трелеует в полупогруженном положении пачку деревьев весом $Q = 50$ кН

($Q_1 = Q_2 = 25$ кН) по волоку с $f_1 = 0,2$, $f_2 = 0,4$, $i = 0,1$. Тяговая характеристика гусеничного трелевочного трактора приведена на рис 4.2. Коэффициент сцепления $\varphi = 0,6$.

Для заданных условий

$$\begin{aligned} \Sigma P_{\text{сопр}} &= (G + Q_1)(f_1 + i) + Q_2(f_2 + i) = (95 + 25)(0,2 + 0,1) + 25(0,4 + 0,1) = \\ &= 48,5 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$P_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi = (G + Q_1) \varphi = (95 + 25)0,6 = 72 \text{ кН}.$$

Ограничение по сцеплению отсутствует, так как $P_{\varphi} > \Sigma P_{\text{сопр}}$. Равномерное движение возможно на 1-й или 2-й передачах при работе двигателя на регуляторе со скоростями, соответственно равными 2,3 или 3,1 км/ч. При снижении коэффициента сцепления до $\varphi = 0,4$ величина P_{φ} уменьшится до 48 кН, и во избежание буксования ($P_{\varphi} < P_a = \Sigma P_{\text{сопр}}$) потребуется сбросить пачку, переместиться в порожнем состоянии на участок, где $P_{\varphi} > \Sigma P_{\text{сопр}}$, а затем подтянуть пачку лебедкой.

После преодоления подъема и перехода на горизонтальный участок ($i = 0$) потребная сила тяги уменьшится и будет составлять

$$P_a = \Sigma P_{\text{сопр}} = (G + Q_1) f_1 + Q_2 f_2 = (95 + 25)0,2 + 25 \cdot 0,4 = 34 \text{ кН}.$$

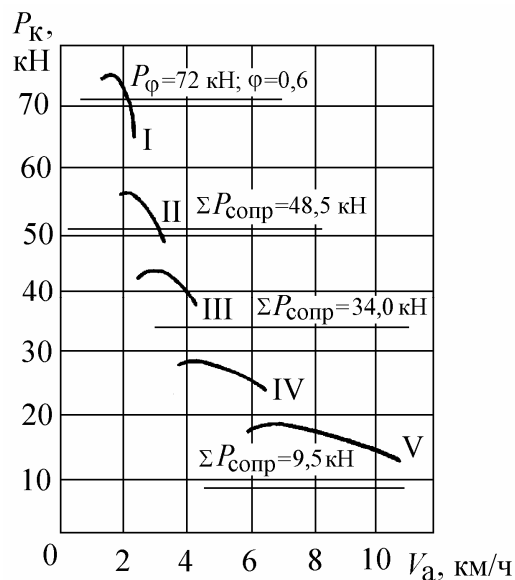


Рис. 4.2. Тяговая характеристика гусеничного трелевочного трактора

При таком суммарном сопротивлении появится возможность перехода на 3-ю передачу.

Движение трактора в порожнем состоянии при $f_1 = 0$ и $i = 0$ возможно на всех передачах, в том числе и на 4-й с максимальной скоростью $V_a = 11$ км/ч.

Переход на 4-ю передачу потребует при преодолении подъема:

$$i = \frac{P_a^{V \max} - P_f}{G} = \frac{19 - 9,5}{9,5} = 0,10, \text{ или } 100 \text{ } ^0\text{/}_{00},$$

при этом скорость движения упадет до $V_a = 7$ км/ч.

Для тракторов, трелюющих древесину в полупогруженном или полуподвешенном положении, вследствие различия значений коэффициентов f_1 и f_2 пользоваться динамической характеристикой затруднительно. Поэтому ограничиваются построением только тяговой характеристики (рис. 4.2).

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

5.1. Общие положения

При движении транспортной машины на оси и колеса действуют реакции, нормальные и параллельные опорной поверхности. Определение нормальных реакций необходимо для выяснения условий устойчивости и управляемости, проходимости, анализа сцепных и тяговых свойств. Суммарные реакции служат исходным материалом для проведения прочностных расчетов деталей подвески и ходовой системы машины.

В целях упрощения расчетов в курсовом проекте рассматривается случай установившегося движения машины с малой скоростью, когда $j = 0$ и $P_w = 0$.

5.2. Двухосные колесные машины типа 4×2 и 4×4

Для колесных машин необходимо определить следующие показатели:

- статические нагрузки на оси и шины порожней и груженой машины на горизонтальном участке пути;
- углы продольной и поперечной статической устойчивости по опрокидыванию, угол сползания для машины с грузом;
- нагрузки на оси и шины машины при движении на руководящем подъеме с заданной нагрузкой.

По результатам расчетов необходимо проанализировать полученные показатели устойчивости машины и распределения нагрузок по осям и шинам.

Для проведения расчетов по определению нагрузок на оси машины необходимо выбрать расчетную схему и геометрические параметры машины (первоначально выбираются по принятому прототипу).

Расчетная схема для определения нагрузок на оси такой машины приведена на рис. 5.1.

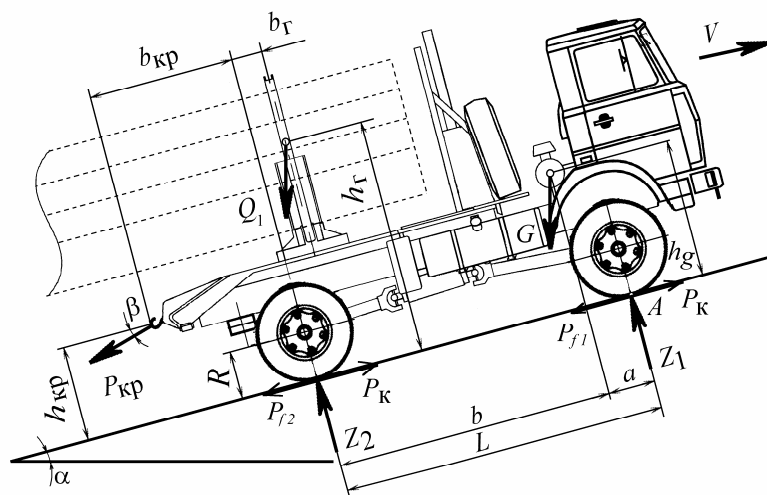


Рис. 5.1. Расчетная схема для определения опорных реакций двухосной транспортной системы

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

– для порожней машины:

$$Z_1^{ст} = G \frac{b}{L}; \quad Z_2^{ст} = G \frac{a}{L}; \quad (5.1)$$

– для груженой машины:

$$Z_1^{ст} = \frac{Gb + Q_1 b_r}{L}; \quad Z_2^{ст} = \frac{Ga + Q_1 (L - b_r)}{L}, \quad (5.2)$$

где G – вес машины, Н; b – расстояние от центра тяжести машины до задней оси, м; a – расстояние от центра тяжести машины до передней оси, м; L – продольная база машины, м; Q_1 – часть веса пакета, приходящаяся на машину, Н; b_r – расстояние от точки приложения силы Q_1 до задней оси, м.

Для оценки распределения нагрузок по колесам необходимо вычислить нагрузки на одну шину переднего и заднего мостов груженой машины в статике. Изменяя плечи b и b_r , следует добиться равномерной нагрузки шин двухосного колесного трактора или распределения нагрузки мостов автомобиля-тягача в правильной пропорции (например, 60 : 100).

Потеря продольной устойчивости машины в результате опрокидывания (рис. 5.1) наступит в случае равенства нулю нагрузки на пе-

реднюю ось. Тогда предельные углы продольной статической устойчивости по опрокидыванию будут:

– для порожней машины:

$$\operatorname{tg}\alpha^{\max} = \frac{b}{h_g}; \quad (5.3)$$

– для груженой машины:

$$\operatorname{tg}\alpha^{\max} = \frac{Gb + Q_1 b_r}{Gh_g + Q_1 h_r}, \quad (5.4)$$

где h_g – расстояние от центра тяжести машины до опорной поверхности, м; h_r – расстояние от точки приложения силы Q_1 до опорной поверхности, м.

При движении машины за счет действия сил сопротивления движению, крюковой силы тяги, окружного усилия на ведущих колесах и реактивного момента на балках мостов происходит перераспределение нагрузок на оси.

Для определения реакции Z_2 необходимо составить уравнение моментов всех сил, действующих на транспортную систему относительно точки A (рис. 5.1). В результате решения полученного уравнения искомая реакция будет определяться по выражению

$$\begin{aligned} Z_2 = & \frac{1}{L} G \{ [(a + f_1 R) \cos\alpha + h_g \sin\alpha] + \\ & + Q_1 [(L - b_r + f_1 R) \cos\alpha + h_r \sin\alpha] + \\ & + P_{кр} [(L + b_r + f_1 R) \sin\beta + h_{кр} \cos\beta] \}, \end{aligned} \quad (5.5)$$

где f_1 – коэффициент сопротивления качению; R – динамический радиус колеса, м; α – угол уклона опорной поверхности в продольной плоскости, град.; $h_{кр}$ – расстояние от приложения крюковой силы $P_{кр}$ до опорной поверхности, м.

Нагрузка на переднюю ось машины:

$$Z_1 = (G + Q_1) \cos\alpha + P_{кр} \sin\beta - Z_2, \quad (5.6)$$

где β – угол, под которым приложено крюковое усилие, град.

Для оценки распределения нагрузок по колесам машины необходимо вычислить нагрузку на одну шину переднего и заднего колеса груженой машины при движении и сравнить с допускаемой.

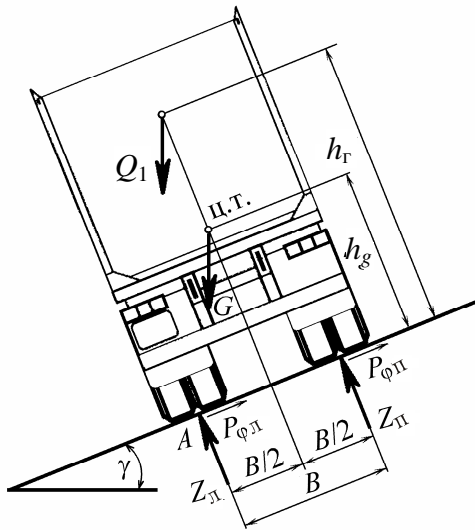


Рис. 5.2. Расчетная схема для определения углов поперечной устойчивости

Кроме того, необходимо вычислить коэффициент неравномерности нагрузок на шины k_n , равный

$$k_n = \frac{Z_{ш}^{\max}}{Z_{ш}^{\min}} \leq [k_n] = 1,5, \quad (5.7)$$

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

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

Статические углы поперечной устойчивости по опрокидыванию $\gamma_{опр}$ и боковому сползанию $\gamma_{сп}$ могут быть найдены из расчетной схемы на рис. 5.2.

Предел поперечной устойчивости наступит тогда, когда $Z_p = 0$, или

$$(G + Q_1) \frac{B}{2} \cos \gamma = P_{фп} + P_{фл} = (G h_g + Q_1 h_r) \sin \gamma, \quad (5.8)$$

где B – поперечная база машины, м; γ – угол уклона опорной поверхности в поперечной плоскости, град.

Откуда статический угол поперечной устойчивости машины по опрокидыванию составит:

$$\operatorname{tg} \gamma_{опр} = \frac{(G + Q_1) B}{2(G h_g + Q_1 h_r)}. \quad (5.9)$$

Условие бокового сползания машины определяется следующим соотношением:

$$(G + Q_1) \sin \gamma = (G + Q_1) \phi' \cos \gamma, \quad (5.10)$$

где ϕ' – коэффициент сцепления в поперечном направлении.

Откуда

$$\operatorname{tg} \gamma_{сп} = \phi'. \quad (5.11)$$

Статические углы продольной и поперечной устойчивости грузовых автомобилей должны быть не менее 30° . Для лесных колесных машин, работающих в условиях лесосеки, должна обеспечиваться продольная и поперечная устойчивость по опрокидыванию не менее 35° .

5.3. Трехосные машины

Расчетная схема для определения нагрузок на оси трехосной машины типа 6×4 и 6×6 приведена на рис. 5.3. Для автомобилей с колесной формулой 6×4 на расчетной схеме будет отсутствовать сила $P_{к1}$.

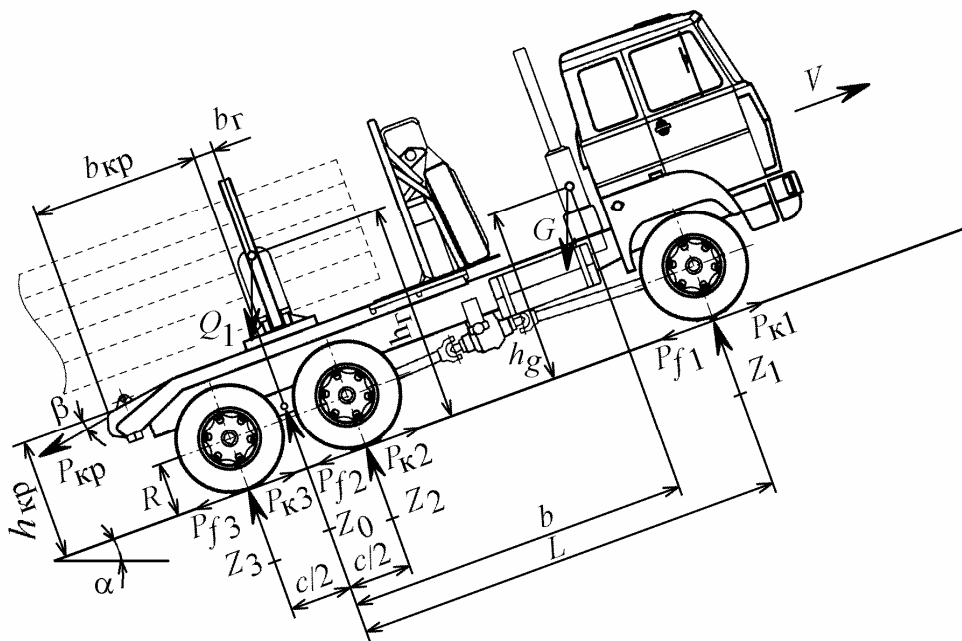


Рис. 5.3. Расчетная схема для определения опорных реакций трехосной транспортной системы

Порядок определения нагрузок на оси отличается от методики для двухосной машины из-за наличия балансирной подвески заднего и среднего мостов.

Для того чтобы при движении машины не происходило перераспределения нагрузок на оси балансирной тележки (разгрузка средней и перегрузка задней оси), в ее конструкцию могут быть введены реактивные штанги, а ось тележки располагается примерно на уровне осей колес: $h_6 \cong R$, поэтому $Z_2 \cong Z_3$ и тогда

$$(Z_3 - Z_2) \frac{c}{2} = 0,$$

где c – расстояние от оси балансира до оси среднего или заднего моста, м.

Для того чтобы определить нагрузку на переднюю ось Z_1 , необходимо составить уравнение моментов всех сил, действующих на транспортную систему относительно точки A (рис. 5.3), с учетом особенности балансирной тележки:

$$Z_1 = \frac{1}{L} \left\{ G \left[(b - f_1 R) \cos \alpha - h_g \sin \alpha \right] + Q_1 \left[(b_r - f_1 R) \cos \alpha - h_r \sin \alpha \right] - P_{кр} \left[(b_{кр} + f_1 R) \sin \beta + h_{кр} \cos \beta \right] \right\}. \quad (5.12)$$

Нормальная нагрузка на ось балансирной тележки Z_0 (Н) может быть определена по формуле

$$Z_0 = (G + Q_1) \cos \alpha + P_{кр} \sin \beta - Z_1 = Z_2 + Z_3. \quad (5.13)$$

Нагрузки на задний и средний мосты могут рассчитываться следующим образом:

$$Z_3 = Z_2 = \frac{Z_0}{2}. \quad (5.14)$$

Статические нагрузки на оси машины могут быть определены по формулам (5.1) и (5.2), а предельные углы продольной и поперечной устойчивости – по выражениям (5.3), (5.4), (5.9), (5.11).

5.4. Гусеничные машины

Для гусеничных машин необходимо определить следующие показатели:

- углы продольной и поперечной статической устойчивости, угол сползания для трактора с грузом;

- предельный угол продольной устойчивости по опрокидыванию при движении с заданной нагрузкой в тяжелых условиях (f_1 и f_2 имеют максимальные значения);

- координату центра динамического давления x_d .

Необходимо также сделать анализ продольной и поперечной устойчивости трактора.

Для проведения расчетов по определению нагрузок на оси машины вначале нужно выбрать расчетную схему и геометрические параметры машины (таблица). Расчетная схема для определения нагрузок на оси такой машины приведена на рис. 5.4.

Таблица

Геометрические параметры гусеничных машин

Параметры	Масса трактора, т	
	6,5–9,5*	10–12**
Расстояние от центра тяжести до оси заднего опорного катка b , м	1,1–1,4	1,3–1,8
Расстояние от центра тяжести до опорной поверхности h_g , м	0,6–0,9	1,0–1,2
Расстояние от точки приложения силы Q_1 до оси заднего катка b_r , м	0,3–0,5	0,3–0,5
Расстояние от приложения силы Q_1 до опорной поверхности h_r , м	1,0–1,3	1,5–1,8
Продольная база L , м	2,0–2,2	2,5–2,8
Поперечная база B , м	1,5–1,7	1,8–2,0
Угол направления силы $P_{кр}$ β , град	5,0–10,0	5,0–7,0

* 4 опорных катка на борт.

** 5 опорных катков на борт.

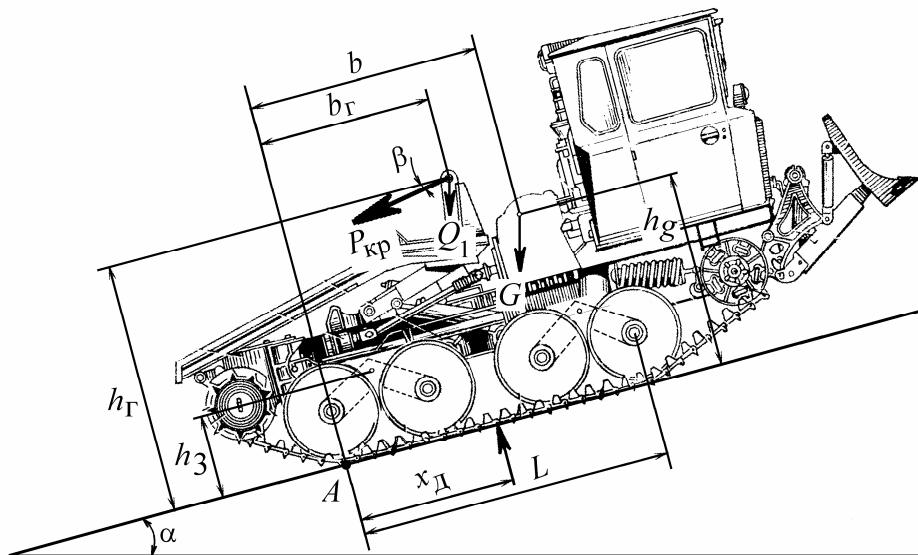


Рис. 5.4. Расчетная схема для определения опорных реакций гусеничной трелевочной системы

Углы статической устойчивости определяются по формулам:

– продольной устойчивости по опрокидыванию:

$$\operatorname{tg} \alpha^{\max} = \frac{Gb + Q_1 b_r}{G h_g + Q_1 h_r}; \quad (5.15)$$

– поперечной устойчивости по опрокидыванию:

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{опр}} = \frac{(G + Q_1) B}{2(G h_g + Q_1 h_r)}; \quad (5.16)$$

– поперечной устойчивости по сползанию:

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{сп}} = \varphi', \quad (5.17)$$

где φ' – коэффициент сцепления в поперечном направлении. Для гусеничных машин определяется из пропорции $\varphi' = (0,5-0,7)\varphi$.

При правильной компоновке машины статические углы продольной и поперечной устойчивости должны быть не меньше 35° , а угол сползания – не менее 25° . У существующих современных трелевочных тракторов углы α и γ составляют $40-42^\circ$.

При установившемся режиме движения трелевочного трактора с грузом на подъем динамическая реакция почвы Z_d (Н) может быть определена по формуле

$$Z_d = (G + Q_1) \cos \alpha + P_{\text{кр}} \sin \beta. \quad (5.18)$$

Крюковая сила тяги для этого случая движения вычисляется следующим образом:

$$P_{\text{кр}} = Q_2 (f_2 \cos \alpha + \sin \alpha) \cong Q_2 (f_2 + i). \quad (5.19)$$

Если допустить, что координата центра динамического давления x_d равна нулю, составить уравнение моментов всех сил, действующих на трактор с грузом относительно точки контакта заднего опорного катка с дорогой (точка A), и решить его относительно α , можно определить предельный угол продольной устойчивости движущегося трактора:

$$\operatorname{tg} \alpha_d^{\max} = \frac{Gb + Q_1 b_r - Q_2 f_2 (h_r \cos \beta - b_r \sin \beta)}{G h_g + Q_1 h_r + Q_2 (h_r \cos \beta - b_r \sin \beta)}. \quad (5.20)$$

Продольная устойчивость трактора с грузом в движении должна быть обеспечена на подъемах до 20° летом и до 16° зимой.

Решение уравнения равновесия дает следующую формулу для вычисления координаты центра динамического давления:

$$x_d = \frac{(Gb + Q_1 b_r) \cos \alpha - (Gh_g + Q_1 h_r) \sin \alpha - P_{кр} (h_r \cos \beta - b_r \sin \beta)}{Z_d}. \quad (5.21)$$

Оптимальным решением считается такое, когда $x_d = \frac{L}{2}$, чего в реальных конструкциях достигнуть весьма трудно. Считается допустимым, если при движении трактора с грузом $x_d \geq \frac{L}{3}$. Чтобы достигнуть даже таких значений координаты приложения Z_d , центр тяжести порожнего трактора смещают вперед, т. е. $b > \frac{L}{2}$. Необходимо помнить, что смещать центр тяжести трактора вперед можно лишь на величину $b = \frac{2}{3}L$. При больших смещениях задняя часть гусеницы не будет касаться опорной поверхности, что приведет к понижению коэффициента сцепления и проходимости.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН

6.1. Общие указания

Под производительностью лесотранспортных машин понимается количество кубических метров стрелованной или вывезенной древесины за смену или за год. В соответствии с этим производительность различают сменную или годовую.

Сменная производительность ($\Pi_{\text{см}}$, м³) на трелевке и вывозке в общем виде определяется по формуле

$$\Pi_{\text{см}} = \frac{T - T_{\text{пз}}}{T_{\text{ц}}} Q, \quad (6.1)$$

где T – продолжительность смены (420 мин); $T_{\text{пз}}$ – время на подготовительно-заключительную работу, мин; $T_{\text{ц}}$ – время цикла, мин (рассчитывается дифференцированно для трелевки и вывозки); Q – рейсовая нагрузка, м³ (указывается в задании).

6.2. Расчет сменной производительности трелевочного трактора

Подготовительно-заключительное время ($T_{\text{пз}}$) при трелевке в формуле (6.1) принимается равным 20 мин для всех моделей трелевочных машин с тросо-чокерным оборудованием.

Время цикла определяется по формуле

$$T_{\text{ц}} = LT_1 + T_2, \quad (6.2)$$

где L – расстояние трелевки, км; T_1 – время пробега 1 км в обоих направлениях по волоку, мин/км; T_2 – время на погрузочно-разгрузочные работы, мин.

$$T_1 = \frac{60}{V_{\text{гр}}} + \frac{60}{V_{\text{п}}}, \quad (6.3)$$

где $V_{\text{гр}}$ – скорость движения машины с грузом (рабочая), км/ч; $V_{\text{п}}$ – порожняя скорость, км/ч (указываются в задании).

T_2 зависит от среднего объема хлыста, величины рейсовой нагрузки, состава насаждений, времени года и других факторов. Ориентировочно T_2 для трелевочных тракторов, работающих в насаждениях со средним объемом хлыста до $0,4 \text{ м}^3$ можно принимать равным 13–17 мин, а со средним объемом хлыста свыше $0,4 \text{ м}^3$ – 23–31 мин.

6.3. Расчет сменной производительности лесовозного автомобиля

Сменная производительность машин, занятых на вывозке лесоматериалов, определяется также по формуле (6.1). Время на подготовительно-заключительные работы ($T_{пз}$) для лесовозных автомобилей складывается из нормируемого времени, равного 20 мин, и времени нулевого пробега. Для автомобилей $T_{пз}$ в среднем следует принимать равным 30 мин.

Время цикла $T_{ц}$ для лесовозных автомобилей определяется по формуле (6.2).

Время пробега 1 км в обоих направлениях определяется по формуле (6.3). Скорость движения автомобиля с грузом и в порожнем состоянии приведена в задании на курсовое проектирование.

Время на погрузочно-разгрузочные работы T_2 находится по формуле

$$T_2 = t_1 + t_2 + t_3 + tQ, \quad (6.4)$$

где t_1 – время на установку автомобиля под погрузку и разгрузку (2 мин/рейс); t_2 – время пребывания машины на нижнем складе под разгрузкой (9 мин/рейс); t_3 – время ожидания погрузки на верхнем складе (12 мин/рейс); t – время, затрачиваемое челюстным погрузчиком на погрузку 1 м^3 (1 мин/ м^3); Q – рейсовая нагрузка, м^3 .

6.4. Расчет годовой производительности

Годовая производительность лесотранспортных машин определяется по формуле

$$\Pi_{\text{год}} = 365 \Pi_{\text{см}} K_{\text{см}} K_{\text{тг}} K_{\text{пер}} K_{\text{исп}}, \quad (6.5)$$

где 365 – число календарных дней в году; $K_{см}$ – коэффициент сменности по режиму работы машины (на трелевке – 1–2, на вывозке по грунтовым и смежным дорогам – 1–2, по гравийным и колежным железобетонным дорогам – 2–3); $K_{тг}$ – коэффициент технической готовности машин (0,8–0,9); $K_{пер}$ – коэффициент, учитывающий возможный рост производительности машины (1,05–1,15); $K_{исп}$ – коэффициент использования исправных машин данного вида по режиму работы (0,75–0,85).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П.1

Коэффициент сопротивления движению f_1

Тип и состояние опорной поверхности	Колесные машины	Гусеничные машины
Асфальт		
в хорошем состоянии	0,012–0,018	–
в удовлетворительном состоянии	0,018–0,020	0,05
Бетон	0,010–0,015	–
Гравийная дорога	0,020–0,025	–
Гравийно-щебеночная дорога	0,020–0,030	–
Грунтовая дорога		
сухая укатанная	0,025–0,035	–
после дождя	0,05–0,15	0,06–0,10
в период распутицы	0,15–0,30	0,10–0,20
Лежневая дорога	0,02–0,03	–
Луговина	0,12–0,15	0,07–0,12
Волок		
летний	–	0,10–0,25
зимний	–	0,07–0,16
Лесосека летняя	–	0,15–0,25
Песок		
сухой	0,10–0,30	0,15–0,18
влажный	0,06–0,15	0,10–0,12
Снежная дорога		
укатанная	0,03–0,04	0,03–0,06
неукатанная	0,15–0,25	0,10–0,15
Снежная целина	0,10–0,30	–
Лед	0,02	0,03

Коэффициент сцепления ϕ

Тип и состояние опорной поверхности	Колесные машины	Гусеничные машины
Асфальт или бетон		
сухой	0,7–0,8	–
мокрый	0,4–0,5	–
покрытый грязью	0,2–0,3	–
покрытый слоем снега до 5 см	0,2–0,4	–
Гравийная дорога		
сухая	0,4–0,5	–
мокрая	0,3–0,4	–
Грунтовая дорога		
сухая	0,5–0,6	0,9–1,1
мокрая	0,2–0,4	0,7–0,8
в период распутицы	0,15–0,3	0,3–0,6
Лежневая дорога		
сухая	0,45–0,5	–
мокрая	0,3–0,4	–
Снежная дорога		
укатанная	0,3–0,35	0,5–0,7
неукатанная	0,1–0,3	0,2–0,5
Суглинок		
сухой	0,4–0,5	0,8–1,0
увлажненный до пластичного состояния	0,2–0,4	0,6–0,7
увлажненный до текучего состояния	0,15–0,25	0,3–0,5
Песок		
влажный	0,4–0,5	0,7–0,8
сухой	0,2–0,3	0,4–0,5
Снег		
рыхлый	0,2–0,4	–
уплотненный	0,3–0,5	0,5–0,6
Лед гладкий (при t воздуха до 0°C)	0,05–0,1	–

Таблица П.3

Краткая техническая характеристика автомобильных дизельных двигателей

Марка двигателя	Мощность N_e , кВт	Частота n_e , об/мин	Цилиндр		Ход S , мм	Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Расход топлива $g_{ен}$, г/кВт·ч	Коэффициент	
			Число (i) и расположение	Диаметр d , мм						a	b
ЯМЗ-236НЕ2	159	2 100	6 V	130	140	11 150	16,5	880	227	0,907	1,093
ЯМЗ-236БЕ2	175,4	2 000	6 V	130	140	11 150	16,5	885	227	0,916	1,084
ЯМЗ-7601.10	215,2	1 900	6 V	130	140	11 150	16,5	800	238	0,933	1,067
ЯМЗ-238ДЕ2	233	2 100	8 V	130	140	14 860	16,5	1 070	227	0,940	1,060
ЯМЗ-7511.10	287	1 900	8 V	130	140	14 860	16,5	820	238	0,958	1,042
ЯМЗ-240Н	367,8	2 100	12 V	130	140	22 300	16,5	1 670	238	0,980	1,020
КамАЗ 740.11-240	169	2 200	8 V	120	120	10 850	17	1 050	230	0,913	1,087
КамАЗ 740.51-320	220	2 200	8 V	120	130	11 760	16,8	1 050	230	0,935	1,065
КамАЗ 740.50-360	255	2 000	8 V	120	130	11 760	16,8	1 050	230	0,948	1,052
Д-245.9	95,7	2 400	4 P	110	125	4 750	15,1	490	229	0,863	1,137
Д-245.30Е2	110,2	2 400	4 P	110	125	4 750	17	490	229	0,876	1,124
Д-260.11	130,8	2 100	6 P	110	125	7 120	15	490	229	0,890	1,110
Д-260.13	144	2 100	6 P	110	125	7 120	15	490	229	0,899	1,101
Д-265	154	2 100	6 V	110	125	4 750	15	800	215	0,904	1,096
Д-260.5С	161,5	2 100	6 P	110	125	7 120	15,1	490	229	0,909	1,091
MAN D2866LF15	272	2 000	6 P	128	155	11 967	16	720	220	0,954	1,046
MAN D2866LF20	294	2 000	6 P	128	155	11 967	17	720	220	0,960	1,040
MAN D2866LF25	301	1 900	6 P	128	155	11 967	19	720	220	0,962	1,038
DEUTZ 125 BF4M1013FC	125	2 400	4 P	108	130	4 764	18,1	520	225	0,886	1,114
DEUTZ 140 BF4M1013FC	140	2 300	4 P	108	130	4 764	18,1	520	225	0,896	1,104
DEUTZ CE180 BF6M1013FC	180	2 300	6 P	108	130	7 146	18,1	740	228	0,918	1,082

Марка двигателя	Мощность N_e , кВт	Частота n_e , об/мин	Цилиндр		Ход S , мм	Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Расход топлива $g_{ен}$, г/кВт·ч	Коэффициент	
			Число (i) и расположение	Диаметр d , мм						a	b
DEUTZ CE210 BF6M1013FC	210	2 300	6 P	108	130	7 146	18,1	740	228	0,931	1,069
ГАЗ-560 (STEYR M14)	69,8	3 800	4 P	–	–	2 134	20,5	–	225	0,836	1,164

Примечание. P – вертикальное однорядное расположение цилиндров; V – V-образное расположение цилиндров; все двигатели оснащены турбокомпрессорами.

Таблица П.4

Краткая техническая характеристика тракторных дизельных двигателей

Марка двигателя	Мощность N_e , кВт	Частота n_e , об/мин	Цилиндр		Ход S , мм	Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Расход топлива $g_{ен}$, г/кВт·ч	Коэффициент	
			Число (i) и расположение	Диаметр d , мм						a	b
Д-248.1	37	1 800	4 P	110	125	4 750	15	430	220	0,781	1,219
Д-244	42	1 700	4 P	110	125	4 750	15	430	220	0,792	1,208
Д-246	43	1 500	4 P	110	125	4 750	15	427	225	0,794	1,206
Д-248.3	44	2 000	4 P	110	125	4 750	17	430	220	0,796	1,204
Д-242Л	46	1 800	4 P	110	125	4 750	15,1	490	220	0,800	1,200
Д-241Л	53	2 100	4 P	110	125	4 750	15,1	490	220	0,812	1,188
Д-245.4	60	1 800	4 P	110	125	4 750	15	430	217	0,823	1,177
Д-245.5	65	1 800	4 P	110	125	4 750	15	450	217	0,830	1,170
Д-245Л	77	2 200	4 P	110	125	4 750	17	456	220	0,845	1,155

Продолжение табл. П.4

Марка двигателя	Мощность N_e , кВт	Частота n_e , об/мин	Цилиндр		Ход S , мм	Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Расход топлива $g_{ен}$, г/кВт·ч	Коэффициент	
			Число (i) и расположение	Диаметр d , мм						a	b
Д-245.1	79	2 200	4 P	110	125	4 750	15	456	218	0,847	1,153
Д-245.12	80	2 400	4 P	110	125	4 750	15	500	218	0,848	1,152
Д-245.2	88	2 200	4 P	110	125	4 750	15	470	220	0,856	1,144
Д-245.3	90	2 200	4 P	110	125	4 750	15	456	215	0,858	1,142
Д-260.4	96	2 100	6 P	110	125	4 750	15	650	226	0,864	1,136
Д-245.8	100	2 400	4 P	110	125	4 750	15	430	215	0,867	1,133
Д-260.1	114	2 100	6 P	110	125	4 750	15	650	220	0,879	1,121
Д-260.2	154	2 100	6 P	110	125	4 750	15	750	218	0,904	1,096
Д-260.3	184	2 100	6 P	110	125	4 750	15	750	218	0,920	1,080
СМД-14	55,1	1 700	4 P	120	140	6 330	17	780	265	0,816	1,184
СМД-14БН	45,6	1 500	4 P	120	140	6 330	17	780	165	0,799	1,201
СМД-17К	75,5	1 900	4 P	120	140	6 330	17	750	252	0,843	1,157
СМД-60	121,3	2 000	6 V	130	115	9 150	15	900	231	0,884	1,116
СМД-62	132,4	2 100	6 V	130	115	9 150	15	900	231	0,891	1,109
СМД-80	183,9	2 200	8 V	130	115	12 200	15	1200	231	0,920	1,080
Perkins 104-22	23,5	1 800	4 P	84	100	2 216	22	245	225	0,742	1,258
Perkins 903-27	34	2 250	3 P	95	127	2 700	17,5	356	225	0,774	1,226
Perkins 903-27	36	2 250	3 P	95	127	2 700	17,5	231	225	0,779	1,221
Perkins 104-22	37	2 800	4 P	84	100	2 216	22	245	225	0,781	1,219
Perkins 404 C-22	38	3 000	4 P	95	127	2 200	22,4	184	225	0,784	1,216
Perkins 903-27	40	2 300	3 P	95	127	2 700	17,5	231	225	0,788	1,212
Perkins 704-30	43	2 300	4 P	97	100	3 000	17,5	200	225	0,794	1,206
Perkins 704-30	47	2 300	4 P	97	100	3 000	17,5	200	225	0,802	1,198

Марка двигателя	Мощность N_e , кВт	Частота n_e , об/мин	Цилиндр		Ход S , мм	Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Расход топлива $g_{ен}$, г/кВт·ч	Коэффициент	
			Число (i) и расположение	Диаметр d , мм						a	b
Perkins 903-27T	48	2 250	3 P	95	127	2 700	17,25	256	225	0,804	1,196
Perkins 1004-4	63,5	2 600	4 P	100	127	4 000	16,5	273	225	0,828	1,172
Perkins 1004-4T	83	2 600	4 P	100	127	4 000	16	279	235	0,851	1,149
Perkins 1006-6	96,5	2 600	6 P	100	127	6 000	16,5	410	235	0,864	1,136
Perkins 1006-6T	119	2 600	6 P	100	127	6 000	16	419	235	0,882	1,118
Perkins 1006-6TW	136	2 600	6 P	100	127	6 000	16	410	235	0,894	1,106

Примечание. P – вертикальное однорядное расположение цилиндров; V – V-образное расположение цилиндров; все двигатели оснащены турбокомпрессорами.

Таблица П.5

Техническая характеристика лесовозных прицепов-ропусков и полуприцепов

Марка	Количество осей	Грузоподъемность, кг	Собственная масса, кг	База, мм	Колея, мм	Клиренс, мм	Шины	Перевозимые материалы
МАЗ-9008	2	13 500	4 500	1 320	–	–	12.00R20	Хлысты
ТМЗ-802К	1	8 000	2 465	–	1 790	380	260–20	Хлысты
ТМЗ-803М	2	15 000	3 360	1 350	1 920	420	320–508	Хлысты
ТМЗ-803АК	2	13 000	2 875	1 350	1 920	420	320–508	Хлысты
2-ПП-18	2	18 000	3 957	–	2 030	490	12,00–20	Хлысты
МАЗ-83781-20	2	15 000	5 000	5 385	–	–	11.00R20	Сортименты
МАЗ-99864	3	30 300	8 000	1 540	–	–	11.00R20	Сортименты

Таблица П.6

Краткая техническая характеристика автомобильных шин

Типоразмер	Норма слойности	Нагрузка, кН	Внешний диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм
Обычный профиль					
6,5R20 (180R508)	10	11,92	860	181	403
	8	11,28			
7,00R20 (200R508)	10	15,21	892	198	417
	12	13,73			
	8	13,73			
7,50R20 (220R508)	10	15,21	928	210	433
	12	17,66			
	10	16,19			
8,25R20 (240R508)	12	18,64	962	230	450
	14	20,21			
	10	20,21			
9,00R20 (260R508)	12	21,97	1018	258	437
	14	24,53			
	12	22,56			
10,00R20 (280R508)	14	26,00	1052	275	488
	16	29,30			
	12	25,36			
11,00R20 (300R508)	14	29,43	1082	286	505
	16	31,88			
	14	29,43			
12,00R20 (320R508)	16	32,86	1122	313	525
	18	36,79			
	14	40			
1300×530×533	16	40	1295	535	600
	18	40			

Типоразмер	Норма слойности	Нагрузка, кН	Внешний диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм
Низкопрофильные					
8,25/80R20 (230/80R508)	12	17,66	876	224	415
9/80R20 (250/80R508)	14	20,21	918	250	433
10/80R20 (270/80R508)	14	24,53	954	272	449
11/80R20 (290/80R508)	16	29,43	984	290	462
12/80R20 (310/80R508)	16	31,88	1008	305	472
13/80R20 (330/80R508)	18	36,79	1048	325	490

Таблица П.7

Краткая техническая характеристика тракторных шин

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
Сельскохозяйственные						
11,2–20	978	290	460	9,7	0,15	33,5
12,4–20	1063	315	500	11,95	0,19	31,5
15,5–20	1158	406	518	14,0	1,10	61,0
16,0–20	1095	406	500	17,5	0,17	29,5
16,0–20	1125	405	515	16,9	0,17	47,5
9,5–20	1512	240	725	11,8	0,20	31,0
13,6R38	1540	357	717	15,75	0,14	53,0
15,5R38	1570	394	725	19,8	0,17	60,0
16,9R38	1685	429	780	25,2	0,17	62,5
21,3R38	1400	540	640	25,0	0,16	60,0
11,2–28	1210	284	567	11,2	0,18	38,0

Продолжение табл. П.7

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
23,1–26	1621	605	735	36,1	0,17	75,5
28,1R26	1735	750	790	42,0	0,17	77,5
23,1R26	1596	587	725	35,5	0,17	73,0
32,5R32	1950	825	–	51,0	0,17	–
30,5R32	1820	775	–	47,15	0,17	–
24,5R32	1805	622	–	43,9	0,2	–
23,1R26	1596	587	–	36,1	0,17	–
18,4R38	1750	467	–	27,15	0,14	–
Лесные						
9,00–20	950	241	450	11,0	0,26	25,0
11,2–20	985	284	460	11,55	0,21	32,5
11,2–16	905	264	420	10,5	0,22	32,5
16,0–20	1075	405	490	17,5	0,17	47,5
16,0–20	1095	405	500	17,5	0,17	47,5
13,6–20	1060	345	490	14,3	0,20	40,0
15,5R38	1570	394	730	20,6	0,18	55,0
16,9R30	1462	420	655	22,45	0,17	76,0
18,4R34	1705	467	780	25,65	0,14	72,5
18,4R34	1640	467	760	25,65	0,14	60,0
9,5–42	1512	241	725	12,25	0,21	31,0
11,2–42	1572	284	745	12,9	0,16	41,0
16,9R38	1685	429	780	25,25	0,17	62,5
18,4L30	1520	470	693	28,15	0,18	67,0

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
<i>Armstrong</i>						
18,4–26	1483	477	685	25,77	0,175	56,5
<i>Logger</i>						
18,4–34	1663	477	796	29,20	0,175	62,5
<i>Sceel</i>						
23,1–26	1640	600	749	32,44	0,140	71,0
24,5–32	1816	632	833	44,88	0,175	75,0
28L26	1630	706	749	37,55	0,140	66,0
30,5–32	1833	767	840	53,63	0,175	76,5
<i>Fearstone</i>						
16,9–30	1503	430	693	25,55	0,210	58,5
24,5–32	1800	622	800	39,41	0,140	100,0
28L26	1638	713	741	31,75	0,100	78,0
30,5–32	1879	774	743	47,06	0,140	96,5
35,5–32	2011	901	904	–	–	101,5
<i>Logger Lug</i>						
24,5–32	1831	622	838	44,89	0,175	77,5
30,5L32	1864	767	855	53,63	0,175	77,0
30,5–32	2032	884	919	63,23	0,180	97,0
<i>Timberskid</i>						
28L26	1658	701	756	–	–	73,0
30,5–32	1864	751	840	–	–	92,0

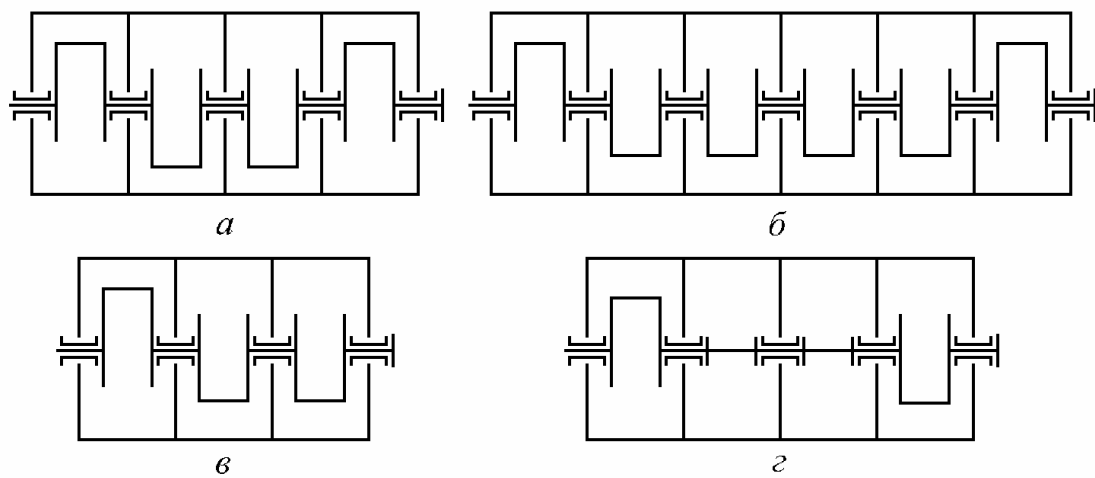


Рис. П.1. Схемы коленчатых валов четырехтактных двигателей:
a – четырехцилиндровый рядный; *б* – шестицилиндровый рядный;
в – шестицилиндровый V-образный; *г* – восьмицилиндровый V-образный

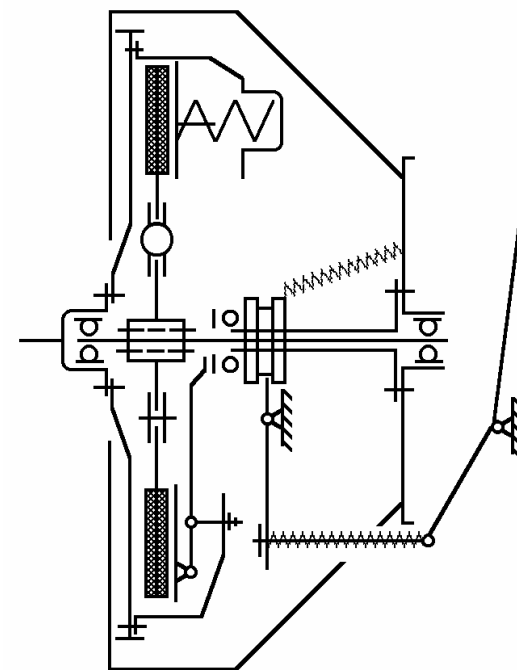


Рис. П.2. Однодисковая муфта сцепления с демпфером

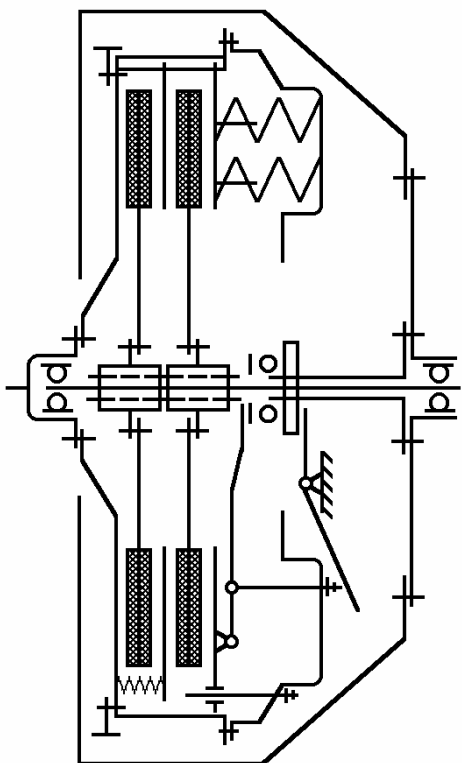


Рис. П.3. Двухдисковая муфта сцепления

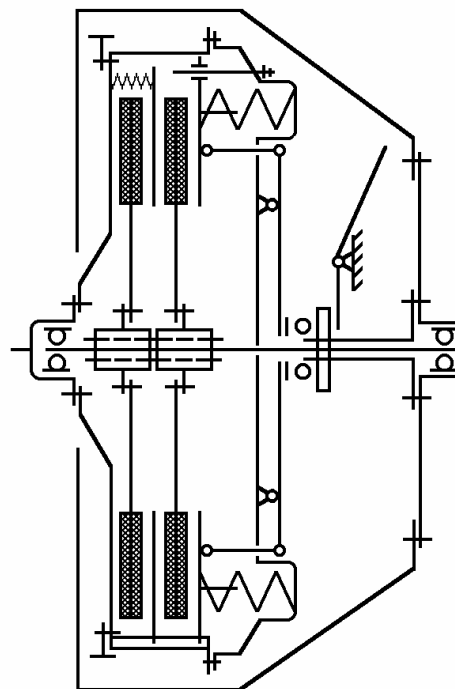


Рис. П.4. Двухдисковая муфта сцепления тракторов большого класса тяги

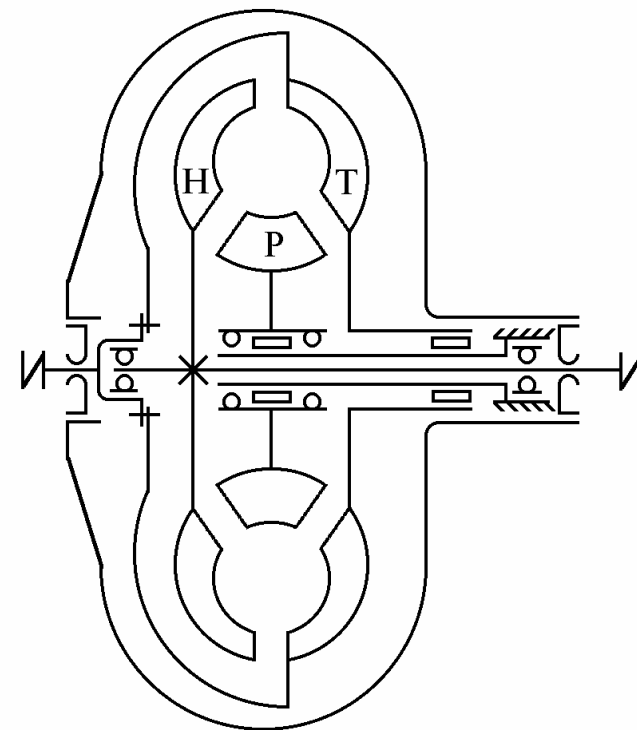


Рис. П.5. Гидротрансформатор:
Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо;
Р – реакторное колесо

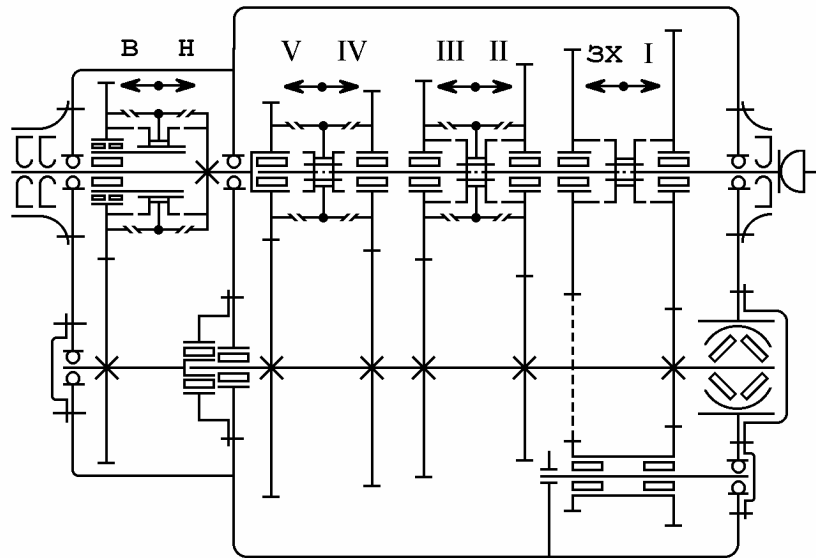


Рис. П.6. Автомобильная 10-ступенчатая коробка передач с делителем

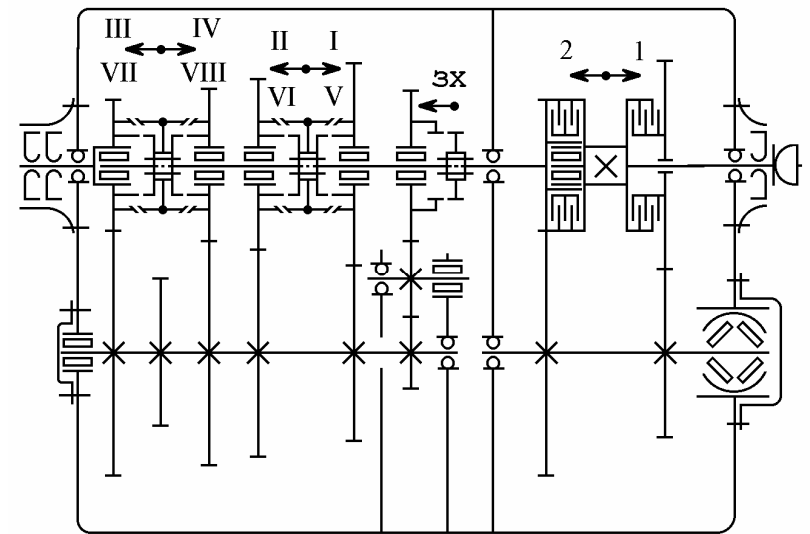


Рис. П.7. Автомобильная 8-ступенчатая коробка передач

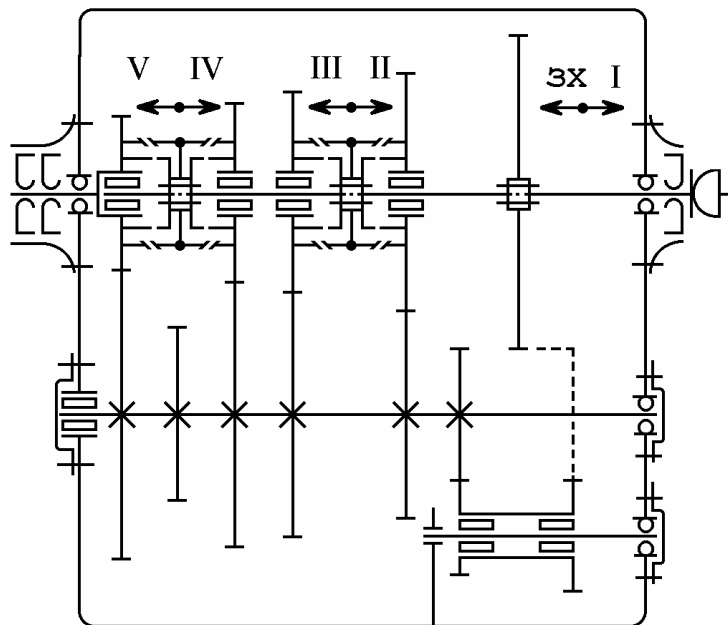


Рис. П.8. Автомобильная 5-ступенчатая коробка передач

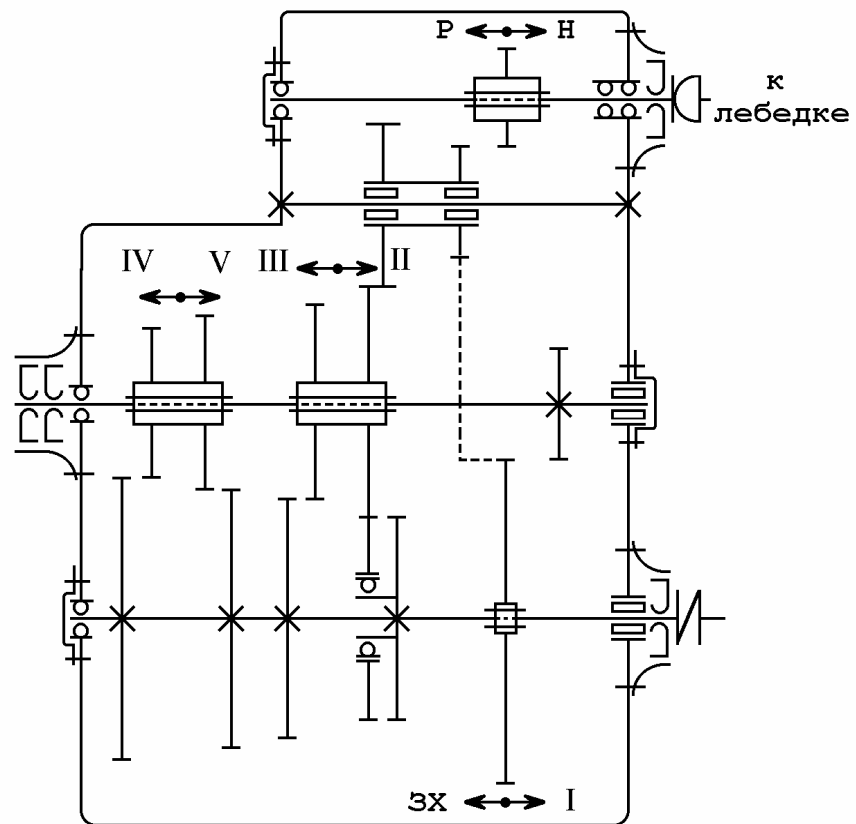


Рис. П.9. Тракторная 5-ступенчатая коробка передач

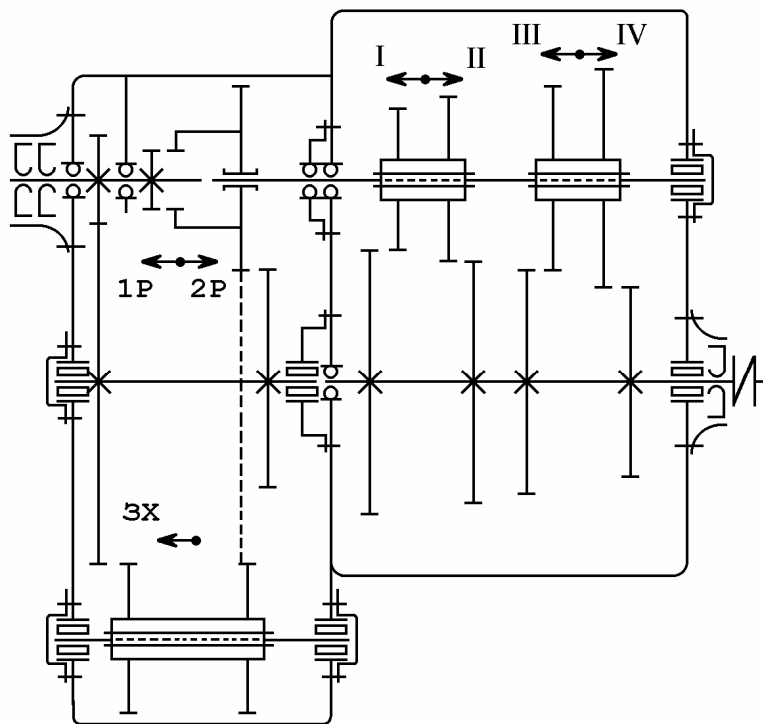


Рис. П.10. Тракторная 2-режимная 4-ступенчатая коробка передач

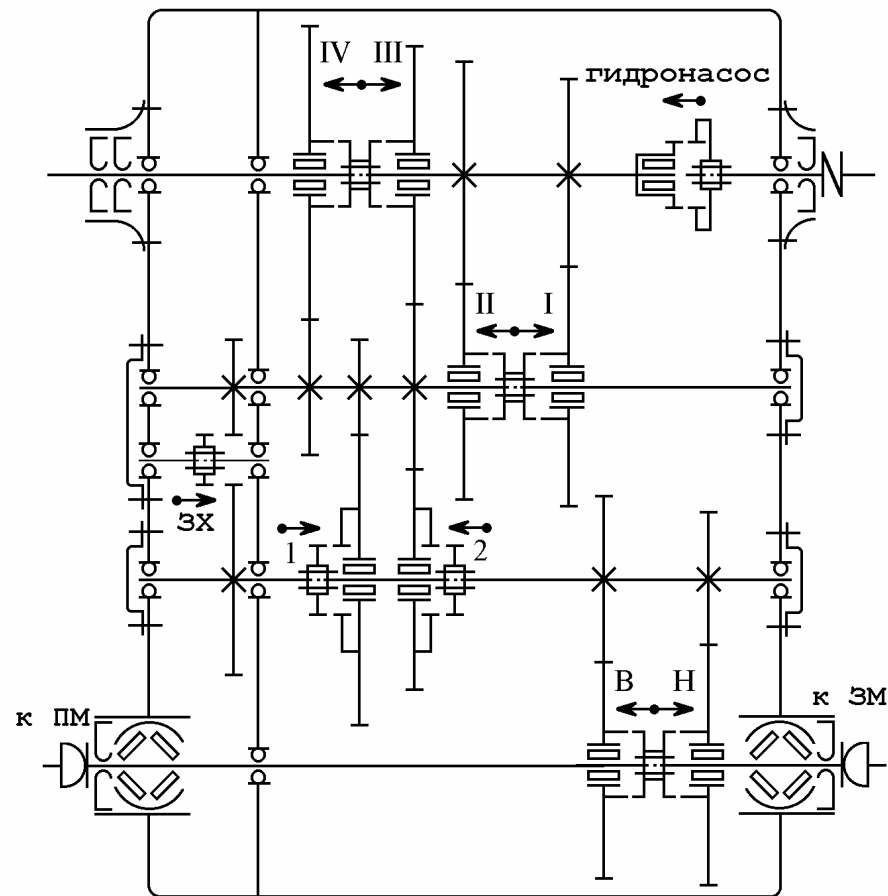


Рис. П.11. Тракторная 2-диапазонная 2-режимная 4-ступенчатая коробка передач с переключением зубчатыми муфтами

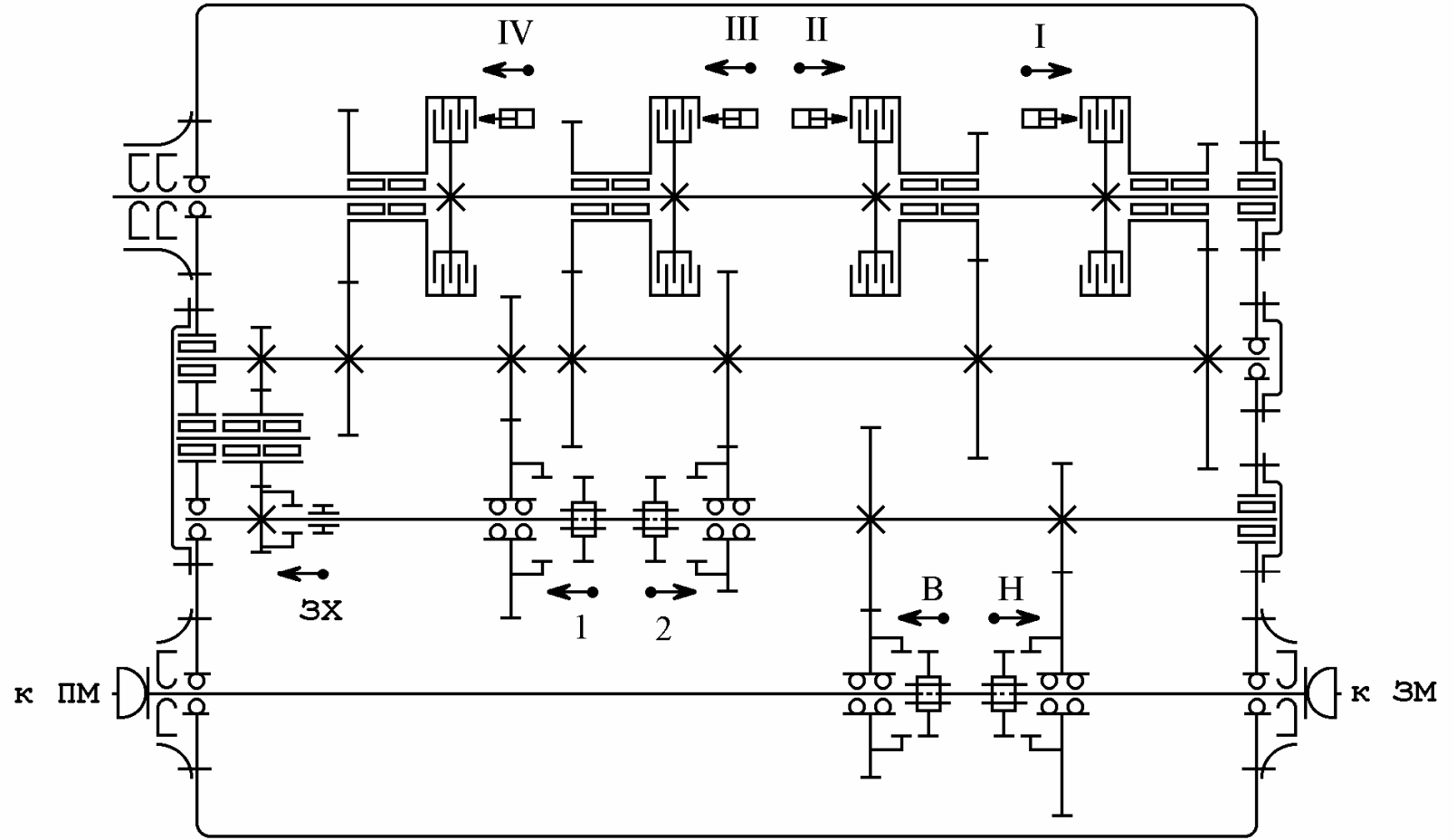


Рис. П.12. Тракторная 2-диапазонная 2-режимная 4-ступенчатая коробка передач с переключением гидropоджимными муфтами

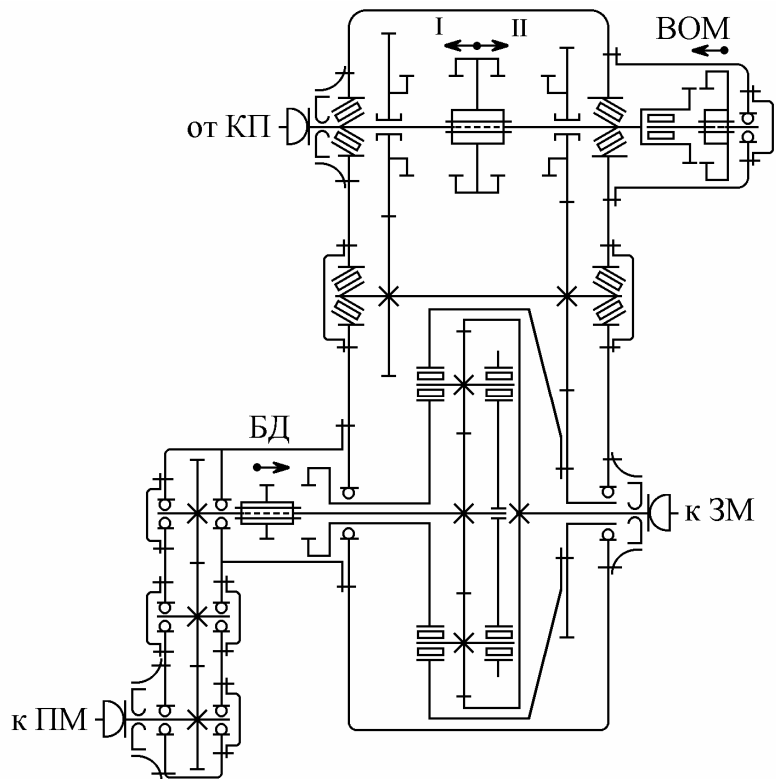


Рис. П.13. Раздаточная коробка с дифференциальным приводом ведущих мостов

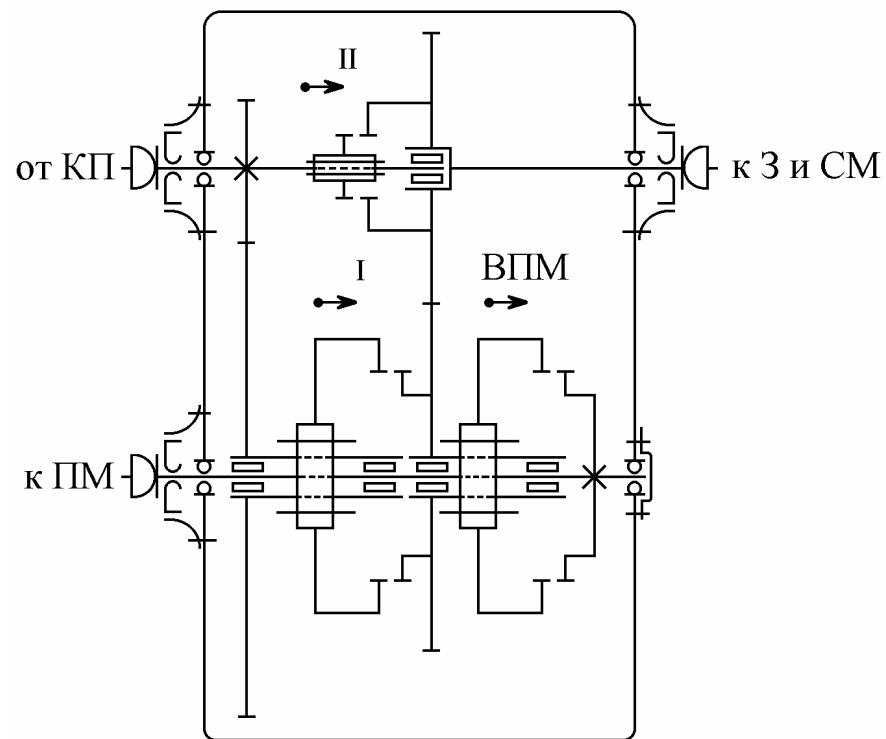


Рис. П.14. Раздаточная коробка с блокированным приводом ведущих мостов

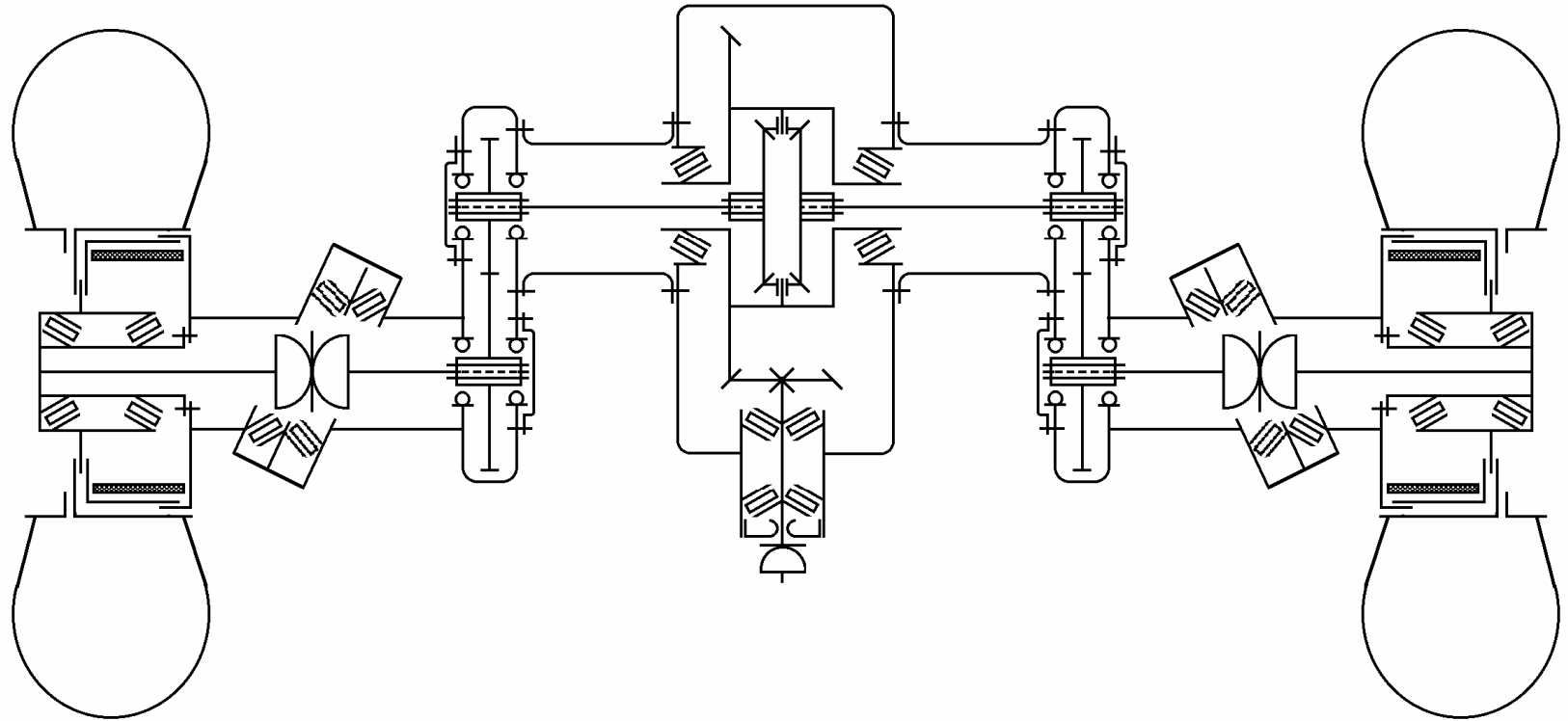


Рис. П.15. Передний ведущий мост автомобиля с одинарной главной передачей, бортовым редуктором и шарниром равных угловых скоростей типа «двойной кардан»

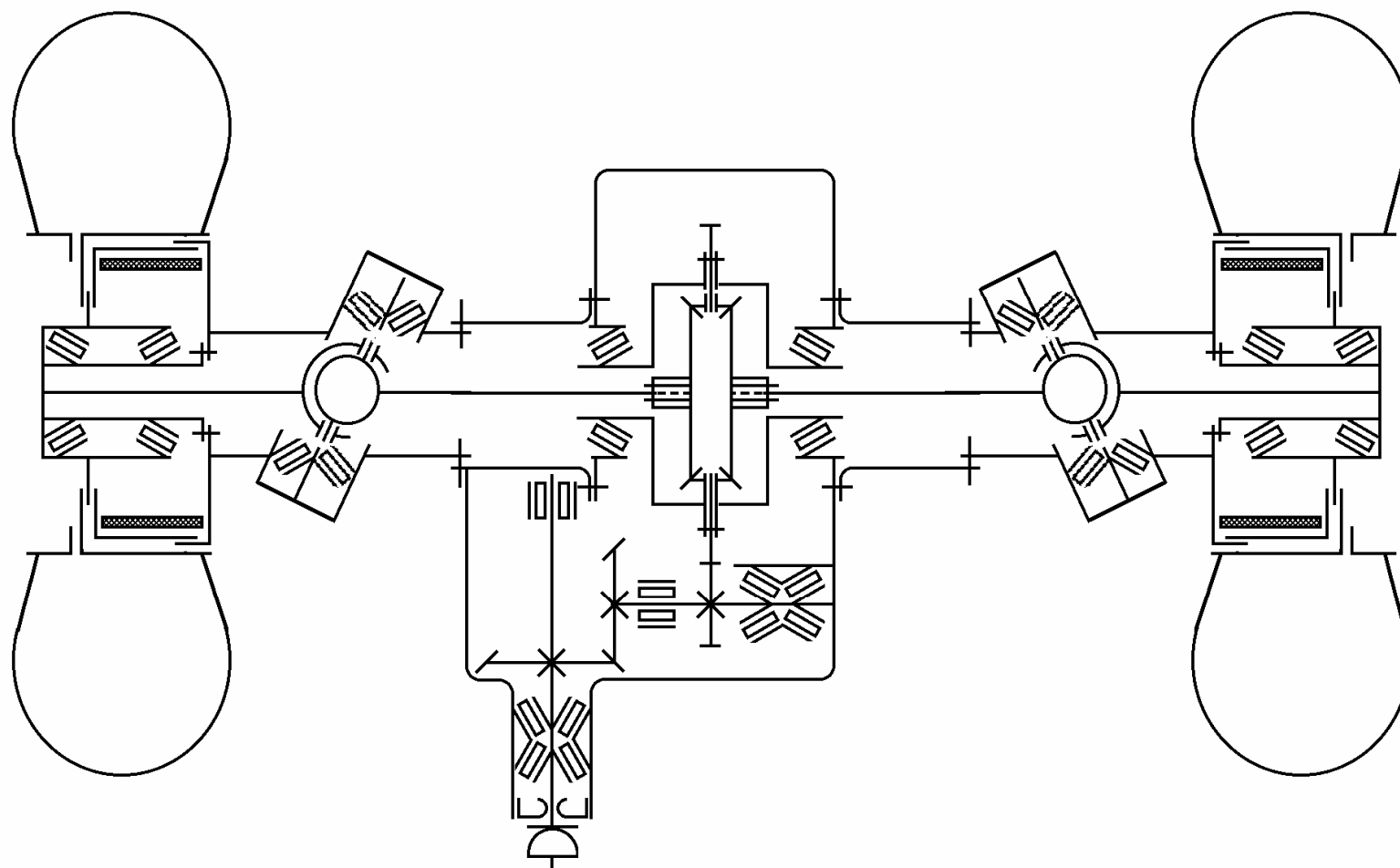


Рис. П.16. Передний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей и карданным шарниром равных угловых скоростей

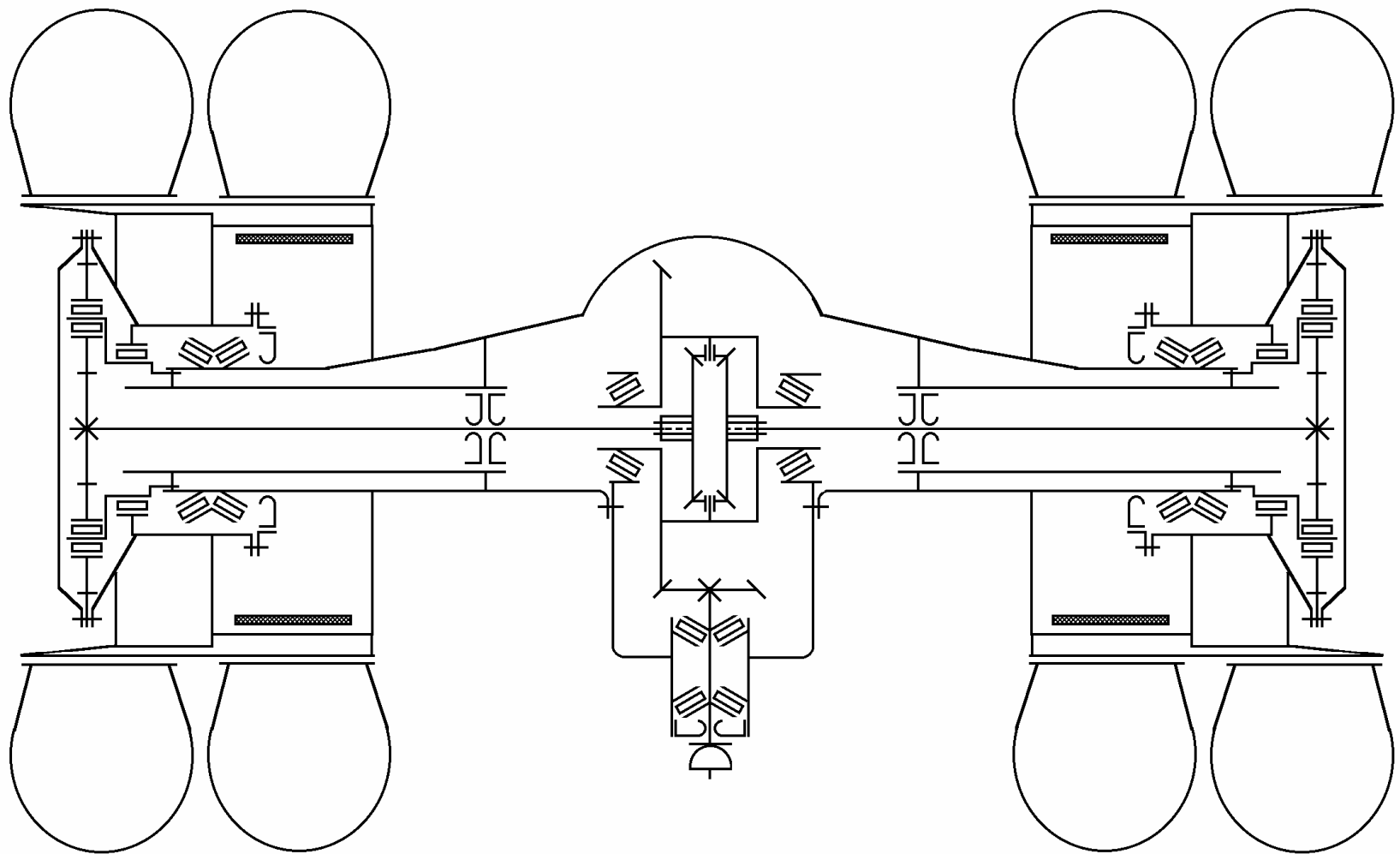


Рис. П.17. Задний ведущий мост автомобиля
с одинарной главной передачей и планетарной колесной передачей

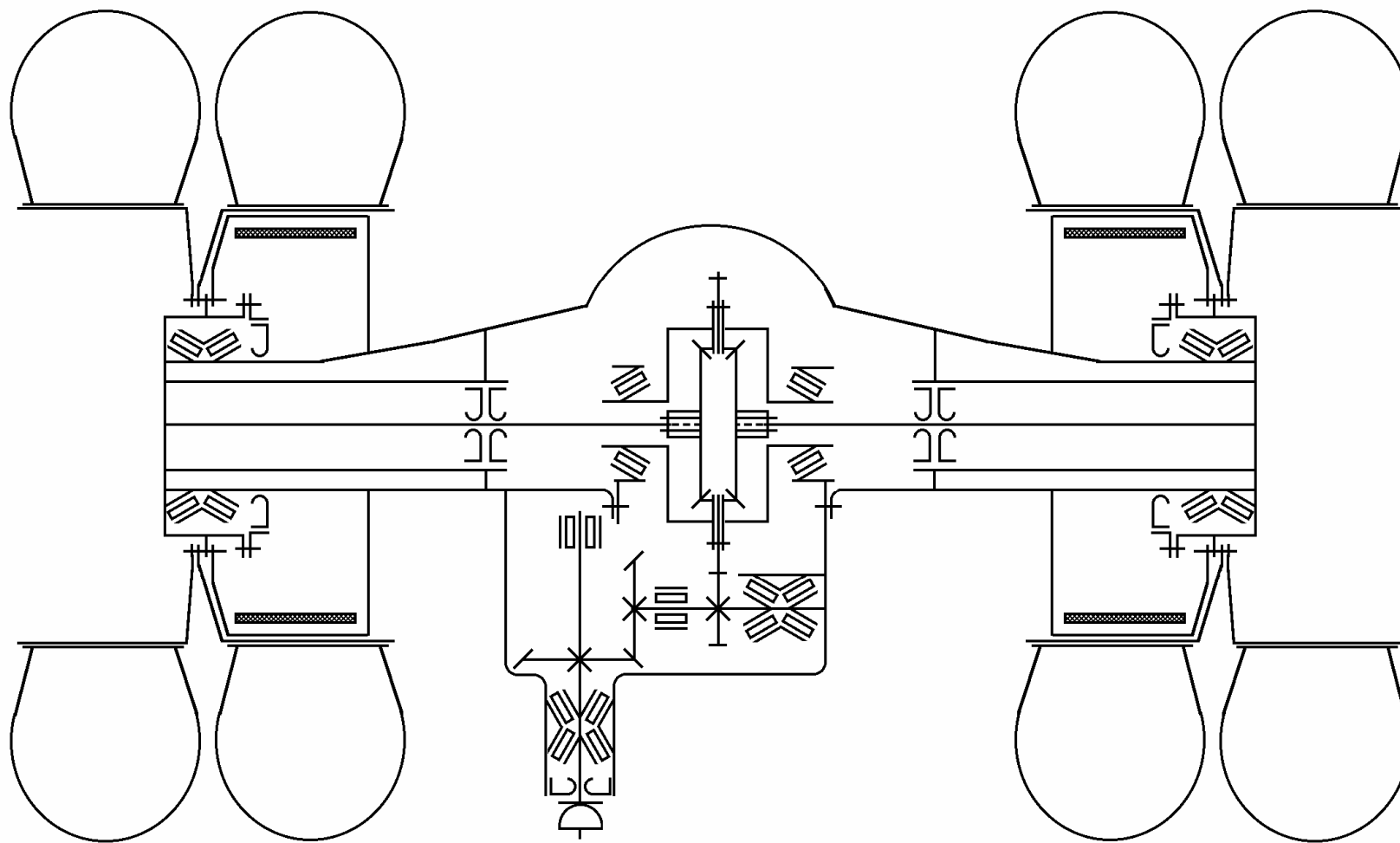


Рис. П.18. Задний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей

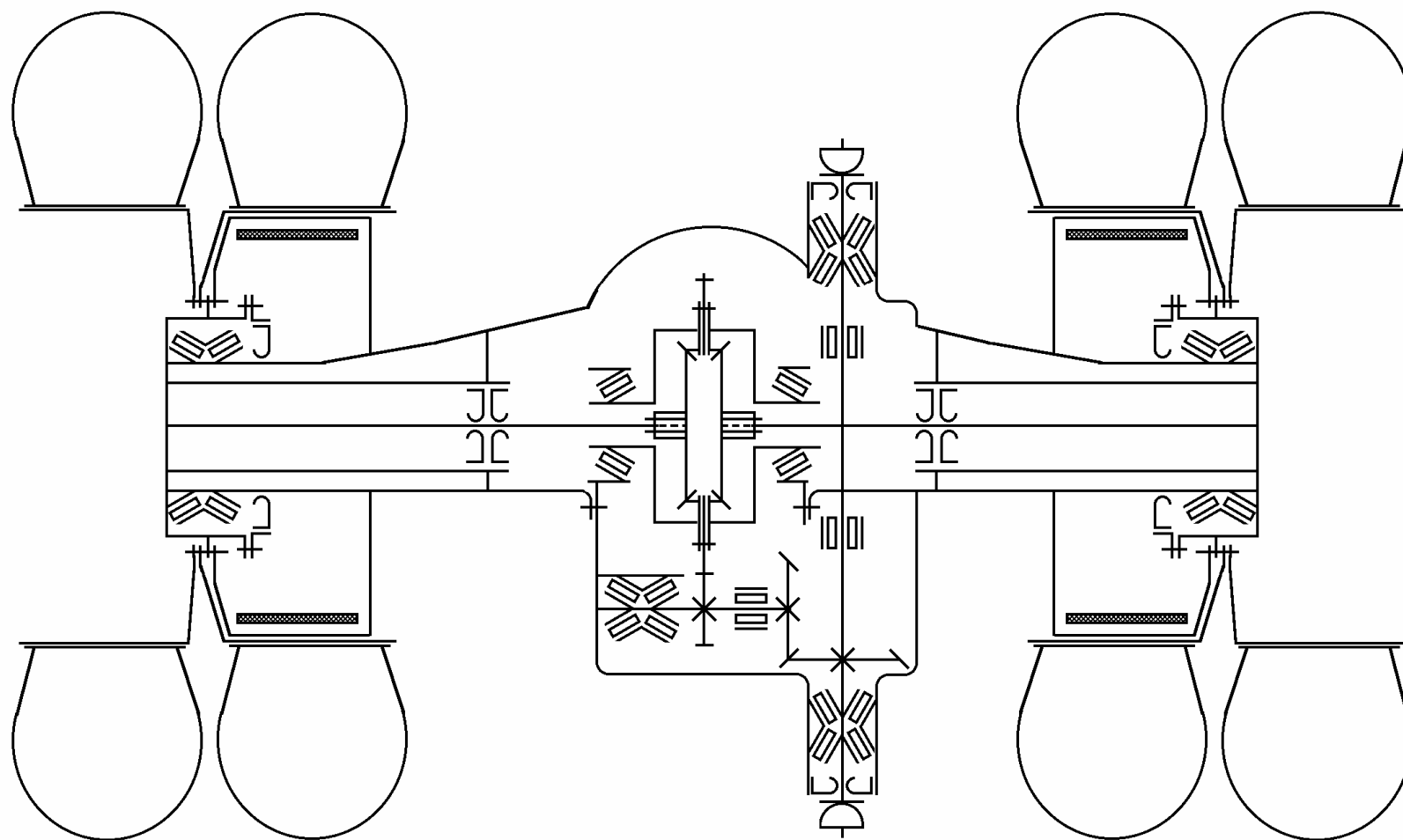


Рис. П.19. Средний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей и проходным валом

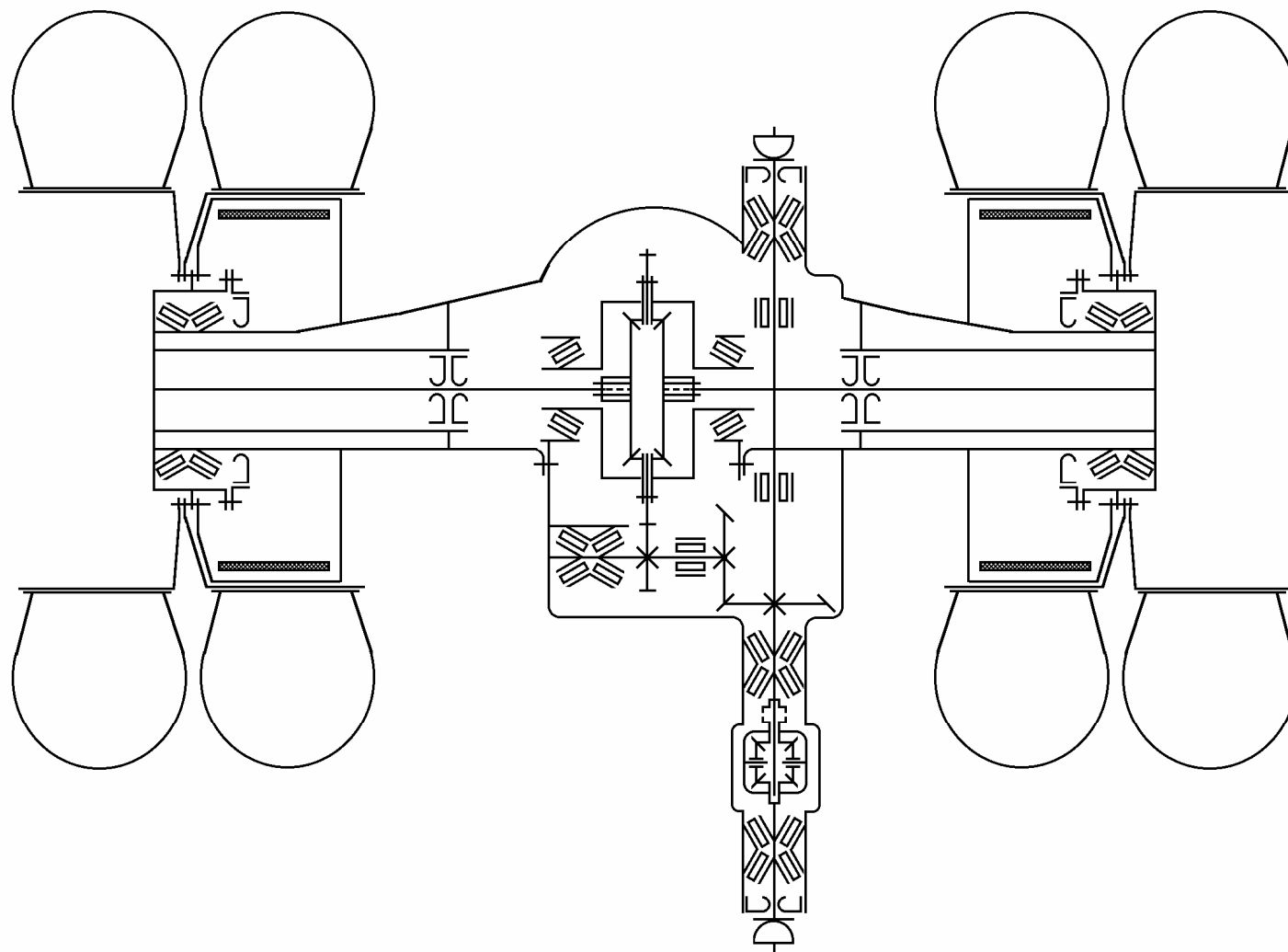


Рис. П.20. Средний ведущий мост автомобиля
с двойной главной передачей, проходным валом и межосевым дифференциалом

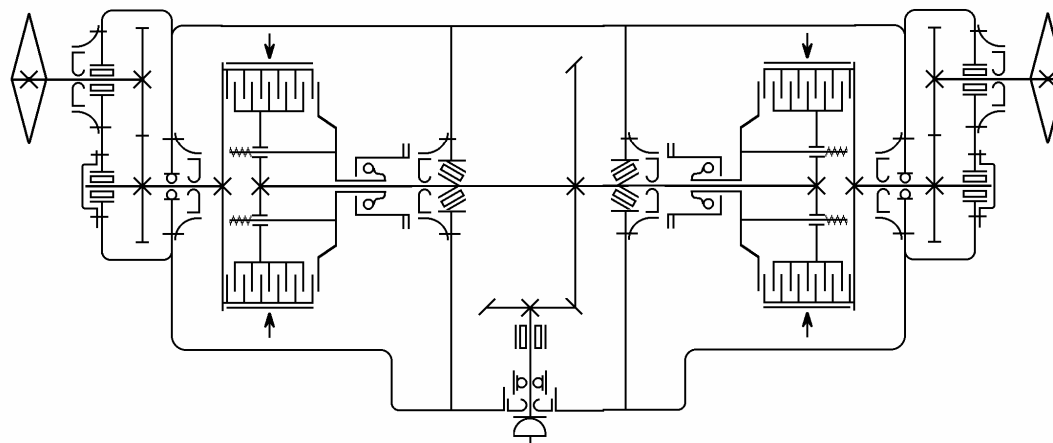


Рис. П.21. Задний мост гусеничного трактора с фрикционными муфтами поворота

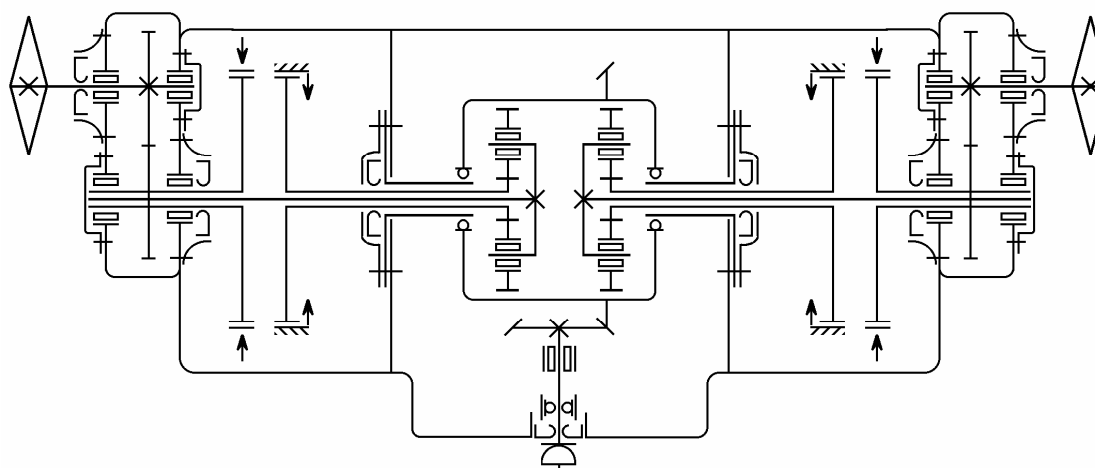


Рис. П.22. Задний мост гусеничного трактора со сдвоенным планетарным механизмом поворота

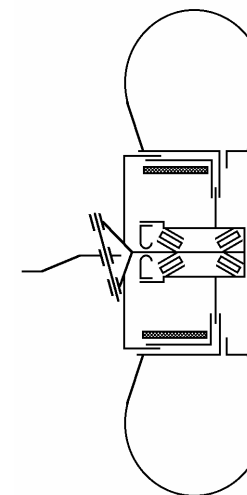


Рис. П.23. Установка переднего колеса автомобиля с колесной формулой 4×2

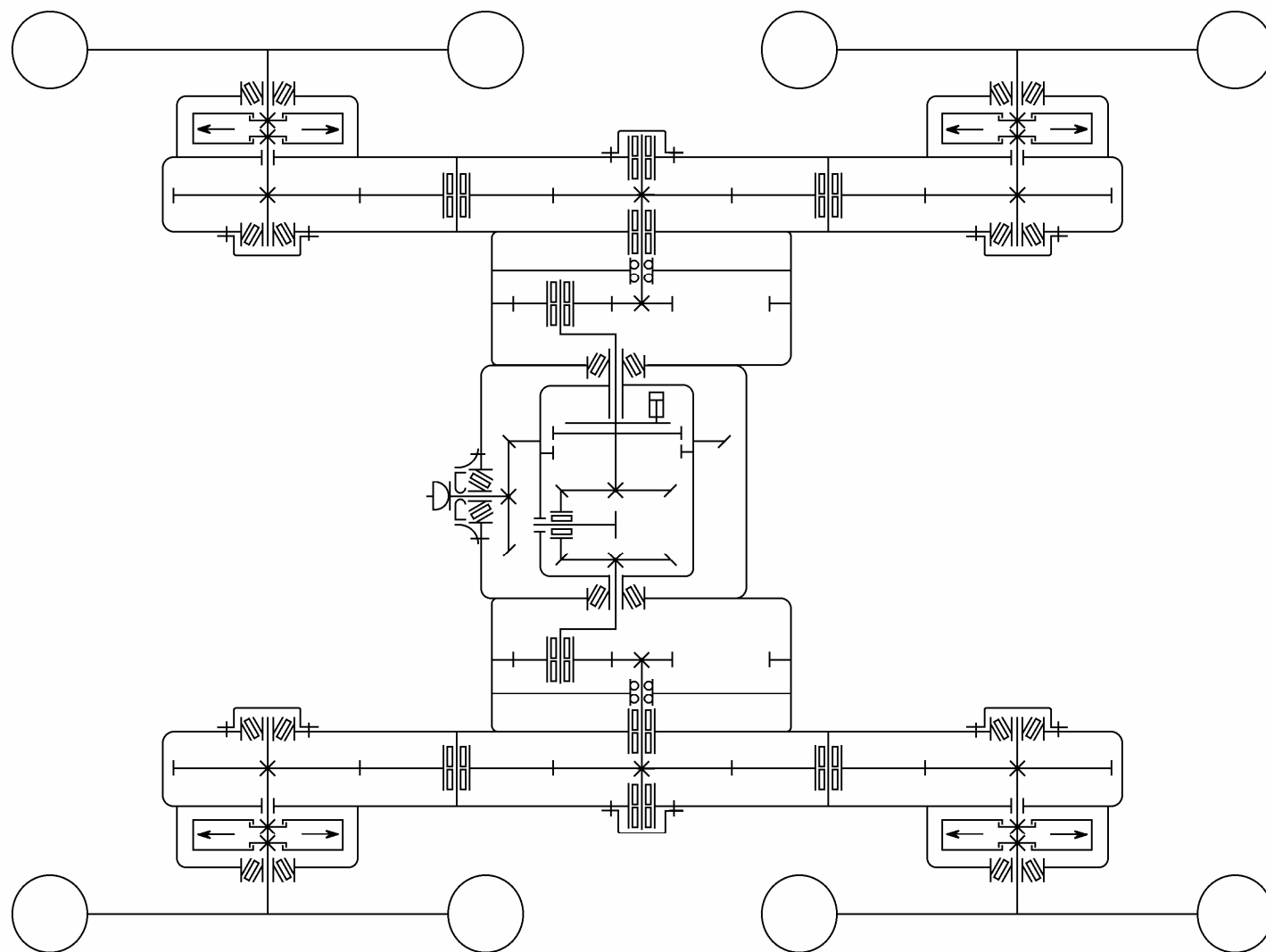


Рис. П.24. Тандемная тележка колесного трактора

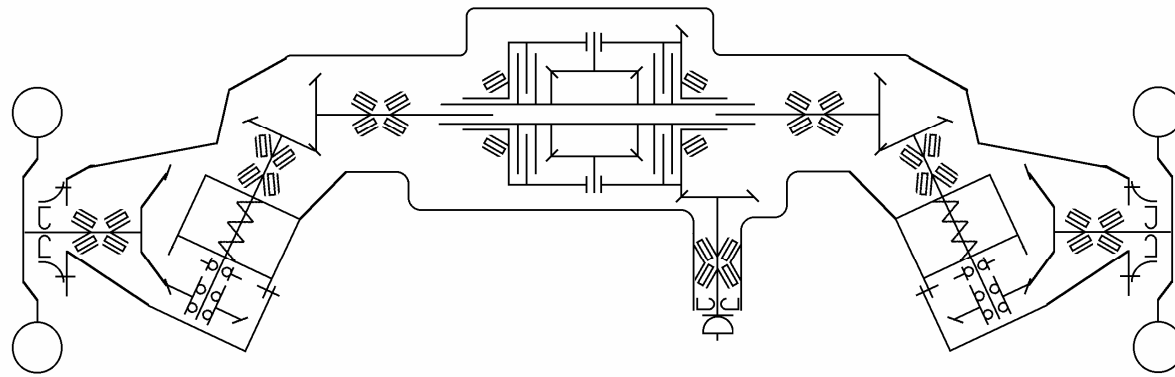


Рис. П.25. Передний ведущий мост колесного трактора

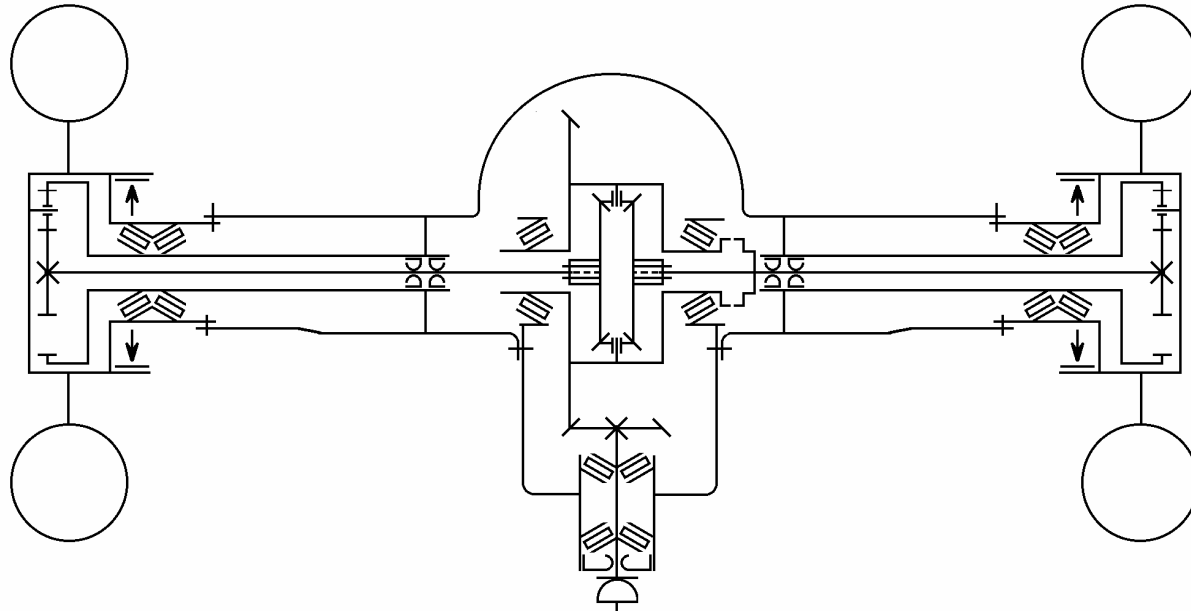


Рис. П.26. Ведущий мост колесного трактора

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Компонировочные схемы лесных машин и их технологического оборудования	5
1.1. Общие указания	5
1.2. Трелевочные тракторы	5
1.3. Лесовозный транспорт	10
2. Выбор двигателя	15
2.1. Определение мощности двигателя	15
2.2. Определение основных размеров двигателя	20
2.3. Тепловой расчет двигателя	23
2.4. Построение внешней скоростной характеристики двигателя	28
3. Выбор основных узлов и передаточных чисел силовой передачи машины	32
3.1. Общие положения	32
3.2. Выбор передаточных чисел силовой передачи гусеничных и колесных машин	34
3.3. Сцепления	37
3.4. Гидромуфты и гидротрансформаторы	38
3.5. Коробки передач	39
3.6. Раздаточные коробки	44
3.7. Карданные передачи	46
3.8. Главные передачи	47
3.9. Полуоси, колесные и бортовые редукторы	47
3.10. Ходовая часть	48
3.11. Механизмы управления	50
3.12. Тормоза	51
4. Тяговая и динамическая характеристики машины и их анализ	53
4.1. Построение характеристик	53
4.2. Анализ тяговых свойств машины	56
4.2.1. Анализ тяговых возможностей лесовозного автопоезда	57
4.2.2. Анализ тяговых возможностей гусеничного трелевочного трактора	60

5. Определение опорных реакций колесных и гусеничных машин	63
5.1. Общие положения	63
5.2. Двухосные колесные машины типа 4×2 и 4×4	63
5.3. Трехосные машины	67
5.4. Гусеничные машины	68
6. Определение производительности лесных машин	72
6.1. Общие указания	72
6.2. Расчет сменной производительности трелевочного трактора	72
6.3. Расчет сменной производительности лесовозного автомобиля	73
6.4. Расчет годовой производительности	73
Приложения	75
Рекомендуемые источники	101

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Тяговые машины / Валяжонков В. Д. и др. – Л.: ЛТА, 1982. – 51 с.
2. Гуськов В. В. Тракторы. Теория: В 2 ч. Ч. 2. – Мн.: Выш. шк., 1977. – 348 с.
3. Тихонов А. Ф., Жуков А. В. Лесные машины. – Мн.: Выш. шк., 1984. – 279 с.
4. Тракторы. Дипломное проектирование / Андреев А. Ф. и др. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 158 с.
5. Анисимов Г. М. Лесные машины. – М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 512 с.
6. Скотников В. А. Тракторы и автомобили. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.
7. Гришкевич А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
8. Проекты (работы) дипломные. Требования и порядок подготовки, представления к защите и защиты: СТП 001-2002. – Введ. 2002-01-04. – Мн.: БГТУ, 2002. – 159 с.
9. Проспекты и материалы интернет сайтов фирм производителей лесозаготовительных и лесотранспортных машин отечественного и зарубежного производства.